

Eduardo Cao

TRANSFERENCIA DE CALOR EN
INGENIERÍA DE PROCESOS



Quinta Edición

Edición digital de descarga libre

Descargue también las planillas de cálculo

TRANSFERENCIA DE CALOR EN INGENIERÍA DE PROCESOS

TRANSFERENCIA DE CALOR EN INGENIERÍA DE PROCESOS

Eduardo Cao

Quinta Edición-
Buenos Aires 2024

Se autoriza la descarga de este libro digital en su conjunto para ser utilizado como material didáctico o de consulta sin ningún tipo de edición o manipulación.

Se prohíbe su impresión con fines comerciales.

Cualquier reproducción parcial de su contenido debe ser autorizada por el autor.

transferenciadecalorcao@gmail.com

Esta página fue dejada deliberadamente en blanco

Indice

1	Introducción.....	1
2	Fundamentos de transmisión calórica.....	3
2-1	Concepto de operación unitaria.....	3
2-2	El calor y el primer principio de la termodinámica.....	4
2-3	Temperatura y energía interna.....	5
2-4	Sistemas continuos y estado estacionario.....	5
2-5	Primer principio aplicado a sistemas continuos.....	6
2-6	Variables termodinámicas.....	8
2-7	Mecanismos de transmisión de calor.....	9
2-7-1	Conducción.....	9
2-7-2	Convección.....	10
2-7-3	Radiación.....	12
2-7-4	Otros mecanismos de transmisión de calor.....	13
3	Conducción en sólidos.....	15
3-1	Ecuación general de conducción en sólidos.....	15
3-2	Transferencia de calor a través de una pared.....	16
3-2-1	Caso de geometría plana.....	16
3-2-2	Geometrías cilíndricas.....	20
3-3	Conducción de calor en estado estacionario en sistemas multidimensionales.....	23
3-4	Aislamiento térmico.....	25
4	Convección.....	31
4-1	Convección forzada sobre una placa plana.....	31
4-1-1	Capa límite.....	31
4-1-2	Esfuerzos de corte en un fluido en movimiento.....	32
4-1-3	Desarrollo de la capa límite.....	33
4-1-4	Capa límite laminar y turbulenta.....	33
4-1-5	Flujo de calor desde una placa plana a un fluido en movimiento.....	35
4-1-6	El coeficiente pelicular de convección.....	36
4-1-7	Efecto de la velocidad en el coeficiente pelicular h	37
4-1-8	Correlaciones para flujo de calor desde una placa plana a un fluido.....	38
4-2	Convección forzada en el interior de tuberías.....	39
4-2-1	Flujo de fluidos en el interior de cañerías.....	39
4-2-2	Caída de presión.....	41
4-2-3	Flujo no isotérmico de fluidos en el interior de cañerías.....	43
4-2-4	Desarrollo del perfil de temperaturas.....	46
4-2-5	Velocidad de transmisión de calor desde la pared hacia el fluido. Coeficiente pelicular local.....	46

4-2-6	Significado del coeficiente h_{loc}	47
4-2-7	Diferencias medias de temperatura para toda la longitud del tubo.....	47
4-2-8	Determinación experimental de los coeficientes de transferencia. Números adimensionales.....	48
4-2-9	Influencia de la temperatura de la pared.....	48
4-2-10	Correlaciones experimentales.....	49
4-2-11	Otros grupos adimensionales.....	50
4-2-12	Diámetro equivalente.....	52
4-3	Convección forzada alrededor de objetos sumergidos.....	53
4-3-1	Flujo de fluidos alrededor de objetos sumergidos.....	53
4-3-2	Coefficientes peliculares de convección.....	55
4-4	Convección natural.....	58
4-4-1	Mecanismo de transferencia de calor por convección libre.....	58
4-4-2	Correlaciones para distintas geometrías.....	59
4-4-3	Efecto de la velocidad de viento en convección natural.....	61
4-4-4	Coefficiente combinado de radiación y convección	62
5	Fundamentos de intercambio de calor entre dos fluidos.....	69
5-1	Expresión de los balances entálpicos.....	70
5-2	Area de transferencia y coeficientes de transferencia de calor.....	71
5-3	Expresión del coeficiente de transmisión de calor en función de los coeficientes peliculares.....	72
5-3-1	Resistencias individuales	72
5-3-2	Resistencia de ensuciamiento	74
5-3-3	Resistencia controlante	75
5-4	Diferencia media de temperatura entre los fluidos.....	76
5-4-1	Disposición en contracorriente y en corrientes paralelas	77
5-4-2	Diagramas térmicos de intercambiadores de calor	78
5-4-3	Diferencia media logarítmica de temperaturas	80
5-5	Cálculo del coeficiente de transmisión de calor U para intercambiadores de doble tubo.....	82
5-5-1	Coefficiente interno h_i	82
5-5-2	Cálculo para el fluido del ánulo	83
5-5-3	Pérdida de carga en intercambiadores de doble tubo	83
5-5-4	Utilización de los intercambiadores de doble tubo	84
5-6	Especificaciones de proceso de un intercambiador de calor.....	86
5-6-1	Especificaciones sobre la performance térmica	86
5-6-2	Especificaciones sobre la caída de presión de las corrientes	88
5-6-3	Coefficiente de ensuciamiento	89
5-6-4	Limitaciones geométricas	89
5-7	Esquema de diseño de un intercambiador de doble tubo.....	89
6	Intercambiadores de casco y tubos.....	101
6-1	Códigos constructivos.....	101
6-2	Elementos constitutivos de los intercambiadores de casco y tubos.....	102
6-3	Deflectores o baffles.....	104
6-4	Tubos y distribución de tubos.....	107
6-5	Fijación de los tubos a las placas tubulares.....	109
6-6	Intercambiadores multipaso.....	111
6-7	Equipos con más de un paso en carcasa.....	113
6-8	Cabezales de entrada.....	115
6-9	Intercambiadores de haz de tubos fijo e intercambiadores de haz extraíble.....	116
6-9-1	Construcción con haz de tubos fijo	117
6-9-2	Construcción con haz removible	117
6-9-3	Comparación entre los distintos tipos	122
6-9-4	Tipos normalizados y designación TEMA	122

6-9-5 Longitud efectiva de tubos	124
6-10 Vibración de los tubos.....	125
6-10-1 Causas de las vibraciones	125
6-10-2 Zonas críticas del intercambiador	126
6-10-3 Tratamiento del problema	127
6-10-4 Acciones correctivas	128
6-11 Hoja de especificación.....	128
6-12 Proyecto y construcción de intercambiadores de calor.....	128
6-12-1 Proceso de diseño y construcción de un intercambiador de calor	128
6-12-2 Especificación Técnica	129
7 Diseño térmico de intercambiadores de casco y tubos.....	131
7-1 principios básicos	131
7-1-1 La tarea de diseño	131
7-1-2 Hipótesis de mezclado transversal	
7-1 Hipótesis de mezclado transversal.....	132
7-2 Factor de corrección de DMLT para otras disposiciones de flujo.....	135
7-2-1 Cálculo de los factores Ft	136
7-2-2 El factor Ft como criterio de selección de la configuración	136
7-2-3 Combinación de intercambiadores	140
7-2-4 Orientación de las bocas de entrada	140
7-3 Parámetros básicos de diseño de un intercambiador.....	140
7-4 Coeficientes de transmisión de calor y caída de presión del lado de los tubos.....	140
7-4-1 Coeficientes peliculares de transmisión de calor	141
7-4-2 Pérdida de carga	144
7-5 Coeficientes de transmisión de calor y caída de presión del lado de la carcasa.....	147
7-5-1 Método de Kern.....	147
7-5-2 Factores que afectan el diseño no considerados por el método de Kern....	150
7-5-3 Método de Bell.....	154
7-5-4 Técnicas computacionales.....	165
7-5-5 Precisión de las distintas correlaciones.....	165
7-6 Diseño y verificación de equipos.....	171
7-6-1 Verificación de equipos existentes.....	171
7-6-2 Diseño de un intercambiador.....	174
7-7 Eficiencia de intercambiadores.....	182
7-7-1 Cálculo de la temperatura de salida de un intercambiador.....	182
7-7-2 Significado físico de la eficiencia.....	187
7-7-3 Análisis de las curvas de eficiencia.....	188
8 Tubos aletados.....	193
8-1 Intercambiadores de doble tubo con aletas longitudinales.....	193
8-1-1 Utilización de aletas en intercambiadores de doble tubo.....	193
8-1-2 Derivación de la eficiencia de la aleta para el caso de aletas longitudinales.....	193
8-1-3 Coeficientes peliculares y pérdidas por fricción en aletas longitudinales....	200
8-1-4 Intercambiadores multitubo de flujo longitudinal.....	201
8-2 Aeroenfriadores.....	205
8-2-1 Componentes de un aeroenfriador.....	205
8-2-2 Transferencia de calor en los aeroenfriadores.....	210
8-2-3 Método detallado de diseño.....	216
9 Intercambiadores de placas y juntas.....	227
9-1 Principio de operación y descripción general.....	227
9-2 Combinación serie paralelo.....	230
9-3 Elementos componentes de los intercambiadores de placas y juntas.....	231
9-3-1 Placas de Intercambio de Calor	231

9-3-2 Juntas	233
9-3-3 Marcos.....	233
9-4 Ventajas y limitaciones de los intercambiadores de placas.....	234
9-4-1 Características generales.....	234
9-4-2 Límites operativos	234
9-5 Intercambiadores de placas soldadas y semisoldadas.....	235
9-6 Intercambiadores de placas vs intercambiadores de casco y tubos.....	235
9-7 Coeficientes de transmisión de calor típicos.....	236
9-8 Correlaciones para transmisión de calor y pérdida de carga.....	236
9-9 Coeficiente de corrección de DMLT.....	239
9-10 Resistencias de ensuciamiento.....	239
9-11 Número de unidades de transferencia y caída de presión específica.....	242
10 Condensación de vapores.....	245
10-1 Mecanismos de la condensación.....	245
10-2 Condensación de vapores puros.....	247
10-2-1 Condensación en película. Teoría de Nusselt.....	247
10-2-2 Condensación en película-Régimen turbulento.....	245
10-2-3 Efecto de la velocidad del vapor.....	256
10-3 Condensadores de vapores puros.....	258
10-3-1 Distintos tipos de condensadores.....	261
10-3-2 Diseño de condensadores para fluidos puros.....	263
10-4 Condensadores desobrecalentadores.....	267
10-5 Condensación de mezclas de vapores.....	272
10-5-1 Procesos difusivos en la condensación de multicomponentes.....	273
10-5-2 Método generalizado para el diseño de condensadores.....	276
10-6 El vapor de agua como medio de calefacción de procesos.....	279
10-6-1 Sistemas de calefacción de procesos.....	279
10-6-2 Regulación del caudal de vapor.....	285
11 Ebullición de líquidos.....	291
11-1 Mecanismo de la transferencia de calor a líquidos en ebullición.....	291
11-1-1 Condiciones de equilibrio de una burbuja.....	292
11-1-2 Nucleación en el interior de líquidos.....	293
11-1-3 Diámetro de la burbuja al desprenderse de la superficie.....	301
11-2 Ebullición de líquidos en reposo (pool boiling).....	302
11-2-1 Curva de ebullición para líquidos en reposo.....	302
11-2-2 Correlaciones para la curva de ebullición.....	303
11-2-3 Comparación entre las distintas correlaciones para ebullición nucleada.....	307
11-2-4 Efecto de las resistencias controlantes.....	309
11-3 Ebullición en el interior de tubos.....	310
11-3-1 Regímenes de flujo bifásico.....	310
11-3-2 Caracterización de los regímenes de flujo.....	311
11-3-3 Pérdida de carga.....	312
11-3-4 Mecanismos de transmisión de calor durante la evaporación en el interior de un tubo vertical.....	313
11-3-5 Correlaciones de transferencia de calor para ebullición dentro de tubos.....	315
11-4 Rebullidores.....	324
11-4-1 Distintos tipos.....	324
11-4-2 Diseño térmico de rebullidores.....	330
11-4-2-1 Diseño de rebullidores de marmita (kettle reboiler).....	331
11-4-2-2 Rebullidor de termosifón horizontal.....	338
11-4-2-3 Rebullidores de flujo axial.....	338
12 Radiación térmica.....	349
12-1 Transmisión de calor por radiación a través de medios transparentes.....	349

12-1-1	Naturaleza de la energía radiante.....	349
12-1-2	Coeficientes de absorción, emisión y transparencia.....	350
12-1-3	Ley de Kirchoff.....	351
12-1-4	La cavidad como cuerpo negro.....	352
12-1-5	Poder emisivo monocromático.....	352
12-1-6	Distribución espectral del cuerpo negro.....	353
12-1-7	Emisión de superficies reales.....	354
12-1-8	Cuerpos grises.....	354
12-1-9	Coeficiente de absorción monocromático.....	355
12-1-10	Generalización de la ley de Kirchoff para superficies grises.....	356
12-1-11	Intensidad de radiación.....	356
12-1-12	Intensidad de radiación monocromática.....	358
12-1-13	Distribución espacial de la emisión de un cuerpo negro.....	358
12-1-14	Poder emisivo direccional-ley del coseno-Distribución de emisión de superficies reales.....	359
12-1-15	Intensidad y poder emisivo del cuerpo negro.....	360
12-1-16	Intercambio de energía entre cuerpos negros. Factor de visión.....	360
12-1-17	Algebra de los factores de visión.....	364
12-1-18	Analogía eléctrica.....	365
12-1-19	Intercambio de energía radiante entre tres cuerpos negros.....	365
12-1-20	Refractarios.....	366
12-1-21	Caso de varias superficies refractarias.....	367
12-1-22	Cuerpos no negros.....	369
12-1-23	Transferencia de calor desde un cuerpo gris a otro que lo rodea totalmente.....	372
12-1-24	Apantallamientos radiantes.....	373
12-2	Transmisión de calor por radiación en medios absorbentes.....	375
12-2-1	Gases activos y gases inertes para la radiación.....	375
12-2-2	Descripción del fenómeno de absorción de radiación por parte de un gas . Ley de Beer.....	375
12-2-3	Factor de absorción semiesférico monocromático.....	377
12-2-4	Emisividad semiesférica monocromática.....	378
12-2-5	Emisividad y factor de absorción total.....	378
12-2-6	Gráficos de emisividad y factor de absorción.....	379
12-2-7	Intercambio de energía entre un gas y una superficie cualquiera.....	382
12-2-8	Emisividad equivalente de un gas gris.....	382
12-2-9	Intercambio de calor por radiación entre cuerpos en presencia de gases absorbentes.....	384
13	Hornos de proceso.....	387
13-1	Esquema simplificado.....	387
13-2	Combustión.....	387
13-2-1	Estequiometría.....	387
13-2-2	Poder calorífico.....	389
13-2-3	Balance entálpico.....	390
13-3	Utilización de los hornos.....	393
13-4	Tipos constructivos.....	395
13-5	Elementos constitutivos.....	400
13-6	Elementos para el diseño o verificación de la capacidad de un horno.....	404
13-6-1	Modelo de la zona radiante de un horno.....	405
13-6-2	Densidad de flujo de calor en la zona radiante.....	408
13-6-3	Diseño y verificación de la capacidad de un horno Método de Lobo y Evans.....	409
13-6-4	Ordenamiento del cálculo para hornos con zona radiante exclusivamente.....	411

13-6-5	Hornos radiante convectivos.....	416
13-6-5-1	Correlaciones de transferencia de calor en un banco convectivo con tubos aletados.....	416
13-6-5-2	Correlaciones de transferencia de calor en un banco convectivo de tubos lisos.....	418
13-6-5-3	Verificación de un horno radiante convectivo.....	418

Apéndice 1-Conceptos sobre destilación.....	429
Apéndice 2- Factores de corrección de DMLT para carcasas de tipo E.....	437
Apéndice 3- Factores de corrección de DMLT para aerofriadores	443
Apéndice 4 Tablas de número máximo de tubos por coraza	447
Apéndice 5 Gráficos de distribución de tubos.....	451
Apéndice 6 Resistencias de ensuciamiento.....	467
Apéndice 7 Coeficientes de transferencia de calor típicos.....	471
Apéndice 8 dimensiones de tubos según Standard BWG.....	473
Apéndice 9 Propiedades físicas de sustancias puras.....	475
Apéndice 10 Hoja de datos de intercambiador de calor.....	495
Apéndice 11 Conversión de unidades.....	499

1-Introducción

Este libro ha sido escrito con la doble finalidad de servir en el ámbito universitario para la enseñanza de las operaciones unitarias, como también para su uso como libro de consulta en el campo profesional de la ingeniería de procesos. Se ha tratado, por lo tanto, de mantener un difícil equilibrio en el peso asignado a los temas teóricos y prácticos.

Se presupone que el lector ha realizado cursos de termodinámica, y está familiarizado con los balances de energía y el cálculo de las propiedades termodinámicas en sistemas con y sin cambios de fase. Por lo tanto, solo se han incluido algunos conceptos básicos en la medida que se consideró conveniente para darle continuidad a la redacción. También se supone que el lector tiene conocimientos básicos de mecánica de fluidos y sabe plantear balances de energía mecánica y calcular pérdidas de carga en cañerías.

El libro presenta métodos de cálculo manuales asociados al diseño de equipos de transferencia de calor. Actualmente, esta tarea, se realiza casi exclusivamente utilizando software comercial. Existen gran cantidad de programas, desarrollados algunos de ellos, por empresas de primer nivel, que cuentan con los principales especialistas mundiales en el tema.

Por otra parte, debido a la gran cantidad de usuarios que los utilizan, existe una importante realimentación de los resultados, que sin duda permite la corrección de errores y la afinación de las correlaciones.

Por lo tanto, es inconcebible en la actualidad, el diseño de equipos sin la ayuda de alguno de estos programas, que además, permiten un reaseguro soportando la responsabilidad del ingeniero de procesos. Sin embargo, la mayoría de estos programas son ofrecidos como “caja negra”, y no se proporciona información sobre su contenido ni sobre las correlaciones utilizadas. Esta circunstancia dificulta grandemente su utilización.

Es necesario que el usuario sepa de que manera el programa utilizará los datos de entrada para evaluar la importancia de cada información suministrada. Por ejemplo, para calcular los coeficientes de transferencia de calor en ebullición, algunos programas utilizan correlaciones basadas en propiedades críticas. Otros programas, no usan las propiedades críticas y calculan los coeficientes usando correlaciones que tienen en cuenta variables de difícil predicción como la tensión superficial. Es decir que algunas variables, que para un programa son importantes, pueden no ser utilizadas por otros.

El tema de la transferencia de calor con ebullición es quizás, el asunto más delicado. Existen límites a la máxima densidad de flujo de calor, que muchas veces condicionan el diseño de los equipos. La predicción de estos límites es muy ambigua y variable según distintos autores.

Es frecuente que al comparar diseños realizados con distinto software, se obtengan importantes diferencias en las áreas de transferencia debido a distintos criterios en la fijación de estos límites.

En muchos casos, los límites están incorporados como “regla de pulgar”, sin ningún soporte teórico, y pueden ser variados a voluntad por el usuario, con lo que obviamente se altera el resultado proporcionado por el programa. Por lo tanto, es importante que el usuario tenga el necesario conocimiento como para poder investigar cual es el camino por el que se decide el diseño del equipo.

En el diseño de equipos de transferencia de calor existen gran cantidad de variables independientes, que se deben adoptar. Para permitir un uso sencillo por usuarios no experimentados, en general los programas adoptan valores de default para muchas de estas variables. Existe una tendencia natural a aceptar los primeros resultados presentados por el programa, sin investigar el efecto de modificar estas variables. Muchas veces, la modificación de los valores de default permite mejorar el diseño en forma significativa.

Por ejemplo, la modificación del número de filas o la velocidad superficial del aire en un aroenfriador puede traducirse en una disminución apreciable del área. Por lo tanto, es fundamental que el usuario conozca el trasfondo teórico que existe detrás de los programas para poder hacer un uso eficiente de los mismos.

Pero, por otro lado, la complejidad y diversidad de las situaciones que pueden presentarse en el diseño

de los equipos de transferencia de calor, hacen que resulte imposible pretender cubrir todos los casos con correlaciones simples y generales como las que se presentan en este libro.

Se han incluido métodos de diseño que, en la experiencia del autor, permiten obtener resultados razonables en la mayoría de los casos. Pero no puede garantizarse que no existan casos particulares en que los cálculos de los coeficientes de transferencia presenten desviaciones apreciables respecto de estos métodos generales.

Por lo tanto, la recomendación es recurrir a la utilización del software comercial, pero con el suficiente conocimiento del tema como para poder evaluar y analizar los resultados obtenidos y disponiendo de herramientas, como las presentadas en este libro, que permitan al ingeniero de procesos realizar sus propios cálculos para poder detectar los aspectos críticos del diseño.

Porqué una edición digital libre?

Desde los tiempos de la primera edición, este libro fue ganando aceptación como material de estudio y fue adoptado como texto básico en muchas universidades argentinas.

Esto hizo que la mayoría de quienes lo compran son estudiantes universitarios.

En los tiempos que corren, la adquisición de libros impresos se ha vuelto muy costosa para un estudiante, y por eso quise habilitar que el material pudiera ser descargado gratuitamente de internet.

Las instituciones educativas o empresas privadas que deseen darle alojamiento en sus plataformas o sitios web pueden hacerlo con la condición que permitan la libre descarga a sus alumnos o usuarios.

Sin embargo no se permite la edición o reproducción parcial de su contenido sin mi autorización ni la impresión con fines comerciales.

Se incluyen en esta edición un conjunto de planillas Excel que pueden ayudar en la resolución de problemas. Para ilustrar su funcionamiento las planillas están pre cargadas con los datos que corresponden a los ejemplos del libro.

Se supone que las planillas puedan ser descargadas de los mismos sitios que alojan el libro.

2- Fundamentos de Transmisión Calórica

2-1 Concepto de Operación Unitaria

Un proceso químico complejo, puede dividirse en una serie de etapas que involucran cambios físicos o químicos. Aquellas etapas en las que se producen cambios físicos sobre las materias que participan de ellas se conocen como operaciones unitarias. Si el cambio es de naturaleza química, se habla de un proceso químico unitario.

Las operaciones unitarias, pueden modificar ya sea la cantidad de movimiento, la energía, o la composición de las distintas fases de un sistema. Supongamos, por ejemplo, el sistema de la Figura 2-1

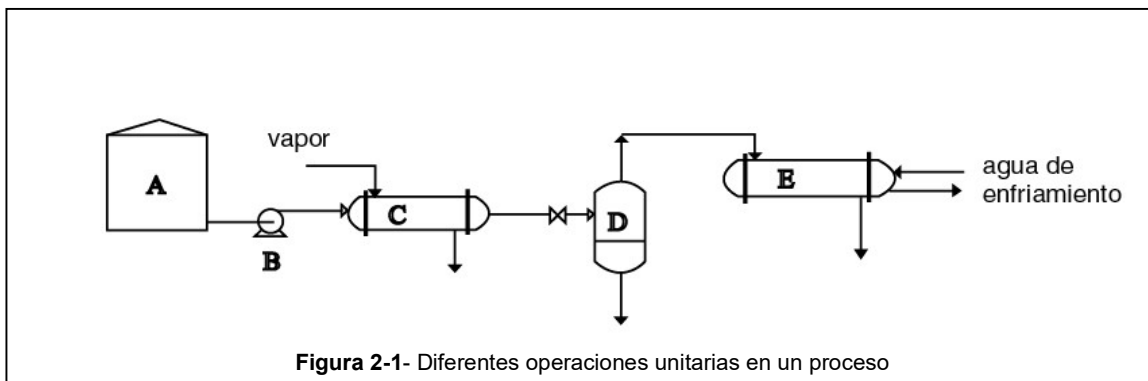


Figura 2-1- Diferentes operaciones unitarias en un proceso

En el tanque A, se tiene un líquido formado por una mezcla de dos componentes. La bomba B, hace circular el líquido a través del intercambiador C, donde se lo calienta con vapor. El líquido sobrecalentado, ingresa al recipiente de flasheo D, donde sufre una reducción de presión, y se evapora parte del mismo. Los vapores, más ricos en el componente más volátil, son condensados en el condensador E, refrigerado por agua, mientras que la fracción líquida sale por el fondo del recipiente D. En este esquema simple, se pueden detectar varias etapas. Estas son:

1. El bombeo del fluido por la bomba B.
2. El intercambio de calor en el equipo C.
3. La separación de fases en el equipo D.
4. La condensación de vapores en el condensador E.

Cada una de estas etapas constituye una operación unitaria.

Normalmente, las operaciones unitarias suelen clasificarse en tres grandes grupos que se estudian por separado, y son:

- Operaciones de transferencia de cantidad de movimiento
- Operaciones de transferencia de calor
- Operaciones de transferencia de masa.

En el primer grupo, se encuentran todas aquellas operaciones en las que se producen transformaciones mecánicas sobre el sistema, y están asociadas a variaciones de presión, de cantidad de movimiento o de energía cinética, producidas por ejemplo, como consecuencia de la acción de bombas o compresores, o bien tratan de separaciones mecánicas como filtración, centrifugación, etc.

El segundo grupo, que es el que nos interesa, corresponde a los sistemas en los que se produce una transferencia de energía térmica, con o sin cambio de fase, por ejemplo el intercambio de calor entre

dos fluidos, la condensación, evaporación etc.

El tercer grupo, se refiere a sistemas en los que se produce la transferencia de uno o más componentes del sistema entre dos o más fases del mismo, lográndose de esta forma una variación en la composición de las fases con respecto a las originales. Son ejemplos las operaciones de destilación, absorción, extracción con solvente etc.

Muchas veces, la división en estos tres grupos no es tan clara, y existen operaciones que deben estudiarse apelando a las leyes de transferencia de calor y masa simultáneamente, tal como sucede con la condensación de mezclas de multicomponentes.

2-2 El Calor y el Primer Principio de la Termodinámica.

Podemos definir el calor como la energía que se transfiere como consecuencia de la existencia de diferencias de temperaturas entre dos sistemas o entre diferentes partes de un sistema. Siempre que se habla de calor, nos estamos refiriendo a energía en tránsito. Es por lo tanto incorrecto decir que un sistema acumula calor. El calor es una energía que se transfiere a un sistema, y que una vez que ingresa al mismo se transforma en algún otro tipo de energía como ser energía cinética o interna, o bien en trabajo mecánico.

La expresión que vincula estas relaciones se conoce como primer principio de la termodinámica, o principio de conservación de la energía. La expresión del primer principio para un sistema cerrado es la siguiente

$$Q=W+\Delta U+\Delta E_c \quad (2-2-1)$$

Siendo:

Q= Calor entregado al sistema

ΔU =Variación de energía interna

ΔE_c = Variación de energía cinética

W = Trabajo realizado por el sistema

Haremos algunas aclaraciones sobre esta expresión.

a) La convención de signos adoptada es la usual en termodinámica que consiste en considerar como positivo el calor entregado al sistema y el trabajo realizado por el mismo.

b) En esta expresión no se considera la acción de campos eléctricos o magnéticos. De todos modos, en tales casos, podría introducirse la acción de los mismos a través de su equivalente mecánico o térmico.

c) Nótese también que no hemos introducido la energía potencial, ya que consideramos al peso del cuerpo, como una fuerza externa al sistema, y por lo tanto, su acción se considera como un trabajo realizado por un agente externo. Supongamos por ejemplo un cuerpo que cae libremente. Puesto que no hay en este caso variación de energía interna ni calor entregado, la aplicación de la Ecuación (2-2-1), se reduce a

$$W + \Delta E_c = 0 \quad (2-2-2)$$

W es el trabajo realizado por la fuerza m.g (masa x aceleración. de la gravedad), es decir

$$W = m.g.\Delta h$$

Por lo tanto, la expresión del primer principio para este sistema es

$$m.g.\Delta h + \Delta E_c = 0 \quad (2-2-3)$$

El primer término es lo que a veces se llama variación de energía potencial.

d) Generalmente en los sistemas comunes en ingeniería, cuando hay aportes de calor al sistema, suele ocurrir que los términos de energía cinética son despreciables frente al resto de los términos de la Expresión (2-2-1), y normalmente se los desprecia. En estos casos, la expresión del primer principio es

$$Q=W+\Delta U \quad (2-2-4)$$

e) Debe notarse que la Expresión (2-2-1) , puede considerarse una definición de la energía interna, si se la escribe

$$\Delta U=Q-W-\Delta E_c \quad (2-2-5)$$

Vemos entonces, que se presenta aquí una dualidad de conceptos, ya que no puede definirse la energía interna sin aceptar la validez del primer principio, pero, al mismo tiempo, para establecer la expresión del primer principio debemos postular la existencia de este tipo de energía. Por lo tanto, la energía interna y el primer principio no son sino un concepto único, ya que no pueden independizarse uno del otro.

2-3 Temperatura y Energía Interna

La energía interna, como variable de estado, está vinculada con el resto de las variables de estado del sistema, y puede ser calculada a partir de ellas, por ejemplo, a partir de la presión, temperatura y composición. Para sistemas de composición fija, la energía interna es función de la presión y temperatura.

Suele ocurrir que la variación de la energía interna con la presión no es demasiado importante, en tanto que estos cambios de presión no produzcan cambios de fase del sistema, y en estos casos la energía interna es una función casi exclusiva de la temperatura. Por tal motivo, a veces se utiliza el término “energía térmica” que si bien no tiene un significado termodinámico preciso, resulta gráfico y cómodo. La energía interna de un sistema es almacenada a nivel molecular o atómico. Es decir que los átomos o moléculas, tienen la posibilidad de existir en distintos estados energéticos que corresponden, por ejemplo, a diferentes velocidades o frecuencias en sus movimientos u oscilaciones.

La temperatura es el observable macroscópico más directamente vinculado a estos diferentes niveles de energía, y así, las moléculas o átomos de más alta energía se manifiestan como más “calientes”. Por ejemplo, en el caso de los gases monoatómicos, la energía cinética de sus moléculas está vinculada con la temperatura a través de la expresión

$$\frac{1}{2} \cdot m \cdot u^2 = \frac{3}{2} \cdot k \cdot T \quad (2-3-1)$$

Siendo:

m = masa de la molécula

u = velocidad de la molécula

k = constante de Boltzman

T = temperatura absoluta

La Expresión (2-3-1) , puede interpretarse diciendo que la energía interna del gas es almacenada como energía cinética, y que la misma puede medirse a través de su temperatura, relacionándose ambas según la expresión citada.

Las unidades que se utilizan para medir la energía en los distintos sistemas son:

Sistema internacional: Joule (J)

Sistema métrico técnico: Kilocaloría (Kcal)

Sistema inglés: Unidad Térmica Británica (Btu)

Donde:

$$1 \text{ Kcal} = 3,968 \text{ Btu} = 4183 \text{ J}$$

2-4 Sistemas Continuos y Estado Estacionario

La mayoría de las plantas de proceso en la actualidad operan en forma continua. Esto significa que existe una circulación de materia a través del sistema y se alcanza un estado de régimen llamado régimen estacionario, en el cual, en cada punto del sistema los parámetros que definen la operación (caudal, presión temperatura, composición) permanecen invariables en el tiempo

Por ejemplo, en el sistema de la Figura 2-1, desde la sección de entrada a la cañería hasta la salida del condensador, se tiene un régimen estacionario, lo cual implica que en cada punto del sistema los parámetros se mantienen a lo largo del tiempo

En los sistemas continuos, los balances de masa y energía se expresan por unidad de tiempo y hablamos de kg por hora de circulación, o kcal por hora o joules por segundo de energía intercambiada. Será entonces:

$$1 \text{ Kcal/h} = 3.968 \text{ Btu/h} = 1.162 \text{ W}$$

De aquí en adelante, y mientras no se aclare expresamente lo contrario, usaremos la letra Q para designar un flujo calórico, es decir, la cantidad de calor entregada al sistema por unidad de tiempo.

2-5 Primer Principio Aplicado a Sistemas Continuos

Para entender la aplicación del primer principio de la termodinámica a un sistema continuo, se puede considerar el ejemplo de la Figura 2-2.

Corresponde a una porción de un sistema en régimen estacionario, en el cual hay una circulación de fluido W (kg/s).

Dentro de la porción de sistema considerado se entrega en forma continua un flujo de calor Q (J/s) y se realiza un trabajo mecánico por unidad de tiempo Ws (J/s).

Supongamos que en la sección 1 los parámetros que representan el estado del fluido, presión, temperatura, densidad, velocidad, energía interna y altura geométrica se representan por p_1 , t_1 , ρ_1 , v_1 , u_1 , z_1 .

En la sección 2 dichas propiedades serán diferentes habiéndose incrementado como se indica en la figura.

Si se considera la masa que en un determinado instante se encuentra comprendida entre los límites del sistema (secciones 1 y 2), al cabo de un intervalo de tiempo Δt , dicha masa se habrá desplazado ocupando ahora el espacio delimitado por las secciones 1' y 2'. Sean Δx_1 y Δx_2 los desplazamientos de los límites del sistema.

Dado que en todos los puntos intermedios, los parámetros termodinámicos permanecen constantes podemos imaginar la evolución como si una masa m de fluido comprendido entre las secciones 1 y 1' se hubiera trasladado a la posición comprendida entre 2 y 2', sufriendo cambios en su temperatura, presión, energía interna, densidad, energía cinética y altura.

Aplicaremos el primer principio a esta evolución.

La variación de energía interna de la masa m será

$$m \cdot \Delta u \quad (2-5-1)$$

La variación de energía cinética será

$$m \cdot \Delta \left(\frac{v^2}{2} \right) \quad (2-5-2)$$

Cuando se considera el trabajo recibido o realizado por el sistema, se debe tener en cuenta que, además del trabajo externo, existe un trabajo realizado por las fuerzas de presión ejercidas sobre las

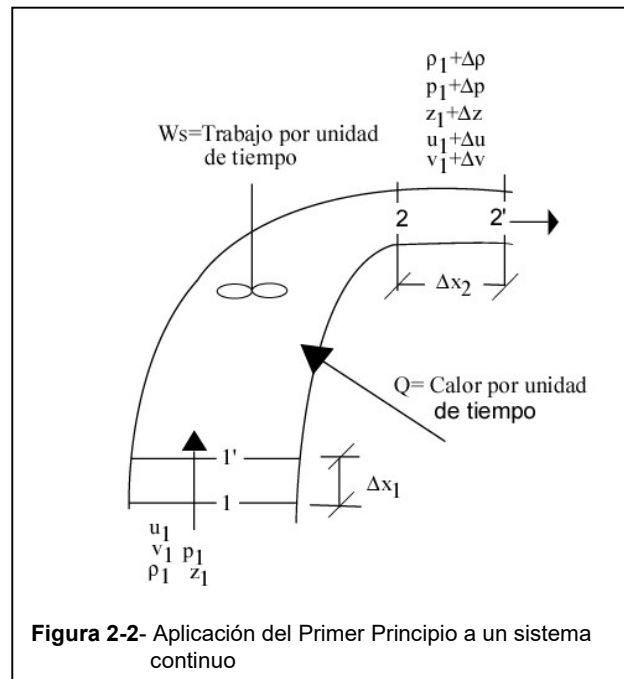


Figura 2-2- Aplicación del Primer Principio a un sistema continuo

secciones de entrada y salida, y un trabajo realizado por la gravedad.

Analicemos primero el caso de las fuerzas de presión. En la sección de entrada (sección 1) el valor de dicha fuerza es el producto de la presión por el área sobre la que se ejerce, que es el área de la sección 1.

Puesto que el límite del sistema se desplazó desde 1 a 1', puede considerarse que esta fuerza realizó un trabajo dado por

$$p_1 \cdot A_1 \cdot \Delta x_1 \quad (2-5-3)$$

El producto $A_1 \cdot \Delta x_1$, es el volumen que ocupaba la masa m en las condiciones de la sección de entrada. Entonces el trabajo puede expresarse como

$$m \frac{p_1}{\rho_1} \quad (2-5-4)$$

Este trabajo se realiza sobre el sistema.

En la sección de salida (sección 2) el sistema realiza un trabajo contra la fuerza ejercida por la presión $p_1 + \Delta p$, que se puede expresar como

$$-m \frac{(p_1 + \Delta p)}{(\rho_1 + \Delta \rho)} \quad (2-5-5)$$

El resultado neto entre los dos términos se puede escribir como

$$m \cdot \Delta \left(\frac{p}{\rho} \right) \quad (2-5-6)$$

En cuanto al trabajo de las fuerzas gravitatorias, nuevamente, puede considerarse que la evolución sufrida por el sistema, es el pasaje de una masa m desde la posición z_1 hasta la posición $z_1 + \Delta z$.

El trabajo será

$$m \cdot g \cdot \Delta z \quad (2-5-7)$$

Si Q es el calor entregado o recibido por unidad de tiempo, el calor por unidad de masa será el cociente entre Q y el caudal másico circulante. Y el calor recibido o cedido por la masa m será

$$\frac{Q}{W} m \quad (2-5-8)$$

De igual modo, el trabajo de circulación realizado o cedido por la masa m será

$$\frac{W_s}{W} m \quad (2-5-9)$$

Por lo tanto la expresión del primer principio puede escribirse como

$$m \frac{Q}{W} = m \left[\frac{W_s}{W} + g \Delta z + \Delta u + \Delta \left(\frac{v^2}{2} \right) + \Delta \left(\frac{p}{\rho} \right) \right] \quad (2-5-10)$$

o bien

$$Q = W_s + W \left[g \Delta z + \Delta u + \Delta \left(\frac{v^2}{2} \right) + \Delta \left(\frac{p}{\rho} \right) \right] \quad (2-5-11)$$

La función $u + \frac{p}{\rho}$ es la entalpía específica i , con lo que se tiene la expresión del balance de energía para un sistema circulante

$$Q = W_s + W \left[g \Delta z + \Delta i + \Delta \left(\frac{v^2}{2} \right) \right] \quad (2-5-12)$$

En los sistemas en los que se realizan operaciones con transferencia de calor, suele ocurrir que los términos Q y $W \cdot \Delta i$ son de orden de magnitud superior al resto de los términos. Por ejemplo, en el sistema representado en la Figura 2-1, la potencia entregada por la bomba o la variación de altura o velocidad del fluido tienen poca importancia en la variación de temperatura que sufre el líquido. Entonces, en estos casos la expresión del balance de energía puede plantearse

$$Q = W \cdot \Delta i \quad (2-5-13)$$

Esta es la ecuación que utilizaremos en el curso como balance de energía en equipos de transferencia de calor

2-6 Variables Termodinámicas

El estado termodinámico de un sistema, queda definido cuando se conocen las variables de estado : presión temperatura y composición. Una vez definidas estas variables, es posible calcular todas las demás propiedades intensivas, como ser

u = energía interna específica (J/kg)

i = entalpía específica (J/kg)

$\bar{v}=1/\rho$ = volumen específico (m³/kg)

Así como otras propiedades que la termodinámica define para simplicidad matemática (entropía, energía libre, etc.)

Todas las propiedades termodinámicas están relacionadas a través de un conjunto de relaciones entre derivadas parciales, llamadas ecuaciones de Maxwell. Si se conoce la función que vincula una cualquiera de las propiedades termodinámicas intensivas en función de las variables de estado, es posible calcular todas las demás. Pero esta primera función debe obtenerse experimentalmente.

La propiedad termodinámica más fácilmente medible es el volumen. Si se dispone de una función de tipo

$$\bar{v} = \bar{v}(p, T, \text{composicion}) \quad (2-6-1)$$

Será posible calcular entropías, entalpías, y cualquier otra propiedad. Las funciones del tipo de la (2-6-1) se llaman ecuaciones de estado

Existen muchos sistemas, en los que es posible encontrar una ecuación de estado que represente adecuadamente el volumen del sistema, tanto en fase líquida como vapor, y a partir de esta expresión desarrollar un paquete termodinámico-matemático que permita el cálculo de las demás propiedades. En general son sistemas formados por mezclas de hidrocarburos no polares. En otros casos en los que no es posible encontrar esta ecuación de estado se debe recurrir a otro tipo de información termodinámica experimental.

Este es el enfoque de los simuladores de proceso. Estos programas calculan todas las propiedades termodinámicas a partir de alguna información experimental del tipo de la mencionada.

Sin embargo , tradicionalmente, se acostumbra a definir algunas otras variables auxiliares, que permiten simplificar los cálculos manuales.

Por ejemplo, para un sistema que evoluciona sin cambio de estado, se define el calor específico a presión constante como

$$c_p = \left(\frac{\partial i}{\partial T} \right)_p \quad (2-6-2)$$

o el calor específico a volumen constante como

$$c_v = \left(\frac{\partial u}{\partial T} \right)_v \quad (2-6-3)$$

En muchos sistemas de composición constante, cuando no hay cambio de estado, la entalpía puede considerarse solo una función de la temperatura (la variación con la presión es débil). Por lo que es posible calcular la variación de entalpía entre dos estados de distinta temperatura como

$$\Delta i = c_p \cdot \Delta t \quad (2-6-4)$$

en el resto del curso, utilizaremos sólo el calor específico a presión constante, por lo que prescindiremos del subíndice y lo llamaremos simplemente c .

Los calores específicos pueden considerarse aproximadamente constantes dentro de ciertos rangos de temperaturas, por lo que es posible tabularlos o graficarlos teniendo una herramienta útil para cálculos simples. En las tablas del Apéndice 9 se incluyen calores específicos de distintas sustancias.

Otra variable auxiliar comúnmente utilizada es el calor de vaporización λ de una sustancia pura. Este se define como la diferencia de entalpías entre el estado de vapor saturado y líquido a su temperatura de ebullición a la misma presión. Calores de vaporización para distintas sustancias también se incluyen en Apéndice 9.

2-7 Mecanismos de Transmisión de Calor

Normalmente, se acepta que existen tres mecanismos básicos de transmisión de calor, conocidos como conducción, convección y radiación. Se dará a continuación una breve introducción a los mismos, los cuales serán estudiados en detalle en temas posteriores.

2-7-1 Conducción

Explicación del Fenómeno:

Cuando en un sistema sólido, líquido o gaseoso, existe una variación de temperatura en una determinada dirección, las moléculas o átomos más calientes, pueden transmitir parte de su energía a sus vecinas más frías, por medio del contacto intermolecular.

En el caso de los sólidos, normalmente se acepta que la energía molecular, está asociada a alguna forma de vibración. Cada molécula vibra en una posición fija, y puede intercambiar energía con sus moléculas contiguas. El resultado neto de este intercambio, es una cesión de energía de las moléculas de más alta temperatura a las más frías. Se establece de este modo, un flujo de calor en la dirección decreciente de temperaturas. Se observa que este flujo de calor es, dentro de ciertos rangos de temperatura, proporcional a la variación de temperatura por unidad de longitud, y al área a través de la cual fluye el calor. Es decir:

$$Q = -k \cdot A \cdot \frac{dT}{dx} \quad (2-7-1)$$

Donde x es el eje en cuya dirección varía la temperatura, Q es el flujo de calor en dicha dirección, A es el área normal al flujo y k es una constante de proporcionalidad. En esta expresión, el signo negativo, indica que la dirección en que se transfiere la energía es aquella en que la temperatura disminuye.

En todo el resto del curso, nos resultará muy útil trabajar con densidades de flujo de calor, es decir con energía transferida por unidad de tiempo y de superficie. Designaremos a la densidad de flujo de calor con la letra q . Será entonces:

$$q = -k \cdot \frac{dT}{dx} \quad (2-7-2)$$

En el caso de los gases, el modelo que explica la transmisión de calor es bastante diferente al planteado para el sólido.

Es sabido, que las moléculas de gas, se mueven en el espacio con una velocidad vinculada con su temperatura (ver Ecuación (2-3-1)). Supongamos un gas encerrado entre dos paredes A y B, que se encuentran a distintas temperaturas, siendo $T_A > T_B$ (Figura 2-3)

Sea C, un plano imaginario ubicado entre ambas paredes. Ese plano, es atravesado en ambos sentidos por moléculas de gas. Si la presión del sistema es constante, habrá igual número de moléculas que atraviesan el plano en un sentido y en otro.

Por lo tanto, en dicho plano, la velocidad promedio vectorial de todas las moléculas es cero. Esto es lo mismo que decir que el gas está en reposo, pese a que todas sus moléculas, se mueven a nivel individual.

Sin embargo, dado que las moléculas que atraviesan el plano de izquierda a derecha, provienen de una zona de mayor temperatura, poseen más energía que las que lo atraviesan de derecha a izquierda. El resultado, es un flujo neto de energía a través del plano C. Este flujo de energía es mayor cuanto mayor sea el gradiente térmico en el sistema, es decir que nuevamente

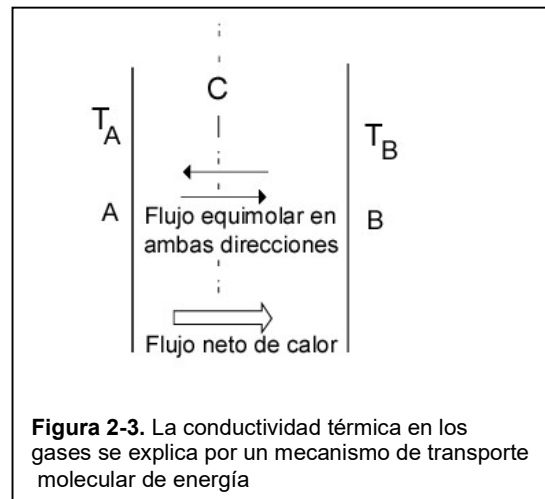


Figura 2-3. La conductividad térmica en los gases se explica por un mecanismo de transporte molecular de energía

$$q = -k \frac{dT}{dx}$$

Por medio de la teoría cinética puede calcularse el valor de la constante de proporcionalidad, la que resulta ser función de la temperatura y naturaleza del gas.

En el caso de los líquidos el modelo es más complejo y no se intentará explicarlo.

Vemos entonces, que pese a tratarse de modelos cuya descripción fenomenológica es muy diferente, la expresión final que permite calcular el flujo de calor es similar. Por lo tanto, si bien las características del fenómeno son distintas según se trate de gases, líquidos o sólidos, el hecho que en todos los casos pueda establecerse una proporcionalidad entre el flujo de calor y el gradiente de temperaturas hace que se agrupe a todos estos mecanismos dándoles el nombre único de conducción, con lo que la expresión matemática de la Ecuación (2-7-2) se transforma en la única definición posible de dicho mecanismo. Podemos decir entonces, que la conducción es una forma de transmisión de calor caracterizada por una proporcionalidad entre el flujo de calor y el gradiente de temperaturas del sistema, y cuya descripción a nivel microscópico está basada en diferentes modelos según se trate de gases, líquidos o sólidos.

El coeficiente de proporcionalidad de la Ecuación (2-7-2), recibe el nombre de conductividad térmica del medio. Ya veremos más adelante que en el caso de sólidos porosos o fibrosos la conductividad térmica debe hacerse responsable de englobar fenómenos muy complejos como ser la conducción a lo largo de las fibras, los efectos convectivos que se producen en el aire que separa una fibra de la otra, y transferencia por radiación entre las mismas. En realidad, lo que estamos haciendo, es englobar en una constante de proporcionalidad nuestra incapacidad para explicar el fenómeno con más precisión. Quizás algún día pueda avanzarse lo suficiente en el conocimiento de la estructura de la materia como para poder plantear modelos microscópicos lo suficientemente precisos y entonces, lo que hoy en día se conoce como mecanismo de conducción y que agrupa fenómenos tan variados pueda estudiarse con tratamientos más específicos según cada caso.

Las unidades de la conductividad térmica en los distintos sistemas son:

$$1 \text{ Kcal./h.m.}^\circ\text{C} = 0,671 \text{ Btu/h.ft.}^\circ\text{F} = 1,162 \text{ W/m.K}$$

Algunas Características del Mecanismo de Conducción

a) Para que exista conducción es necesaria la presencia de materia. Existe, en cambio, otro mecanismo llamado radiación, que permite la propagación de calor en el vacío.

b) Es un mecanismo que permite la propagación de calor en medios en reposo. En los fluidos en movimiento, se verifica otro mecanismo que es la convección.

c) Es el único modo posible de transmisión de calor en sólidos opacos.

2-7-2 Convección

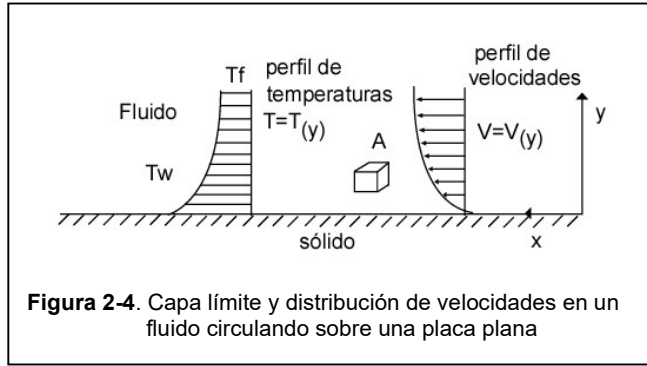
Descripción del Fenómeno

La convección es un mecanismo de transmisión de calor que se presenta en fluidos en movimiento. Supongamos una pared sólida a temperatura T_w , que se encuentra en contacto con un fluido a temperatura T_f (figura 2-4)

Vemos que, si bien decimos que la temperatura del fluido es T_f , existe una capa de fluido, de espesor pequeño, en la que la temperatura varía en forma continua desde T_w hasta T_f . Esta zona se conoce como capa límite térmica. Debido a la existencia de este gradiente de temperaturas, fluirá calor desde la pared hacia el seno del fluido que se encuentra a T_f .

Supongamos que el fluido se encuentra en movimiento, de modo que puede admitirse la existencia de un perfil de velocidades representado en el diagrama de la derecha de la figura.

Este diagrama, indica la velocidad del fluido en función de la distancia a la pared sólida. Vemos que en contacto con la pared, la velocidad del fluido es nula. (Siempre que un fluido se mueve cerca de una

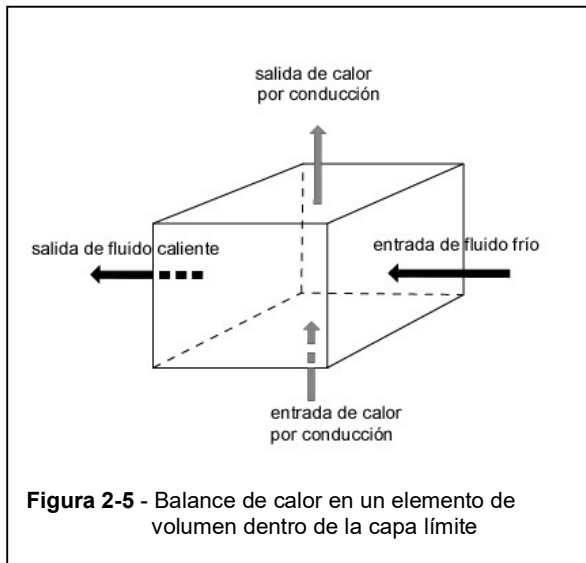


pared sólida, existe una zona llamada capa límite de velocidad, en la que la velocidad del fluido varía desde cero hasta su valor máximo.)

En este modelo, estamos suponiendo que la velocidad del fluido tiene componente exclusivamente en la dirección paralela a la superficie, es decir que las líneas de corriente son rectas. Esto se conoce como movimiento laminar, y ocurre sólo a bajas velocidades, ya que al aumentar la velocidad comienzan a aparecer turbulencias o remolinos que provocan movimientos esporádicos en otras direcciones. Puesto que la velocidad en la zona inmediatamente adyacente a la pared es nula, el calor que se transmite desde el sólido hacia el fluido lo hace por conducción, y puede expresarse como

$$q = -k \left(\frac{dT}{dy} \right)_{y=0} \quad (2-7-3)$$

Supongamos un elemento de volumen imaginario ubicado a una cierta distancia de la pared en la posición A de la Figura 2-4. Este elemento de volumen se muestra ampliado en la Figura 2-5.



Por la cara inferior de este elemento de volumen, ingresa calor por conducción, saliendo por la cara superior. Si no existiese otro mecanismo, ambas cantidades de calor serían iguales en régimen estacionario. Sin embargo, vemos que al elemento de volumen está ingresando fluido que absorbe parte de la energía que ingresó por conducción, saliendo por la cara opuesta a mayor temperatura. De este modo, los flujos de calor por conducción a través de las caras superior e inferior serán diferentes. Por lo tanto, también serán diferentes los valores de dT/dy en ambas caras del elemento de volumen. Esto significa que el movimiento del fluido distorsiona el perfil de temperaturas del sistema.

Por lo tanto, si bien la Expresión (2-7-3) es absolutamente general, el valor de la derivada está fundamentalmente afectado por las características fluidodinámicas del sistema.

Para sistemas de geometrías sencillas y en régimen laminar, es posible obtener en forma analítica la función de distribución de temperaturas, y

por lo tanto, se puede calcular el flujo de calor por medio de la Ecuación (2-7-3).

Sin embargo, el régimen laminar rara vez se presenta en la realidad en los sistemas que son de interés en ingeniería, y por lo tanto, la situación más frecuente es que la dT/dy no puede calcularse.

Experimentalmente, se observa que, dentro de determinado entorno de variación de los parámetros del sistema, el flujo de calor es proporcional a la diferencia de temperaturas entre el fluido y la pared, es decir:

$$q = h \cdot (T_w - T_f) \quad (2-7-4)$$

donde h es una constante de proporcionalidad llamado coeficiente pelicular de convección.

Este coeficiente es una función de la geometría del sistema, de las propiedades del fluido y de su velocidad.

El procedimiento comúnmente utilizado, consiste en obtener empíricamente la relación que vincula todas estas variables, y luego utilizar esta correlación empírica para calcular en cada caso el valor del coeficiente pelicular.

Como regla general, el coeficiente de convección será mayor cuanto mayor sea la velocidad del fluido. Esto se debe a que, como ya se explicó, las corrientes de fluido proporcionan un medio adicional de remoción de calor, cuya magnitud crecerá al aumentar la velocidad con que se renueva el fluido sobre la superficie. Las unidades de h en los distintos sistemas son:

$$1 \text{ Kcal/ h.m}^2.\text{°C} = 0.205 \text{ Btu/ h.ft}^2.\text{°F} = 1.162 \text{ w/m}^2.\text{K}$$

Es importante recalcar que el calor que una pared sólida entrega a un fluido, ingresa en primer término al mismo por conducción, y luego, las corrientes de fluido absorben esta energía y la transportan a los distintos puntos del sistema. No tiene sentido por lo tanto, pretender distinguir entre el calor transferido por conducción y por convección. Se trata de una cantidad única de energía que es transportada por el efecto combinado de la conductividad del medio y del movimiento del fluido. El fenómeno global está expresado por la Ecuación (2-7-4), que permite calcular la cantidad total de calor que atraviesa la interfase.

Convección Natural y Forzada

El movimiento del fluido puede ser provocado por la aplicación de diferencias de presión desde el exterior del sistema, como por ejemplo, a través de la acción de bombas o compresores. Se dice en este caso que la convección es forzada, lo cual significa que el perfil de velocidades es impuesto al sistema independientemente de la transmisión de calor. Sin embargo, aunque no haya un elemento externo que provoque el movimiento, si el fluido está inicialmente en reposo, y se entrega calor al mismo, como consecuencia de la formación de gradientes de temperatura se generan diferencias de densidades entre las distintas zonas del fluido. Esto provoca un movimiento del fluido con la aparición de corrientes convectivas que son provocadas por la propia transmisión de calor. Esto es lo que se conoce como convección natural. Es decir que siempre que existe una transferencia de calor a través de una interfase sólido—fluido, el mecanismo presente será el de convección, ya sea ésta, natural o forzada.

2-7-3 Radiación

Explicación del Fenómeno:

La radiación es probablemente el mecanismo primario de transmisión de energía entre moléculas. A diferencia de los otros mecanismos estudiados, la fuente calórica no necesita de un medio para transmitir su energía. La energía puede transmitirse por radiación entre un medio emisor y otro receptor a través del vacío. Debido a esto, es que podemos recibir en la Tierra la energía solar. La radiación es una forma de energía que se propaga mediante ondas electromagnéticas.

Esta emisión no se realiza en forma continua, sino que un cuerpo necesita tener un nivel de energía finito para poder emitir. Este nivel de energía se llama cuanto o fotón. Es decir que un cuerpo, emite energía radiante en función de una cierta cantidad de cuantos o fotones. La energía del fotón depende de la longitud de onda de la radiación emitida.

Un cuerpo, para emitir energía, habrá tenido que ser excitado desde el exterior previamente. Por la natural tendencia al equilibrio, el cuerpo descarga energía para volver a su estado inicial. Esta disminución de energía se realiza mediante la emisión de radiación electromagnética.

La emisión se realiza por los mismos mecanismos por los cuales la energía había sido absorbida. La sobreexcitación que había sufrido la molécula puede haber consistido en el aumento de la energía de vibración y rotación de la misma. En este caso, la emisión se debe a una disminución de la energía vibracional y rotacional. Otro tipo de emisión se da cuando un electrón salta de una órbita a otra de menor energía. Una tercera forma se debe a una disminución de la energía del núcleo atómico.

Estos diferentes mecanismos, originan emisión de energía a diferentes longitudes de onda. El espectro de emisión de un cuerpo, varía entre longitudes de onda de 10^{-11} cm (rayos cósmicos) a 10^5 cm (ondas largas de radio).

Existe una porción de este espectro, en la que los mecanismos de emisión y absorción de energía radiante provocan cambios de temperatura en los cuerpos involucrados. Nos referimos a la zona

comprendida en el intervalo de 0,5 a 50 micrones de longitud de onda. A esta radiación se la conoce como radiación térmica. Cualquier cuerpo que se encuentra a una temperatura absoluta T , emite energía en forma proporcional a la cuarta potencia de esta temperatura, es decir

$$q = \sigma \cdot \epsilon \cdot T^4 \quad (2-7-5)$$

Siendo

q = energía emitida por el cuerpo por unidad de tiempo y de superficie.

σ = constante de Stephan Boltzman = 4.88×10^{-8} Kcal/m² .h. K⁴ = 5.672×10^{-8} W/m²K⁴

ϵ =emisividad del cuerpo, que depende del tipo y estado de su superficie y que es siempre menor que 1.

Más adelante se demostrará que cuando un cuerpo a temperatura T_A se encuentra en un ambiente infinito a temperatura T_B , intercambia energía con el ambiente, y la velocidad neta de intercambio energético puede expresarse por

$$Q = \sigma \cdot \epsilon \cdot A (T_A^4 - T_B^4) \quad (2-7-6)$$

Algunas Características del Mecanismo de Radiación:

a) El mecanismo de transmisión de energía por radiación se superpone al de convección. Así por ejemplo, la cantidad total de calor intercambiado entre un cuerpo y el ambiente que lo rodea, puede expresarse por:

$$Q = \sigma \cdot \epsilon \cdot A (T_A^4 - T_B^4) + h \cdot A (T_A - T_B) \quad (2-7-7)$$

Donde T_A es la temperatura del cuerpo y T_B la del ambiente.

b) Vemos que a diferencia de los otros mecanismos, la cantidad de calor intercambiado no depende de la diferencia de temperaturas sino de la diferencia de las cuartas potencias de las mismas.

Por lo tanto este mecanismo adquiere especial importancia cuando se trata de sistemas que operan a altas temperaturas como en los casos de hornos y calderas. En cambio, para temperaturas cercanas a la ambiente en muchos casos se lo puede despreciar, a menos que el coeficiente de convección sea particularmente bajo como ocurre en los casos de convección natural.

2-7-4 Otros Mecanismos de Transmisión de Calor

Si bien en general se acepta que la conducción, convección y radiación son los mecanismos "primarios" de transmisión de calor, existen situaciones más complejas que deben estudiarse por separado y que podríamos considerarlas en la misma categoría que las anteriores.

Nos referimos al caso de la transmisión de calor en procesos en que se producen cambios de fase de algún fluido, como en la ebullición y condensación.

En estos casos la velocidad de transmisión de calor está asociada a la velocidad con que se produce el cambio de fase, que muchas veces está asociado a una cinética de transferencia de masa o requiere modelos más complejos para su predicción. Estos mecanismos serán estudiados en capítulos específicos

Nomenclatura

E_c = Energía cinética (J)

g = aceleración de la gravedad (m/s²)

h = coeficiente de convección (W/m²K)

h = altura (m)

i = entalpía por unidad de masa (J/kg)

k = conductividad térmica (W/m.K)

k = constante de Boltzman

m = masa (kg)

Q = calor (J) o flujo de calor (W)

q = densidad de flujo de calor (W/m²)

u = velocidad de la molécula (m/s)

u = energía interna por unidad de masa (J/kg)

U = Energía interna (J)

v = velocidad (m/s)

\bar{v} = volumen específico (m³/kg)

T = temperatura (K)

W = caudal másico (kg/s)

W_s = Trabajo por unidad de masa (J/kg)

x, y, z = coordenadas- distancia (m)

σ = Constante de Stephan Boltzman

ϵ = emisividad

Subíndices

w = pared

f = fluido

Esta página fue deliberadamente dejada en blanco

3- Conducción en Sólidos

La conducción es un mecanismo de transferencia de calor que se produce como consecuencia del intercambio de energía entre una molécula y sus vecinas a través del contacto molecular. Es el único mecanismo de propagación de calor en el interior de sólidos opacos.

En los líquidos y gases, la conducción nunca se presenta sola. El movimiento del fluido proporciona un vehículo para el transporte de energía y la transferencia de calor ocurre como consecuencia de una combinación de ambos efectos que se engloban en el mecanismo de la convección. Por lo tanto, en el presente capítulo solo nos referiremos a la transferencia de calor en el interior de sólidos.

Estudiaremos exclusivamente sistemas en régimen estacionario.

3-1 Ecuación General de Conducción en Sólidos

En el capítulo anterior, se presentó la ecuación de conducción de calor en una dirección como

$$q_x = -k \frac{dT}{dx} \quad (3-1-1)$$

En realidad esta es una expresión simplificada. La densidad de flujo de calor por conducción puede representarse por medio de un vector \vec{q} cuya dirección es la dirección principal de propagación de calor en el medio. Esta dirección coincide con la del vector gradiente de temperaturas $\vec{\nabla T}$. El vector gradiente de temperaturas, a su vez, es un vector cuya dirección es aquella en la que se produce la máxima variación de temperaturas por unidad de longitud, y cuyo módulo es el valor de dicha derivada.

En una terna cartesiana, las componentes del vector gradiente son las derivadas de la temperatura respecto de cada una de las coordenadas, es decir

$$\vec{\nabla T}_x = \frac{\partial T}{\partial x} \quad \vec{\nabla T}_y = \frac{\partial T}{\partial y} \quad \vec{\nabla T}_z = \frac{\partial T}{\partial z} \quad (3-1-2)$$

la ecuación más general de conducción es

$$\vec{q} = -k \cdot \vec{\nabla T} \quad (3-1-3)$$

Y esta ecuación vectorial puede entonces descomponerse en las siguientes tres ecuaciones escalares

$$q_x = -k \cdot \frac{\partial T}{\partial x} \quad q_y = -k \cdot \frac{\partial T}{\partial y} \quad q_z = -k \cdot \frac{\partial T}{\partial z} \quad (3-1-4)$$

En la mayoría de los casos, sin embargo, es posible elegir los ejes de tal modo que la dirección de uno de ellos coincida con la dirección del vector gradiente.

Por ejemplo, en el caso de una pared plana cuyas caras se mantienen a temperaturas diferentes como la representada en la Figura 3-2, es evidente que la dirección del gradiente será perpendicular a la pared. Entonces si se elige el eje z coincidiendo con esa dirección será

$$\frac{\partial T}{\partial x} = \frac{\partial T}{\partial y} = 0$$

y

$$q_z = -k \frac{dT}{dz} \quad (3-1-5)$$

En geometría cilíndrica, las coordenadas son r, θ, z. En la Figura 3-1 se muestran las coordenadas de un punto A en ambos sistemas

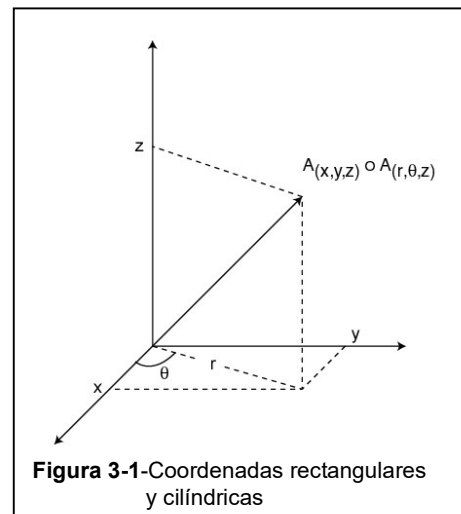


Figura 3-1-Coordenadas rectangulares y cilíndricas

Las componentes del vector gradiente en geometría cilíndrica son

$$\nabla T_r = \frac{\partial T}{\partial r} \quad ; \quad \nabla T_\theta = \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial \theta} \quad ; \quad \nabla T_z = \frac{\partial T}{\partial z} \quad (3-1-6)$$

El caso más usual en geometría cilíndrica es el de una cañería a través de cuyas paredes se conduce el calor. En este caso el vector \vec{q} tiene dirección radial. Entonces las derivadas respecto de θ y de z son nulas y será

$$q_r = -k \frac{dT}{dr} \quad (3-1-7)$$

3-2 Transferencia de Calor a Través de una Pared

3-2-1 Caso de Geometría Plana

Supongamos una pared plana de espesor L y dimensiones infinitas en las otras dos direcciones (Figura 3-2). En cada una de las caras de esta pared se mantiene una temperatura constante. Sea T_A la temperatura en la cara izquierda y T_B la temperatura en la cara derecha

Si hacemos coincidir el eje z con la dirección normal a la pared., será

$$T = T_A \text{ para } z = 0$$

$$T = T_B \text{ para } z = L$$

El vector \vec{q} tendrá la dirección perpendicular a la pared, por lo que solo tendrá componente en el eje z .

Puesto que en régimen estacionario, la cantidad de calor que, por unidad de tiempo atraviesa cualquier plano de normal z es la misma, será q_z constante y entonces

$$\frac{dq_z}{dz} = 0 \quad (3-2-1)$$

$$\frac{d^2 T}{dz^2} = 0$$

$$\frac{dT}{dz} = C_1$$

$$T = C_1 z + C_2 \quad (3-2-2)$$

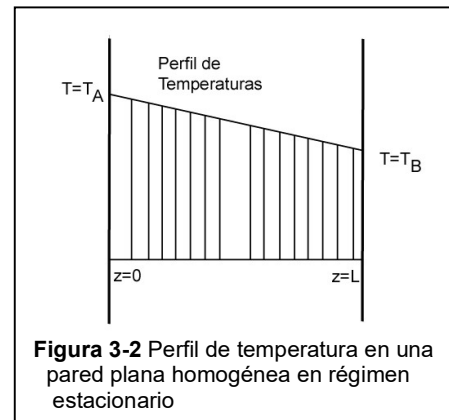
Las constantes de integración se evalúan con las condiciones de borde con lo que resulta

$$C_1 = (T_B - T_A) / L$$

$$C_2 = T_A$$

El perfil de temperaturas es una recta como se ve en la Figura 3-2, y entonces

$$q = k(T_B - T_A) / L \quad (3-2-3)$$



Paredes Compuestas

Para el caso de una pared plana compuesta por dos materiales I y II, se puede, en cada uno de los materiales aplicar la ecuación deducida para la pared simple.

Entonces si T_i es la temperatura del plano de separación entre los dos materiales

$$q_I = k_I (T_1 - T_i) / \Delta z_I = Cte = C_I \quad (3-2-4)$$

$$q_{II} = k_{II} (T_i - T_2) / \Delta z_{II} = Cte = C_{II} \quad (3-2-5)$$

Además, en el plano de unión entre los dos materiales q es el mismo, por lo que $C_I = C_{II} = q$

Entonces

$$q \frac{\Delta z_I}{k_I} = T_1 - T_i$$

$$q \frac{\Delta z_{II}}{k_{II}} = T_i - T_2 \quad (3-2-6)$$

Sumando miembro a miembro

$$q \left[\frac{\Delta z_I}{k_I} + \frac{\Delta z_{II}}{k_{II}} \right] = T_1 - T_2 \quad (3.2.7)$$

esto se suele escribir

$$q = U(T_1 - T_2) \quad (3-2-8)$$

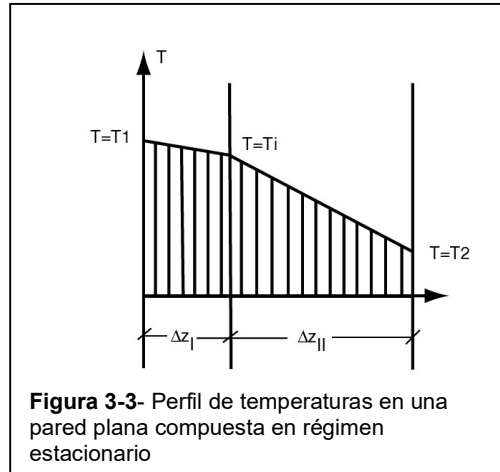
Siendo

$$\frac{1}{U} = \frac{\Delta z_I}{k_I} + \frac{\Delta z_{II}}{k_{II}} \quad (3-2-9)$$

Si hubiera más de dos materiales, el tratamiento puede generalizarse y será

$$\frac{1}{U} = \sum \frac{\Delta z_i}{k_i} \quad (3-2-10)$$

U recibe el nombre de coeficiente global de transferencia de calor, y su practicidad radica en que permite el cálculo del flujo de calor a través de la pared sin necesidad de calcular las temperaturas en los planos intermedios



Transferencia de Calor a Través de una Pared Compuesta que Separa dos Medios Fluidos

En el caso anterior, se supuso que las temperaturas en ambas caras de la pared compuesta eran conocidas. Sin embargo, en el caso más usual estas temperaturas no se conocen.

Supongamos el caso de una pared sólida compuesta que separa dos fluidos a distinta temperatura. Por ejemplo, puede tratarse de la pared de un recipiente que contiene un líquido caliente. Esta pared puede estar compuesta de una lámina de acero y una capa de aislamiento térmico de lana mineral. En el interior del tanque, la temperatura media del líquido es T_i , mientras que el aire ambiente está a una temperatura T_o .

El calor fluye desde el líquido hacia el exterior a través de la pared compuesta. (ver Figura 3-4). La densidad de flujo de calor q_z será constante a través de toda la pared.

Entre el líquido y la pared interna del tanque, el calor se transmite por convección. Para que el líquido pueda ceder calor por convección a la pared, es necesario que exista una diferencia de temperaturas ente el seno del líquido y la pared interna del recipiente.

Llamaremos T_1 a la temperatura de la pared interior, que como se ve en la figura es menor que T_i . Será entonces

$$q = h_i(T_i - T_1) \quad (3-2-11)$$

Siendo h_i el coeficiente de convección

Para que el calor fluya a través del acero y la lana mineral por conducción, debe existir un gradiente de temperatura en cada uno de estos materiales. Llamaremos T_2 a la temperatura del plano de separación acero-aislante y T_3 a la temperatura de la cara externa del aislante. Entonces será

$$q = \frac{k_1}{\Delta z_1} (T_1 - T_2) \quad (3-2-12)$$

$$q = \frac{k_{II}}{\Delta z_2} (T_2 - T_3) \quad (3-2-13)$$

Desde la cara exterior de la lana mineral hacia el aire, el calor se transmite por un mecanismo combinado de radiación y convección, y se puede escribir

$$q = h_o (T_3 - T_o) \quad (3-2-14)$$

Donde h_o es el coeficiente combinado de radiación y convección

Puesto que la densidad de flujo de calor es constante a través de toda la pared, se pueden despejar las diferencias de temperatura en las Ecuaciones (3.2.11) a (3.2.14) como

$$\begin{aligned} T_i - T_1 &= \frac{q}{h_i} \\ T_1 - T_2 &= q \frac{\Delta z_I}{k_I} \\ T_2 - T_3 &= q \frac{\Delta z_{II}}{k_{II}} \\ T_3 - T_o &= \frac{q}{h_o} \end{aligned} \quad (3-2-15)$$

Y sumando miembro a miembro, las temperaturas intermedias se anulan y queda

$$T_i - T_o = q \left(\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o} + \frac{\Delta z_I}{k_I} + \frac{\Delta z_{II}}{k_{II}} \right) \quad (3-2-16)$$

El término entre paréntesis es la inversa del coeficiente global de transferencia, es decir que, generalizando

$$q = U (T_i - T_o) \quad (3-2-17)$$

Siendo

$$U = \left[\sum \frac{\Delta z_l}{k_l} + \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o} \right]^{-1} \quad (3-2-18)$$

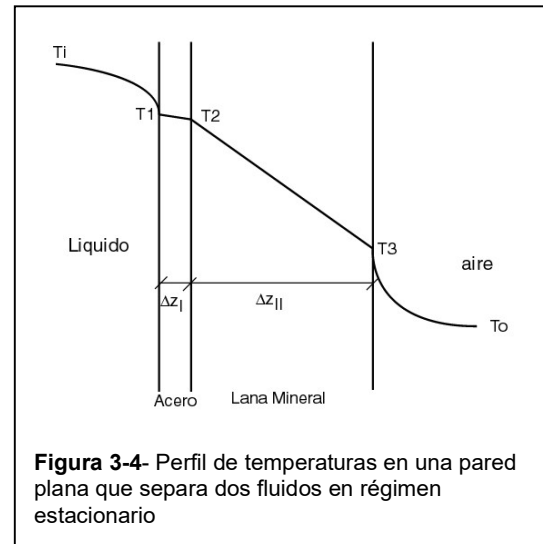


Figura 3-4- Perfil de temperaturas en una pared plana que separa dos fluidos en régimen estacionario

Resistencia Controlante

Es útil pensar en las Ecuaciones (3.2.17) y (3.2.18) haciendo analogía con un circuito eléctrico, en el que la densidad de flujo de calor es análoga a la corriente eléctrica, la diferencia de temperaturas actúa como diferencia de potencial y U es la inversa de la resistencia. Entonces, cada uno de los sumandos del corchete puede considerarse como una resistencia parcial que representa a alguna de las interfases sólido fluido o a una de las capas de material. Todas estas resistencias se encuentran en serie, siendo la resistencia total igual a la suma de las resistencias parciales.

Suele ocurrir en muchos casos, que alguna de estas resistencias es despreciable frente a las otras. Así por ejemplo, la resistencia de la pared metálica de un recipiente, por ser de pequeño espesor y alta conductividad (los metales son buenos conductores del calor) tiene un muy pequeño valor de $\Delta z/k$, y se lo puede despreciar.

Cuando alguna de las resistencias parciales es mucho mayor que las otras, la resistencia total resulta similar a ésta, y se habla de resistencia controlante.

Por ejemplo cuando se aísla un recipiente para evitar pérdidas de calor al exterior, para lo cual se usan materiales de poca conductividad, la mayor parte de la resistencia, y por lo tanto de la caída de temperatura, ocurre en el aislante.

Ejemplo 3-1

Un recipiente contiene un líquido a 160°C y está expuesto al aire a 20°C

El recipiente tiene una pared de acero de 10 mm de espesor

Calcular la pérdida de calor y el perfil de temperatura en la pared si se lo aísla con lana mineral de conductividad térmica 0.072 W/mK y con espesor de

- 25 mm
- 38 mm

suponer que el coeficiente pelicular de convección para la transferencia entre la pared y el líquido vale 500 W/m²K y el

coeficiente combinado de convección y radiación entre la pared y el aire externo vale 5 W/m²K

La conductividad térmica del acero es 43 W/m K

Solución

En primer lugar, se debe aclarar que, tal como se verá en el capítulo de convección, el coeficiente de transferencia de calor entre la superficie aislada del equipo y el aire ambiente, es una función de la temperatura del sólido. La suposición que estamos haciendo, de considerar constante este valor, es una simplificación que en este caso es aceptable dado que entre ambos casos esta temperatura no variará apreciablemente

Haciendo referencia a la Figura 3-4

- Para 25 mm de espesor

$$U = \frac{1}{\sum \frac{\Delta z_i}{k_i} + \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o}} = \frac{1}{\frac{0.01}{43} + \frac{0.025}{0.072} + \frac{1}{500} + \frac{1}{5}} = 1.82 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$q = U \cdot \Delta T = 1.82 (160-20) = 254.8 \text{ W/m}^2$$

La caída de temperaturas entre el líquido y la pared interna será (ver figura)

$$T_i - T_1 = q/h_i = 254.8/500 = 0.51^\circ\text{C}, \text{ luego } T_1 = 160 - 0.51 = 159.5^\circ\text{C}$$

La caída de temperaturas en el metal será

$$T_1 - T_2 = q/(k_1/\Delta z_1) = 254.8/(43/0.01) = 0.059^\circ\text{C} \text{ por lo tanto } T_2 = T_1 - 0.059 = 159.4^\circ\text{C}$$

La caída de temperaturas en el aislante será

$$T_2 - T_3 = q/(k_2/\Delta z_2) = 254.8/(0.072/0.025) = 88.47^\circ\text{C} \text{ luego } T_3 = T_2 - 88.47 = 70.92^\circ\text{C}$$

Finalmente la caída de temperatura entre la pared del aislante y el aire externo es

$$70.92 - 20 = 50.92^\circ\text{C} \text{ (valor que debe coincidir con } q/h_o = 254.8/5 \text{ a menos de errores de truncamiento)}$$

Obsérvese que prácticamente no existe caída de temperaturas entre el líquido y la cara externa del acero debido a que las dos resistencias involucradas son muy pequeñas.

La mayor caída se tiene, como es lógico, en el aislante, a pesar de que una caída apreciable tiene lugar entre la cara externa del aislante y el aire.

La temperatura de la cara externa del aislante es de 70.92°C. Esta temperatura es demasiado alta, y puede ser objetable desde el punto de vista de la seguridad, porque podría originar quemaduras en una persona que se apoye sobre el equipo. (En general no se aceptan temperaturas mayores a 60°C en todas las superficies que pueden estar en contacto con los operadores) Una forma de reducir esta temperatura es aumentando el espesor de aislante como se verá

- Para 38 mm de espesor

$$U = \frac{1}{\sum \frac{\Delta z_i}{k_i} + \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o}} = \frac{1}{\frac{0.01}{43} + \frac{0.038}{0.072} + \frac{1}{500} + \frac{1}{5}} = 1.37 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$q = U \cdot \Delta T = 1.37 (160-20) = 191.8 \text{ W/m}^2$$

La caída de temperaturas entre el líquido y la pared interna será (ver figura)

$$T_i - T_1 = q/h_i = 191.8/500 = 0.38^\circ\text{C}, \text{ luego } T_1 = 160 - 0.38 = 159.6^\circ\text{C}$$

La caída de temperaturas en el metal será

$$T_1 - T_2 = q/(k_1/\Delta z_1) = 191.8/(43/0.01) = 0.044^\circ\text{C} \text{ por lo tanto } T_2 = T_1 - 0.044 = 159.55^\circ\text{C}$$

La caída de temperaturas en el aislante será

$$T_2 - T_3 = q / (k_2 / \Delta z_2) = 191.8 / (0.072 / 0.038) = 101.2^\circ\text{C} \quad \text{luego } T_3 = T_2 - 101.2 = 58.3^\circ\text{C}$$

Obsérvese que se tiene una mayor proporción de la caída total de temperaturas en el aislante debido al aumento de espesor

3-2-2 Geometrías Cilíndricas

El otro caso importante en ingeniería es el de las geometrías cilíndricas. Por ejemplo, supongamos el caso de una cañería cilíndrica por cuyo interior circula un fluido caliente. La cañería está expuesta al aire, que se encuentra a menor temperatura, por lo que hay una pérdida de calor a través de la pared del caño. Supongamos que la pared interna de la cañería se encuentra a temperatura T_i y la pared exterior se encuentra a una temperatura T_o . Sean R_i y R_o los radios interno y externo.

En régimen estacionario, la cantidad de calor que atraviesa cualquier superficie concéntrica debe ser la misma, es decir

$$Q = 2\pi r q_r = \text{constante} \quad (3-2-19)$$

Es decir

$$r q_r = C_1 \quad (3-2-20)$$

O sea
$$q_r = \frac{C_1}{r} \quad (3-2-21)$$

Puesto que
$$\bar{q}_r = -k \frac{dT}{dr} \quad (3-2-22)$$

Por lo tanto

$$-k \frac{dT}{dr} = \frac{C_1}{r} \quad (3-2-23)$$

Integrando esta ecuación diferencial con las condiciones de borde

Para $r = R_i \rightarrow T = T_i$
 Para $r = R_o \rightarrow T = T_o$

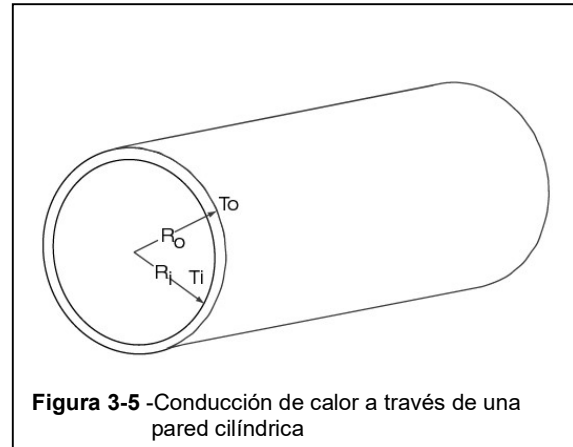


Figura 3-5 -Conducción de calor a través de una pared cilíndrica

Resulta
$$-k (T_i - T_o) = C_1 \ln \frac{R_o}{R_i} \quad (3-2-24)$$

Es decir
$$C_1 = \frac{k(T_i - T_o)}{\ln \frac{R_o}{R_i}} \quad (3-2-25)$$

Por lo tanto
$$q_r = \frac{k (T_i - T_o)}{r \ln \frac{R_o}{R_i}} \quad (3-2-26)$$

q_r es la densidad de flujo de calor en una superficie cuyo radio es r

El producto de esta densidad de calor multiplicada por el área de flujo, es el flujo total de calor a través de dicha superficie, es decir

$$Q = 2\pi L r q_r \quad (3-2-27)$$

Y de la Ecuación (3-2-26) se obtiene:

$$Q = 2 \cdot \pi \cdot L \cdot k \frac{T_i - T_o}{\ln \frac{R_o}{R_i}} \quad (3-2-28)$$

Esta ecuación permite calcular la densidad de flujo de calor a través de la pared del tubo

Paredes Cilíndricas Compuestas

Al igual que en el caso de la pared plana compuesta, podemos suponer que se tiene una pared cilíndrica compuesta de dos materiales (por ejemplo un tubo metálico recubierto con una capa de aislante).

También podemos considerar que, en lugar de conocer las temperaturas de las superficies internas y externas, se conoce la temperatura del fluido que se encuentra en el interior del tubo (la llamaremos T_f) y la temperatura del aire externo T_o

La temperatura de la pared interna del tubo será T_1 , la temperatura de la superficie de separación acero-aislante será T_2 y la temperatura externa del aislante será T_3 .

La transferencia de calor desde el fluido interno hacia la pared interior del tubo se realiza por convección. Puede expresarse que

$$Q = 2 \cdot \pi \cdot L \cdot R_1 \cdot h_i \cdot (T_f - T_1) \quad (3-2-29)$$

Donde h_i es el coeficiente de convección

Para ambos medios sólidos, es válida la Ecuación (3-2-28), por lo que podemos escribir

$$Q = 2 \cdot \pi \cdot L \cdot k_1 \frac{T_1 - T_2}{\ln \frac{R_2}{R_1}} \quad (3-2-30)$$

$$Q = 2 \cdot \pi \cdot L \cdot k_2 \frac{T_2 - T_3}{\ln \frac{R_3}{R_2}} \quad (3-2-31)$$

Esta misma cantidad de calor atraviesa la superficie externa del aislante para transferirse al aire. El mecanismo es una combinación de convección y radiación, y se puede expresar

$$Q = 2 \cdot \pi \cdot R_3 \cdot L \cdot h_o \cdot (T_3 - T_o) \quad (3-2-32)$$

En las Ecuaciones (3-2-29) a (3-2-32), se puede despejar la diferencia de temperaturas y sumar, con lo que se anulan las temperaturas intermedias. Y se obtiene

$$\frac{Q}{2 \pi L} \left[\frac{1}{h_i R_1} + \frac{1}{h_o R_3} + \frac{\ln(R_2/R_1)}{k_1} + \frac{\ln(R_3/R_2)}{k_2} \right] = (T_f - T_o) \quad (3-2-33)$$

Multiplicando y dividiendo por R_3

$$\frac{Q}{2 \pi L \cdot R_3} \frac{1}{U_o} = (T_f - T_o) \quad (3-2-34)$$

Donde
$$\frac{1}{U_o} = \left[\frac{1}{h_i (R_1/R_3)} + \frac{1}{h_o} + \frac{R_3 \cdot \ln(R_2/R_1)}{k_1} + \frac{R_3 \cdot \ln(R_3/R_2)}{k_2} \right] \quad (3-2-35)$$

U_o es el coeficiente global de transmisión de calor basado en el área externa

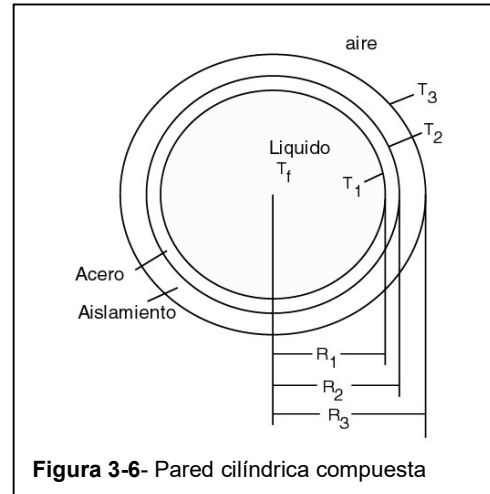


Figura 3-6- Pared cilíndrica compuesta

Ejemplo 3-2

Una cañería de 3" Sch 40 (Diámetro interno: 77.9 mm Diámetro externo :88.9 mm), que conduce un gas oil a 190°C está aislado con 25 mm de una lana mineral de conductividad 0.05 W/m.K. El coeficiente de radiación-convección para la cara externa se estima en 10 W/m²K. Calcular la pérdida de calor por metro de tubo y las temperaturas de la cara externa del aislante y del metal del tubo, suponiendo que el coeficiente pelicular de convección del lado interno vale 200 W/m²K y la temperatura ambiente es de 20°C. La conductividad del metal es 80W/mK

Solución

Con referencia a la figura 3-6

$$R_1 = 38.95 \text{ mm} \quad h_o = 10 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$R_2 = 44.45 \text{ mm} \quad k_1 = 80 \text{ W/mK}$$

$$R_3 = 69.45 \text{ mm} \quad k_2 = 0.05 \text{ W/mK}$$

$$h_i = 200 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Calcularemos cada una de las resistencias individuales

$$\frac{1}{h_i(R_1/R_3)} = \frac{1}{200 \times (38.95 / 69.45)} = 0.0089 \text{ m}^2\text{K} / \text{W}$$

$$\frac{1}{h_o} = \frac{1}{10} = 0.1 \text{ m}^2\text{K} / \text{W}$$

$$\frac{R_3 \cdot \ln(R_2/R_1)}{k_1} = \frac{0.06945 \cdot \ln(0.04445 / 0.03895)}{80} = 1.14 \times 10^{-4} \text{ m}^2\text{K} / \text{W}$$

$$\frac{R_3 \cdot \ln(R_3/R_2)}{k_2} = \frac{0.06945 \cdot \ln(0.06945 / 0.04445)}{0.05} = 0.61 \text{ m}^2\text{K} / \text{W}$$

Del análisis de estos números se observa que

- La resistencia correspondiente al metal del tubo es claramente despreciable frente a los otros términos por lo que no es necesario incluirla en los cálculos. Entonces no habrá caída de temperaturas en el metal con lo que $T_1 = T_2$
- El término correspondiente a la resistencia interna es también dos órdenes de magnitud inferior al término de la resistencia del aislante. Se debe considerar que un valor de $h_i = 200 \text{ m}^2\text{K/W}$ es muy pequeño para líquidos circulando en el interior de cañerías y podría corresponder a fluidos muy viscosos o circulando a muy bajas velocidades. Por lo tanto, en la mayoría de los casos la importancia relativa de este término será aún menor. Esto explica la práctica usual de despreciar también este término cuando se trata de cañerías aisladas, y considerar que la temperatura del metal es igual a la del fluido interno.
- Los términos correspondientes a la resistencia del aislante y la convección/radiación al aire son del mismo orden y deben ser ambos considerados

El coeficiente global es entonces

$$\frac{1}{U} = 0.0089 + 0.1 + 0.61 = 0.7189 \text{ m}^2\text{K/W}$$

La pérdida de calor por metro de tubo

$$Q = 2 \cdot \pi \cdot R_3 \cdot U \cdot (T_f - T_a) = \frac{2 \cdot \pi \cdot 0.06945 (190 - 20)}{0.7189} = 103 \text{ W/m}$$

Las caídas de temperatura las obtenemos multiplicando el flujo de calor por la resistencia correspondiente

$$\Delta T_{i,i+1} = \frac{Q}{2 \pi \cdot L \cdot R_3} \cdot R_{i,i+1} = \frac{103}{2 \cdot \pi \cdot 0.06945} R_{i,i+1} = 236 \cdot R_{i,i+1}$$

$$T_f - T_1 = 236 \times 0.0089 = 2.1 \text{ K}$$

$$T_1 - T_3 = 236 \times 0.61 = 143.9 \text{ K}$$

$$T_3 - T_a = 236 \times 0.1 = 23.6 \text{ K}$$

Es decir que será $T_3 = 43.6^\circ\text{C}$ y $T_1 = 187.9^\circ\text{C}$

3-3 Conducción de Calor en Régimen Estacionario en Sistemas Multidimensionales

Hasta ahora hemos planteado el caso de sistemas en los que la dirección del vector flujo de calor puede conocerse de antemano y es posible hacer coincidir su dirección con la de uno de los ejes del sistema coordinado. En tales casos, la ecuación vectorial (3-1-3) se transforma en una simple ecuación diferencial en una variable que se puede integrar como en los casos ya estudiados.

Existen sin embargo, situaciones donde este procedimiento no es factible. Por ejemplo, consideremos una cañería enterrada bajo tierra a una cierta profundidad, en cuyo interior circula un fluido caliente, y se pretende calcular la pérdida de calor que sufre la misma. Si planteamos en coordenadas cilíndricas la ecuación de conducción en el medio en el que está inmersa la cañería se tiene:

$$\frac{1}{r} \frac{\partial(r \cdot q_r)}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial q_\theta}{\partial \theta} + \frac{\partial q_z}{\partial z} = 0 \quad (3-2-36)$$

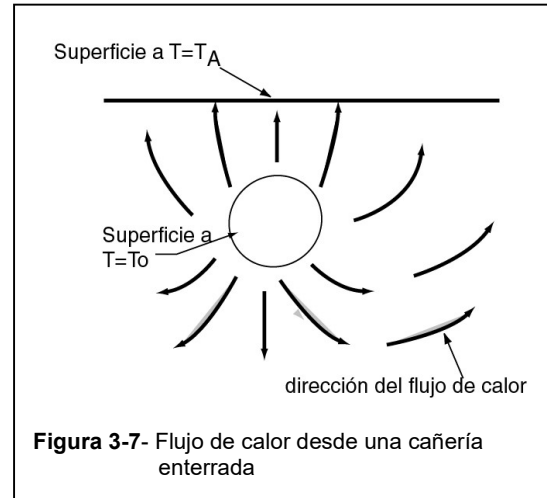
Admitiendo que no hay flujo de calor en la dirección axial

$$\frac{1}{r} \frac{\partial(r \cdot q_r)}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial q_\theta}{\partial \theta} = 0 \quad (3-2-37)$$

Las condiciones de borde para la integración de esta ecuación podrían ser

$T = T_o$ sobre la superficie de la cañería

$T = T_A$ sobre la superficie del suelo



Puede apreciarse en la Figura 3-7, que la dirección del flujo de calor no puede hacerse coincidir con ninguno de los ejes del sistema de coordenadas, y por lo tanto, la Ecuación (3-2-37) debe ser integrada como una ecuación diferencial en derivadas parciales.

El tratamiento analítico es bastante complejo, por lo que normalmente este tipo de problemas se ataca con técnicas numéricas o gráficas. Para ello puede consultarse la copiosa bibliografía disponible^{1,2} (

Sin embargo, en sistemas bidimensionales, en los que sólo hay involucradas dos temperaturas límite, es posible definir un factor de forma conductivo S, como

$$Q = S \cdot (T_1 - T_2) \quad (3-2-38)$$

Algunos valores de S para las geometrías más comunes se resumen en la Figura 3-8 con los correspondientes valores de T_1 y T_2 . Para otras geometrías puede consultarse la referencia (1)

Ejemplo 3-3

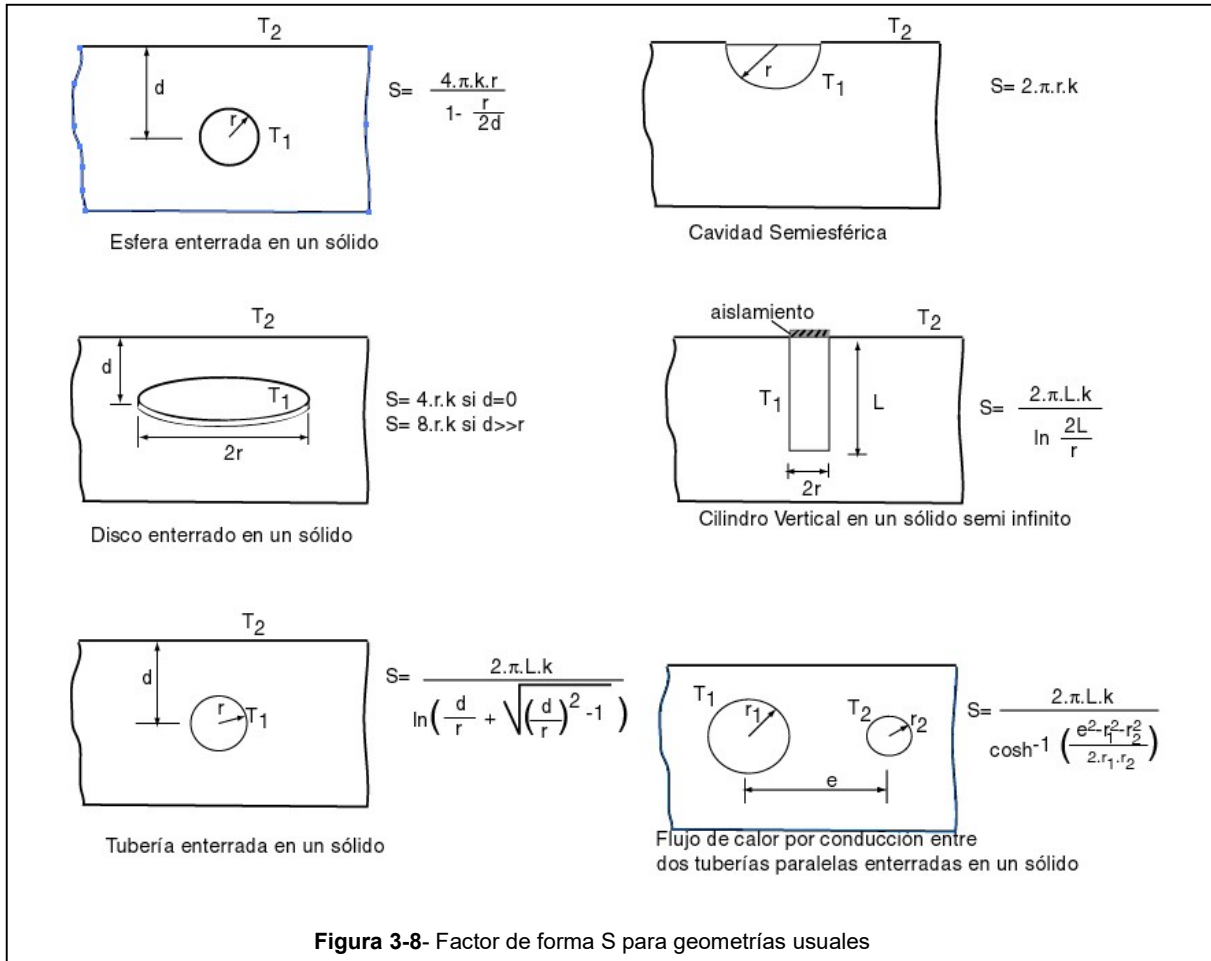
Un oleoducto de 6" (Diámetro ext :0.168m) conduce petróleo a 45°C. El conducto está enterrado a 1.5 m de profundidad en un terreno cuya conductividad es 0.9 W/mK. Suponiendo que la superficie del suelo se encuentra a 0°C calcular la pérdida de calor por kilómetro. Si el caudal de petróleo es 120000 kg/h (33.33 kg/s) y su calor específico 2500 J/kg.K, cual será la caída de temperatura que sufre el petróleo?

Solución

La conductividad de un suelo depende de muchos factores, siendo su humedad uno de los más importantes. En la tabla se indican algunos valores típicos.

Consideraremos que la resistencia pelicular de convección entre el petróleo y la pared del tubo es despreciable, con lo que es posible suponer que la temperatura exterior del caño es 45°C

Valores típicos de conductividad de suelos en W/mK	
<i>Suelo promedio</i>	0.9
<i>Suelo arenoso seco</i>	0.3
<i>Suelo arenoso con 8% de agua</i>	0.6
<i>Suelos arcillosos húmedos</i>	2.5



Llamando k_g a la conductividad del suelo T_c y T_g a las temperaturas de la cañería y de la superficie del suelo y d a la profundidad a la que está enterrado el oleoducto ,la pérdida de calor será

$$S = \frac{2\pi.L.k_g}{\ln\left[\frac{d}{r} + \sqrt{\left(\frac{d}{r}\right)^2 - 1}\right]} = \frac{2\pi.L \times 0.9}{\ln\left[\frac{1.5}{0.084} + \sqrt{17.85^2 - 1}\right]} = 1.58L$$

$$\frac{Q}{L} = 1.58(T_1 - T_2) = 1.58(45 - 0) = 71.1 \text{ W/m} = 71.1 \text{ kW/km}$$

Si W es el caudal de fluido y c su calor específico, la variación de temperatura que sufre el petróleo en un kilómetro de recorrido será

$$\Delta T = \frac{Q}{Wc} = \frac{71100}{33.33 \times 2500} = 0.85^\circ\text{C}$$

En el caso de los crudos pesados, es necesario evitar la caída de temperatura debido a que esto produce un aumento de viscosidad que dificulta el bombeo. Si por ejemplo se define que la mínima temperatura de bombeo es de 30°C debería instalarse un equipo de calentamiento aproximadamente cada 17 km para elevar nuevamente hasta 45°C la temperatura del petróleo.

3-4 Aislamiento Térmico

Cuando un equipo o cañería de proceso trabaja a una temperatura sensiblemente diferente a la temperatura ambiente, ya sea por encima o por debajo de ella, suele ser necesario aislarla térmicamente. El aislamiento térmico puede ser requerido por los siguientes motivos

- 1) Por ahorro energético. La energía que se pierde al ambiente debe reponerse a expensas de un mayor consumo de combustible, electricidad, etc. En estos casos, debe balancearse el costo de un mayor espesor de aislamiento vs el gasto en energía a fin de definir un óptimo
- 2) Para reducir la temperatura de la superficie exterior de equipos y cañerías con el fin de evitar quemaduras al personal. En este caso se habla de aislamiento para protección personal y el espesor se define como el necesario para lograr una temperatura exterior inferior a 55 o 60°C
- 3) Por razones de proceso. Existen sustancias que deben mantenerse a determinadas temperaturas para evitar reacciones indeseables, solidificación, precipitación, polimerización etc. En estos casos la definición de los espesores surge de un cálculo de proceso
- 4) En los procesos fríos, para evitar condensación de la humedad ambiente sobre la superficie de equipos o cañerías. Esto produce formación de hielo sobre las superficies, dando lugar además a goteo de agua, tornando el suelo barroso, resbaladizo etc.

3-4-1 Características que Debe Reunir un Buen Aislamiento Térmico

El esquema de aislamiento empleado debe reunir las siguientes condiciones

- 1) El material debe ser compatible con el proceso químico y debe ser inerte cuando los productos químicos entran en contacto con él.
- 2) Debe combinar condiciones de baja conductividad térmica con una adecuada resistencia mecánica. Con frecuencia se apoyan escaleras o el personal pisa sobre superficies aisladas, las que no deben deformarse o sufrir abolladuras etc.
- 3) Debe tener una adecuada barrera que impida la penetración de humedad. La presencia de agua dentro del aislante aumenta drásticamente el valor de la conductividad.
- 4) En plantas en las que se procesan productos combustibles, es necesario evaluar el comportamiento del material frente al fuego. El material debe presentar una baja combustibilidad y producción de humo. Las espumas plásticas como el poliuretano, deben ser evitadas, aunque últimamente se han desarrollado espumas plásticas con bajos índices de combustibilidad.

3-4-2 Materiales Empleados

Los materiales utilizados en general se agrupan en función del rango de temperaturas en que se utilizan. Los valores de temperaturas que delimitan estos rangos son algo arbitrarios. Cuando la temperatura alcanza un cierto límite superior, los materiales pueden dañarse o bien resultar antieconómicos porque aumenta su conductividad térmica. Cuando se habla de un límite inferior de utilización, en general significa que el material no es competitivo porque hay otros más económicos que pueden desempeñarse adecuadamente. Dentro de cada rango de temperaturas la selección del material se hace en función de otras propiedades y del costo

Rango criogénico (-260 a -100°C)

En este rango el esquema de aislamiento puede ser al vacío o masiva. Esta última consiste en una o más fases sólidas distribuidas en un gas, como aire seco, para lograr una muy baja conductividad.

Los sistemas de aislamiento al vacío consisten en doble paredes metálicas altamente pulidas entre las cuales se efectúa el vacío. Algunas veces se colocan laminillas reflectantes o material pulverulento opaco en el medio.

La teoría es la del llamado frasco Dewar de doble pared similar a los utilizados para la conservación de bebidas frías o calientes. Al haber vacío entre las paredes, no existe un gas que pueda transmitir calor por convección entre ambas paredes y la transmisión de calor es sólo por radiación. Recubriendo las paredes enfrentadas con metal pulido la transmisión de calor por radiación se reduce en un factor proporcional a la emisividad de las mismas (0.01 para la plata, por ejemplo)

Para reducir aún más la transmisión de calor entre ambas paredes se recurre a la instalación de "escudos de radiación". Esta técnica se basa en el hecho que la transmisión de calor por radiación entre una superficie fría y otra caliente se reduce a la mitad si se coloca en el medio una tercera superficie que actúe

como escudo estabilizándose a una temperatura intermedia.

Para ello se usan materiales pulverulentos como perlita expandida, tierra de diatomeas o diversas fibras.

El escudo multicapa, consiste en una serie de laminillas reflectivas de aluminio separadas por un material de muy baja conductividad como fibra de vidrio. Este material viene en forma de mantas o colchonetas.

Menos costosas que los aislamientos al vacío son las espumas. El poliuretano o el poliestireno expandido, ya sea en forma de colchonetas, espumado in situ o como material rígido también se utilizan en este rango de temperaturas, pero no son totalmente impermeables a la penetración del vapor. La espuma de vidrio, con una estructura de celdas cerradas, más pequeñas tiene un mejor comportamiento.

Rango de bajas temperaturas (-100 a 0°C)

También en la parte inferior de este rango se usan los aislamientos al vacío, pero se emplean más las espumas. En bajas temperaturas, como ya se mencionó, el principal problema es la penetración de humedad. La Tabla 3-1 indica valores de permeabilidad al vapor de agua para tres materiales aislantes

Material	Permeabilidad perm-in
<i>espuma de vidrio</i>	<i>0.00</i>
<i>espuma uretano</i>	<i>0.3 a 0.6</i>
<i>espuma poliestireno</i>	<i>1 a 4</i>
<i>fibra de vidrio</i>	<i>100 a 200</i>

La penetración de agua o vapor pueden aumentar drásticamente la conductividad, y por eso siempre debe protegerse la parte externa del aislante con una barrera contra la humedad

La penetración de vapor de agua, se constituye en un problema cuando se produce su condensación. A altas temperaturas el problema no es tan grave porque la presión de vapor del agua a la temperatura de la cara interna del aislante es mayor que a la temperatura externa, y esto tiende

a expulsar la humedad. En estos casos, solo se requiere una protección contra la lluvia o salpicaduras

Pero cuando la temperatura de la cara interna es menor que la ambiente, el flujo se invierte y el vapor de agua presente en la atmósfera difunde dentro del aislante debido a una fuerza impulsora proporcional a la diferencia de temperaturas entre las caras.

Aunque se coloque una barrera contra la penetración de vapor, es posible que haya penetración del vapor en juntas o en lugares donde esta barrera se haya dañado.

Si este vapor se congela en algún sitio frío, podría producirse un deterioro localizado de la capacidad aislante, que aún puede no ser de gravedad. Pero si luego, durante alguna parada del proceso, el hielo se derrite, el agua formada puede viajar por dentro del aislante y el deterioro se generaliza.

Para evitar la penetración de vapor de agua dentro del aislante se utilizan las barreras de vapor.

Las barreras de vapor pueden ser de tres tipos

- Estructurales: normalmente consisten en una cubierta de plástico, aluminio o chapa de hierro galvanizada
- Membranas: Pueden ser folios metálicos, films laminados, papeles tratados, fieltros, membranas plásticas o asfálticas. A veces se suministran ya formando parte del material aislante o a veces se aplican separadamente
- Recubrimientos: Se aplican en forma fluida como una pintura. Pueden ser recubrimientos asfálticos, resinas o polímeros.

Si pese a todo, penetra humedad dentro del aislante, el material debe ser calentado y secado. Esto puede ser un problema en el caso de las espumas plásticas, ya que no resisten altas temperaturas.

Rango intermedio (0 a 520 °C)

Este es el rango de temperaturas más común en la industria de procesos. Los materiales más comúnmente usados en este rango son

Silicato de calcio

Generalmente se lo utiliza reforzado con fibras y moldeado en la forma deseada, ya sea como paneles, medias cañas, o en formas especiales para aislar válvulas y accesorios.

La razón por la que se lo prefiere frente a otros materiales es su resistencia a la compresión.

Se lo puede usar hasta 900°C

Lana mineral

Se obtiene fundiendo rocas y escorias en horno a muy alta temperatura. Generalmente se lo

aglomera con otros materiales resistentes a las altas temperaturas. Su temperatura límite de utilización es casi tan alta como el silicato de calcio. Se lo puede proveer en forma rígida moldeada o bien como mantas flexibles.

Fibra de Vidrio (hasta 400°C)

El vidrio fundido, colado y enfriado puede formar fibras con las que pueden confeccionarse colchonetas o mantas sin aglomerante, o bien se las puede aglomerar para formar elementos rígidos. Presenta la desventaja de su menor temperatura de utilización y además las fibras de vidrio son agresivas a la piel, provocando molestias durante la instalación

Vidrio celular o espuma de vidrio (hasta 400°C)

El mismo material que se usa en el rango de bajas temperaturas puede ser utilizado también dentro de este rango

Rango de altas temperaturas (más de 550°C)

En general, dentro de este rango, además de las altas temperaturas, las condiciones de servicio suelen ser severas, y el material debe resistir abrasión, erosión producida por materiales fundidos, contacto directo con llamas, atmósferas corrosivas y shocks térmicos.

La aplicación de estos materiales requiere técnicas especiales, que escapen de las tareas de un montaje industrial corriente

Los materiales que se pueden utilizar son

- Fibra mineral o silicato de calcio hasta aprox 900°C
- Fibras cerámicas de $Al_2O_3-SiO_2$ hasta 1400°C
- Refractarios cerámicos moldeados hasta 1650°C
- Fibras de óxidos metálicos como Al_2O_3 o ZrO_2 hasta 1650°C
- Fibras de carbón hasta 2000°C

3-4-3 Factores que Afectan la Conductividad

Los materiales aislantes, generalmente tienen una estructura fibrosa, celular o porosa, en la que una matriz sólida encierra espacios en los que hay aire presente. Dentro del material aislante, la transmisión del calor se realiza por una combinación de los tres mecanismos básicos: conducción, convección y radiación.

La conducción tiene lugar a través de la matriz sólida que constituye el material. Por ejemplo, en una manta de lana mineral, las fibras que la componen. Resulta claro entonces, que para reducir la transmisión por conducción es necesario que el material de base sea de baja conductividad y que la cantidad de fibras presentes sea la menor posible, es decir que se debe tener un material de baja densidad.

En el espacio libre, queda aire encerrado. Las diferencias de temperaturas entre las fibras provocan corrientes interiores de convección natural y aparece el segundo mecanismo de transmisión de calor. El tamaño, la forma y la orientación de estos espacios huecos son factores que afectan la transmisión de calor por convección a través del aislante. Resulta conveniente la creación de celdas pequeñas para limitar el movimiento del aire. Esto significa que cuanto mayor sea la densidad del material, menor será la contribución convectiva a la transmisión total. (al contrario de lo que ocurría con la conducción). Tal como se explicó anteriormente, una forma de reducir la convección es por medio de los aislamientos al vacío, aunque en la mayoría de los casos esto no es practicable.

El tercer mecanismo es la radiación. Este mecanismo depende de las cuartas potencias de las temperaturas, por lo que se hace muy importante en los aislantes que trabajan a temperaturas altas. La transmisión por radiación se reduce por apantallamiento, es decir colocando en el camino de la radiación, elementos sólidos que actúen absorbiendo y reemitiendo energía radiante reduciendo su nivel térmico.

Es decir que para crear un buen aislante se debe minimizar la transmisión por radiación por medio de un adecuado número de absorbedores, crear celdas pequeñas para minimizar los movimientos convectivos y colocar la menor masa posible de material de modo de reducir la conducción, pero manteniendo al mismo tiempo buenas propiedades de resistencia mecánica.

Todos los mecanismos descriptos trabajan juntos en el aislante formando un sistema complejo. Para simplificar el tratamiento, se recurre a englobar todos estos efectos en un único parámetro definido como conductividad térmica k .

Queda claro, que hay demasiados parámetros que afectan el valor de la conductividad térmica, para que ésta pueda considerarse como una propiedad intrínseca de un material homogéneo como pretendería

ser. Sin embargo es el único modo práctico de caracterizar las propiedades de un aislante y por lo tanto es ampliamente usada.

La importancia relativa de los diferentes mecanismos de transmisión de calor cambia al variar la temperatura. A altas temperaturas, la radiación entre fibras es el mecanismo predominante, por lo tanto es ventajoso la utilización de materiales aislantes de mayor densidad. En cambio a bajas temperaturas, donde la radiación tiene menor importancia, una mayor densidad del material favorece la conducción y resulta contraproducente. Es decir que un material puede comportarse mejor que otro en una determinada temperatura, pero cambiando la temperatura la situación puede invertirse.

La comparación, entonces, debe efectuarse con cuidado, y en lo posible conseguir datos de conductividad a la temperatura a la que el material va a ser usado

En la tabla siguiente se resumen algunos rangos típicos en que puede variar la conductividad de los materiales aislantes. Como se aprecia, los rangos son amplios, y resulta siempre necesario consultar con el proveedor para una información más precisa.

Tabla 3-2 Temperaturas, Conductividades y Densidades típicas de materiales aislantes

material	temperaturas	k (W/mK)	Densidad kg/m³
<i>Espuma uretano</i>	-150 a 100	0.015 a 0.020	25 a 45
<i>Colchonetas fibra de vidrio</i>	-150 a 200	0.024 a 0.085	9 a 45
<i>Paneles fibra de vidrio</i>	0 a 450	0.033 a 0.08	35 a 90
<i>silicato de calcio</i>	250 a 650	0.031 a 0.12	90 a 150
<i>fibra mineral premoldeada</i>	Hasta 1000	0.051 a 0.13	9 a 45
<i>Vidrio celular</i>	-200 a 250	0.028 a 0,10	100 a 140
<i>Colchonetas fibra mineral</i>	Hasta 750	0,04 a 0,05	110 a 170

3-4-4 Formas de Aplicación

Cañerías

Para el aislamiento de cañerías lo usual es utilizar mantas o colchonetas de material flexible (como lana mineral, lana de vidrio o poliuretano) o bien materiales rígidos preformados moldeados en forma de media caña.

La mantas o colchonetas se utilizan envolviendo la cañería y atándolas con alambre galvanizado. Estas mantas, muchas veces se fabrican armadas en una de sus caras con una malla de alambre hexagonal (tipo gallinero) para facilitar su colocación. A veces, se proveen con barrera de vapor incorporada, que pueden consistir en papel o fieltro asfáltico en una de sus caras.

Una vez terminada de envolver la cañería puede aplicarse encima una barrera de vapor si fuera necesario (por ejemplo fieltro embebido en pintura asfáltica) y terminarse con el recubrimiento de chapa de aluminio o galvanizada. Esta se fija envolviendo la cañería con un cierto solapamiento y fijándola con tornillos tipo Parker o remaches.

Para recubrir las válvulas y bridas se fabrican cajas metálicas desarmables

Las secciones premoldeadas son segmentos rígidos en forma de media caña, que se adquieren en las medidas adecuadas al diámetro de cañería que se debe aislar. Se colocan con las juntas desplazadas y se atan con alambre aplicando encima la cubierta metálica. Estas secciones premoldeadas se fabrican en muy diversos materiales, como silicato de calcio, lana mineral o lana de vidrio con distintos ligantes orgánicos, o espuma rígida de poliuretano.

Cuando se aíslan cañerías verticales de gran longitud (como por ejemplo las líneas conectadas a columnas de destilación) se suelen soldar anillos de soporte a la cañería para evitar el deslizamiento del aislante por excesivo peso.

Equipos

Para el aislamiento de equipos y tanques se suele utilizar o bien mantas o colchonetas flexibles o paneles rígidos.

Normalmente se solicita al proveedor del equipo, la colocación de "pins" que son espigas soldadas, (a veces simples colas de electrodo) en las que se clava el material aislante durante la colocación. El equipo se va aislando en anillos, que una vez completados, se sunchan con ataduras de alambre o flejes metálicos.

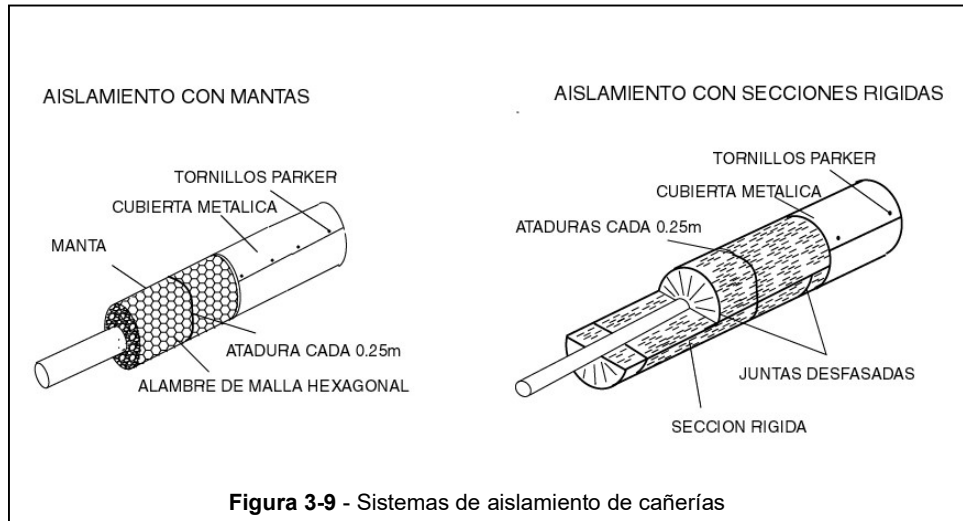


Figura 3-9 - Sistemas de aislamiento de cañerías

Los equipos verticales deben ser provistos de anillos soportes aproximadamente cada dos metros, en los que descansan los tramos de aislamiento.

Para aislar los cabezales semielípticos o toriesféricos por lo general se sueldan al recipiente anillos metálicos que permiten hacer un entramado de alambre con el que se mantiene el material en posición. Las juntas entre bloques se rellenan con cemento aislante

Una vez aplicado el aislante, se procede a cubrir el equipo con la cubierta de chapa. Para los cabezales normalmente la cubierta de chapa se arma en gajos. El trabajo de hojalatería es una actividad casi artesanal, y resulta importante la habilidad y prolijidad del instalador ya que esto afecta en forma importante la estética de la planta

3-4-5 Espesores Económicos

Cuando la razón para la aplicación de la aislación es reducir costos energéticos, el espesor óptimo surge de un cálculo económico balanceando los costos de inversión contra el costo de la energía. Este cálculo está afectado de muchos parámetros como las condiciones ambientales, las temperaturas del proceso, costo de mantenimiento e instalación, período de amortización de inversiones, etc.

Es usual que las empresas realicen estos cálculos con programas de cálculo, con los cuales se construyen tablas de espesores recomendados en función de las temperaturas de proceso y diámetros de cañerías para un determinado conjunto del resto de las variables que son luego adoptadas como standard.

Por ejemplo, la Tabla 3-3 indica espesores recomendados de aislación con silicato de calcio, para un clima benigno, en superficies calientes adoptada por una empresa petrolera.,

Tabla 3-3 Espesores económicos en mm para aislamiento con silicato de calcio (superficies calientes)

Día	Temperatura °C														
(in)	50	75	100	125	150	175	200	250	300	350	400	450	500	550	600
1/2	25	25	25	25	38	38	38	38	50	75	75	75	89	89	89
3/4	25	25	25	38	38	38	38	38	50	75	75	75	89	89	89
1	25	25	25	38	38	38	38	50	75	75	75	89	89	89	100
1 1/2	25	25	38	38	38	38	50	50	75	75	75	89	89	100	100
2	25	25	38	38	38	50	50	75	75	89	89	89	100	100	100
3	25	38	38	38	50	50	50	75	89	89	89	100	100	140	140
4	25	38	38	38	50	50	50	75	89	89	100	100	100	140	140
6	25	38	38	38	50	50	75	75	89	89	100	100	100	140	140
8	25	38	38	38	50	50	75	75	89	89	100	100	100	140	140
10	25	38	38	38	50	50	75	75	89	89	100	100	140	140	140
12	25	38	38	38	50	50	75	75	89	89	100	100	140	140	140
14	25	38	38	38	50	50	75	75	89	89	100	100	140	140	140
16	25	38	38	38	50	50	75	75	89	89	100	100	140	140	140
18	25	38	38	38	50	50	75	75	89	89	100	100	140	140	140
20	25	38	38	38	50	50	75	75	89	89	100	100	140	140	140
plano	25	38	50	50	50	63	89	100	100	114	114	140	153	165	165

Cuando la razón para el aislamiento es la protección del personal, los cálculos se realizan de modo de asegurar que la temperatura externa de la superficie aislada no sea superior a 55 °C. En este caso los espesores resultantes son diferentes como se aprecia en la Tabla 3-4

Tabla 3-4 Espesores de aislación con silicato de calcio para protección personal

Día	Temperatura °C														
(in)	50	75	100	125	150	175	200	250	300	350	400	450	500	550	600
1/2	0	25	25	25	25	25	25	25	25	25	38	38	38	50	50
3/4	0	25	25	25	25	25	25	25	25	25	38	38	50	50	63
1	0	25	25	25	25	25	25	25	25	38	38	38	50	50	63
1 1/2	0	25	25	25	25	25	25	25	25	38	38	50	50	63	75
2	0	25	25	25	25	25	25	25	38	38	50	50	63	63	75
3	0	25	25	25	25	25	25	25	38	38	50	63	75	75	89
4	0	25	25	25	25	25	25	38	38	50	50	63	75	89	100
6	0	25	25	25	25	25	25	38	50	50	63	75	89	100	125
8	0	25	25	25	25	25	25	38	50	63	75	75	89	100	125
10	0	25	25	25	25	25	25	38	50	63	75	89	100	114	125
12	0	25	25	25	25	25	38	38	50	63	75	89	114	125	140
14	0	25	25	25	25	25	38	50	63	75	89	100	114	125	140
16	0	25	25	25	25	25	38	50	63	75	89	100	114	140	150
18	0	25	25	25	25	25	38	50	63	75	89	100	125	140	150
20	0	25	25	25	25	25	38	50	63	75	89	114	125	140	165
plano	0	25	25	38	38	50	63	75	100	125	150	189	216	250	300

Nomenclatura

A= Area(m²)

c= Calor específico (J/kg.K)

h= Coeficiente de interfase (W/m²K)

k= Conductividad térmica (W/m.K)

L= longitud (m)

m= parámetro adimensional =k/h.r_m

q= densidad de flujo de calor (W/m²)

Q= Flujo de calor (W)

r= coordenada radial o radio (m)

r_m= espesor o radio (m)

R= radio

S= parámetro de la Ecuación 3-2-40 (W/K)

T= temperatura (K)

u= energía interna (J/kg)

U= coeficiente global de transferencia (W/m²K)

W= Potencia por unidad de área (W/m²)

W= Caudal másico (kg/s)

x,y,z = coordenadas cartesianas

Bibliografía

1) Rohsenow y Hartnett- *Handbook of Heat Transfer*- New York- Mc Graw Hill (1973)

2) Kreith, F - *Principles of Heat Transfer-*

and Data on Heat Transfer-London- Longman Group (1977)

4) McAdams W. *Heat Transmission*- New York - International textbook Company (1968)

3) Wong, H.Y -*Handbook of Essential Formulae* Mc Graw Hill (1954)

4- Convección

La convección es un mecanismo de transferencia de calor que ocurre en una interfase sólido fluido. El fluido actúa como vehículo para el transporte de la energía, y la densidad de flujo de calor depende de la velocidad con que se renueva el fluido sobre la superficie del sólido

Normalmente se distinguen dos tipos de movimiento de fluido: el laminar y el turbulento. En régimen laminar, las líneas de corriente del fluido siguen trayectorias estables, de modo que al alcanzarse el régimen estacionario, la velocidad en cada punto del fluido es constante.

En régimen turbulento, si bien también se habla de un estado estacionario, donde cada punto del fluido puede caracterizarse por una velocidad media, existen fluctuaciones completamente aleatorias de velocidad alrededor de este valor medio. Existen desplazamientos de fluido que no siguen un patrón predecible, y que provocan una agitación interna del fluido que tiene un marcado efecto sobre la transferencia de calor.

En los sistemas en régimen laminar, es posible plantear balances microscópicos de energía y cantidad de movimiento, que conducen a ecuaciones diferenciales que pueden integrarse para hallar las distribuciones de velocidad y temperaturas en el fluido. Conociendo la distribución de temperaturas es posible calcular la velocidad de transferencia de calor en la interfase

En régimen turbulento, dado que las distribuciones de temperatura y velocidad dejan de ser funciones continuas, este enfoque no resulta posible, y debe recurrirse a correlaciones experimentales. Esto se explicará con más detalle en los temas siguientes

4- 1 Convección Forzada Sobre una Placa Plana

4-1-1 Capa Límite

Supongamos una placa plana como la indicada en la Figura 4-1. Sobre dicha placa, circula un fluido en dirección paralela a la misma. El fluido se aproxima, a la placa con una velocidad v_{∞}

La placa ejercerá una perturbación sobre el flujo del fluido, pero esta perturbación se manifiesta en una zona de influencia que se extiende hasta una cierta distancia de su superficie, de modo que fuera de dicha zona, la velocidad del fluido será también v_{∞}

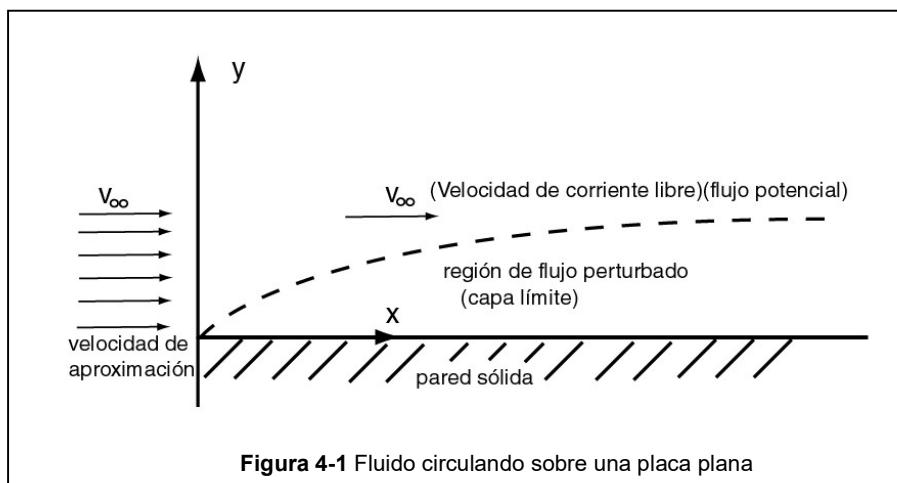


Figura 4-1 Fluido circulando sobre una placa plana

Llamaremos *capa límite* a la zona de flujo perturbado en la que la placa ejerce su influencia sobre el fluido. Puesto que la velocidad crece hacia v_{∞} en forma asintótica, en realidad se acostumbra definir la capa límite como la zona en que la velocidad del fluido está comprendida entre un valor cero y un valor igual

a $0,99 v_{\infty}$. Veremos a continuación como se manifiesta la perturbación ejercida por la placa y como se modifica el campo de velocidades dentro de la capa límite.

4-1-2 Esfuerzos de Corte en un Fluido en Movimiento

Cuando el fluido, que se aproxima con velocidad v_{∞} , toma contacto con la placa, aparecen sobre el mismo, esfuerzos de tensión que tienden a frenar las capas de fluido más próximas a la superficie del sólido.

Puede pensarse en este efecto con el simple razonamiento del principio de acción y reacción. El efecto que el fluido ejerce sobre la placa, es una fuerza que tiende a arrastrar a ésta. Por lo tanto, el efecto que la placa ejerce sobre el fluido es de sentido contrario y tiende a frenarlo. Si la placa está impedida de moverse, el resultado es que el fluido comienza a frenarse, Este efecto, empieza a manifestarse en las capas de fluido más cercanas a la superficie sólida. La capa de fluido inmediatamente adyacente a la placa se frena por completo, y a su vez, esta capa tiende a frenar a las contiguas, desarrollándose un perfil de velocidades como se muestra en la Figura 4-2,

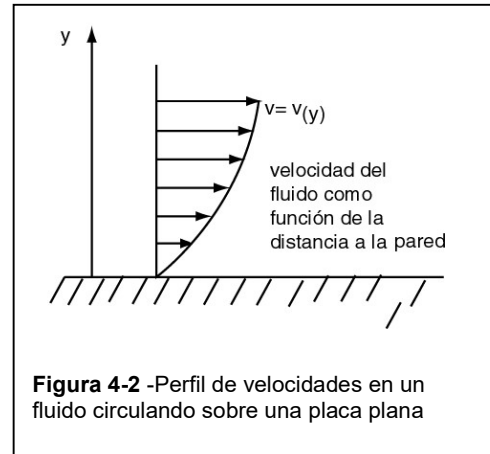


Figura 4-2 -Perfil de velocidades en un fluido circulando sobre una placa plana

Este efecto se transmite de una capa de fluido a otra a través de esfuerzos tangenciales o esfuerzos de corte. Consideremos por ejemplo un elemento de volumen perteneciente a dicho fluido, el cual se encuentra ubicado a una cierta distancia y_1 de la superficie sólida, Designaremos con I a dicho elemento de volumen (Figura 4-3).

Tal como ya se explicó, el fluido que se encuentra debajo de dicho elemento de volumen, ejerce sobre éste un efecto de frenado. Este efecto se manifiesta en la aparición de una fuerza sobre la cara inferior del elemento de volumen I.

Llamaremos τ a la fuerza ejercida por unidad de superficie, o esfuerzo de tensión tangencial. Los esfuerzos de tensión se designan con dos subíndices. El primero indica el plano en el que se manifiesta este esfuerzo, designándolo por su normal. En este caso, el esfuerzo de tensión aparece en un plano cuya normal es el eje y. El segundo subíndice indica la dirección del esfuerzo, que en este caso es la del eje x. Por lo tanto, este esfuerzo será designado como τ_{yx} .

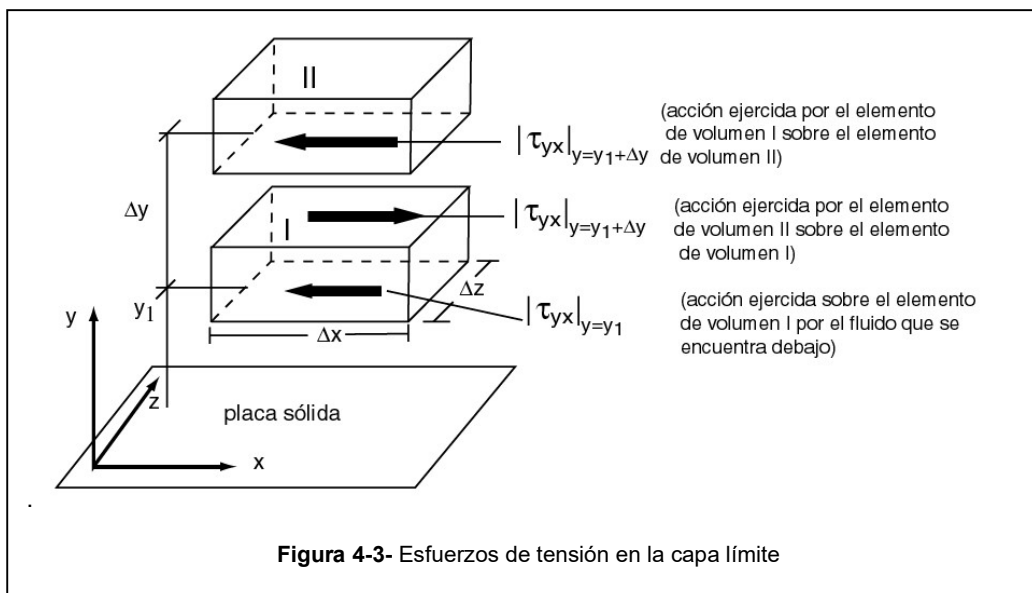


Figura 4-3- Esfuerzos de tensión en la capa límite

Puesto que la distancia desde dicha cara a la superficie sólida (a la que corresponde la coordenada $y=0$) es y_1 , el esfuerzo de tensión será $\tau_{yx}|_{y=y_1}$, y la fuerza sobre dicha cara será $\tau_{yx}|_{y=y_1} \Delta x \Delta z$. A su vez, este elemento de volumen tiende a producir un similar efecto de frenado sobre el fluido que se

encuentra por encima de él.

Si imaginarnos que II es un elemento de volumen inmediatamente adyacente a I (pese a que han sido representados separados para mayor claridad de dibujo), vemos que sobre la cara inferior de II, aparece un esfuerzo de tensión cuyo valor es $\tau_{yx} |_{y=y1+\Delta y}$

Por supuesto que entonces, el elemento de volumen II, ejercerá sobre el I, un esfuerzo de igual valor y de sentido contrario como se muestra en la figura.

Cualquier elemento de volumen tal como el I, estará entonces sujeto a la acción de dos esfuerzos de sentido contrario.

Para un fluido infinito, moviéndose en las proximidades de una placa plana, estos esfuerzos de tensión disminuyen en intensidad a medida que nos alejamos de la placa. Esto significa que el esfuerzo que aparece sobre la cara inferior del volumen I es mayor que el que aparece sobre la cara superior, y el resultado de ambos es una fuerza neta que tiende a frenar al fluido en dicho volumen.

Los esfuerzos de tensión en cada punto del fluido, están vinculados con el gradiente de velocidad por medio de la siguiente expresión:

$$\tau_{yx} = \mu \frac{\partial v_x}{\partial y} \quad (4-1-1)$$

Esto significa que al reducirse el esfuerzo de tensión, también es menor la pendiente del perfil de velocidades, el cual llega a hacerse prácticamente constante a una distancia lo suficientemente alejada de la placa. Esta distancia es el espesor de la capa límite δ . Es decir que, fuera de la capa límite, ya no se ejercen esfuerzos de tensión sobre el fluido.

4-1-3 Desarrollo de la Capa Límite

Cuando el fluido toma contacto con la placa, es decir en el borde de ataque de la misma, las capas de fluido que se encuentran más cercanas a la superficie sólida se frenan, y comienza a desarrollarse la capa límite. A medida que el movimiento progresa sobre la placa, esta perturbación se va extendiendo a las capas de fluido más alejadas. De este modo, el espesor de la capa límite va creciendo con la coordenada x. En la Figura 4-4, se muestra el desarrollo de la capa límite y los perfiles de velocidad para distintos valores de x (distancia al borde de ataque).

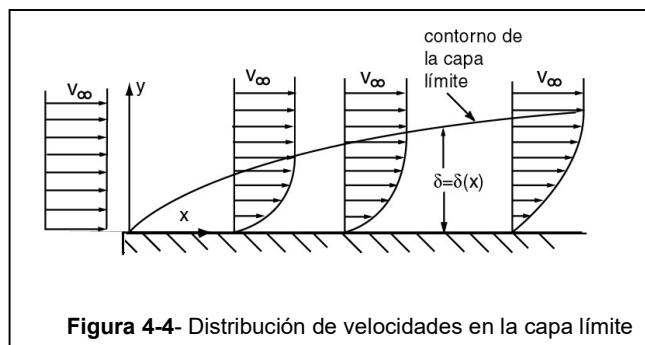


Figura 4-4- Distribución de velocidades en la capa límite

4-1-4 Capa Límite Laminar y Turbulenta.

La capa límite puede estar en régimen laminar o turbulento. Sin embargo, aunque el régimen sea turbulento, siempre existe una zona cercana al borde de ataque de la placa en la cual la capa límite es totalmente laminar (ver Figura 4-5). Esto se debe a que en dicha zona, los gradientes de velocidad son grandes, y por lo tanto, los esfuerzos de corte también lo son. Estos esfuerzos de corte, ejercen una acción laminadora sobre el movimiento del fluido. Pero al avanzar sobre la placa, los gradientes de velocidad disminuyen, y las corrientes de remolino pueden penetrar dentro de la capa límite, la que se vuelve turbulenta. Llamaremos x_c . (distancia crítica), al valor de x para el que la capa límite se transforma en turbulenta.

En una capa límite turbulenta, existe siempre una zona cerca de la superficie sólida, en que las velocidades son bajas y el movimiento es laminar. Se llama subcapa laminar a dicha zona.

El valor de x_c depende de la velocidad de aproximación y del estado de la superficie. En general, se acepta que para superficies no demasiado lisas ni rugosas es:

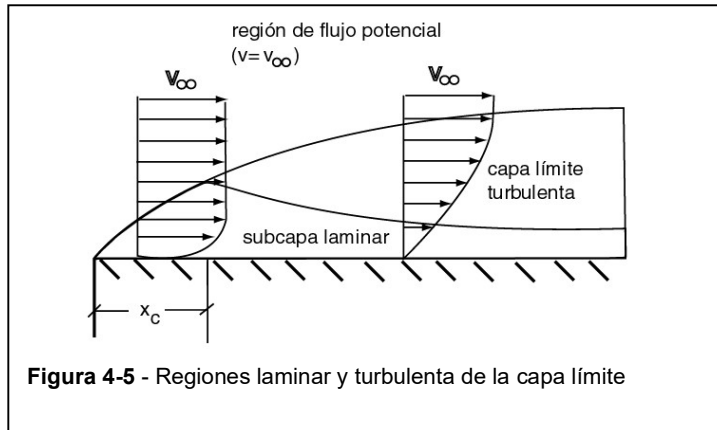
$$x_C = \frac{5 \times 10^5 \cdot \mu}{\rho \cdot v_\infty} \quad (4-1-2)$$

O bien

$$\frac{x_C \cdot \rho \cdot v_\infty}{\mu} = 5 \times 10^5 \quad (4-1-3)$$

Si quisiera calcularse la fuerza que el fluido ejerce sobre la placa, o la fuerza que la placa ejerce sobre el fluido, debería calcularse:

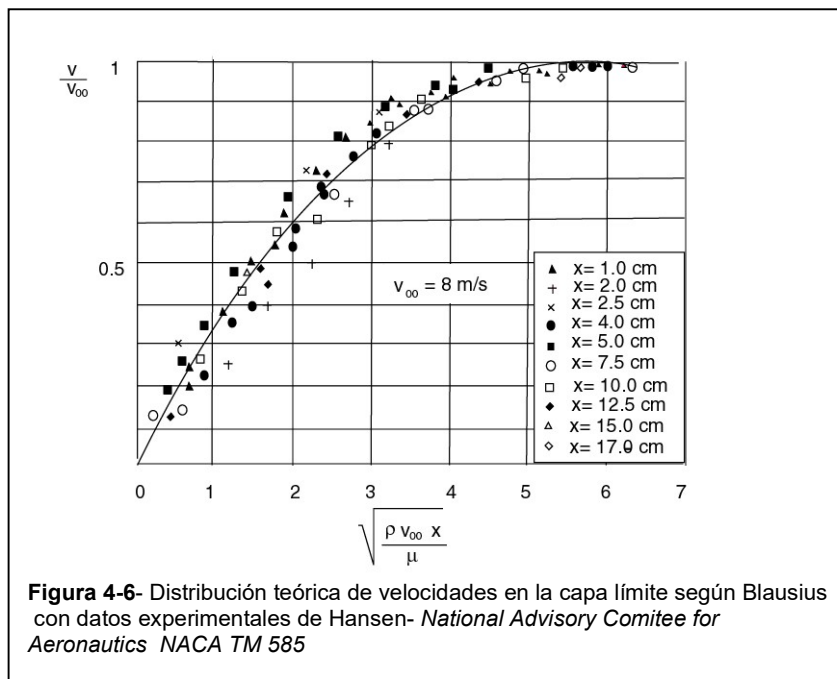
$$\tau_o = \left[\tau_{yx} \right]_{y=0} = \mu \left(\frac{\partial v_x}{\partial y} \right)_{y=0} \quad (4-1-4)$$



Para el caso de una capa límite laminar, se han desarrollado expresiones teóricas que permiten calcular esta derivada. Y por lo tanto calcular la fuerza sobre la placa en forma analítica. Soluciones analíticas fueron obtenidas por Blasius¹, y sus resultados coinciden notablemente bien con los valores experimentales (Figura 4-6).

Sin embargo, cuando el régimen es turbulento, al no poder integrarse las ecuaciones diferenciales que expresan el perfil de velocidades, la derivada no se puede calcular. Por lo tanto, lo que suele hacerse, es definir un coeficiente llamado coeficiente de arrastre o factor de fricción, de la forma

$$\tau_o = C_f \frac{1}{2} \rho v_\infty^2 \quad (4-1-5)$$



y el factor de fricción se obtiene experimentalmente. Generalmente, los resultados experimentales se correlacionan en la forma $C_f = C_f(\rho, v_\infty, \mu, L)$ obteniéndose un factor de fricción medio para toda la placa.

Las expresiones son del tipo

$$C_f = C_f \left(\frac{\rho v_\infty L}{\mu} \right) \quad (4-1-6)$$

Siendo $\rho v_\infty L / \mu$ el número de Reynolds para toda la placa. (Re_L)

Por ejemplo para números de Reynolds entre 5×10^5 y 10^7 y fuera de la zona de desarrollo de la capa límite Se obtiene(2)

$$C_f = 0.072 \cdot Re^{-0.2} \quad (4-1-7)$$

4-1-5 Flujo de Calor desde una Placa Plana a un Fluido en Movimiento

Supongamos ahora que la placa que estamos considerando se encuentra a una temperatura T_w , mientras que la temperatura de aproximación del fluido es T_∞ .

Cuando el fluido toma contacto con la placa, comienza a calentarse como consecuencia del flujo de calor que se establece. Al principio, la perturbación alcanza a la zona del fluido más cercana a la interfase, pero a medida que el fluido avanza sobre la placa, la perturbación progresa, y comienza a desarrollarse un perfil de temperaturas. Para cualquier valor de x , a una distancia lo suficientemente alejada de la placa, la temperatura será T_∞ . La zona en que la temperatura varía desde T_w hasta T_∞ , se llama capa límite térmica. En la Figura 4-7, se muestra la evolución de la capa límite térmica y los perfiles de temperatura en el sistema.

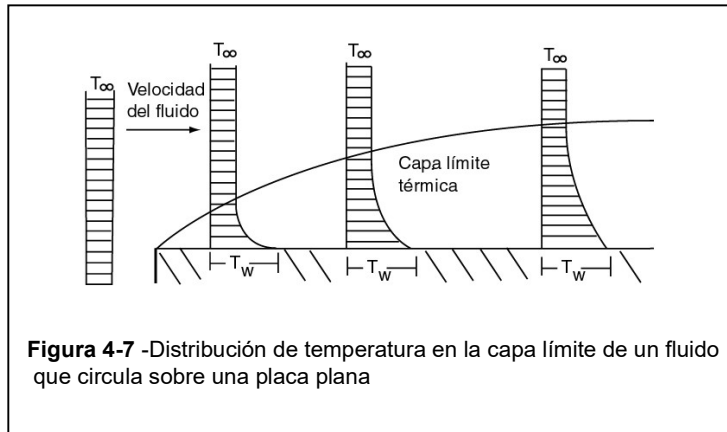


Figura 4-7 -Distribución de temperatura en la capa límite de un fluido que circula sobre una placa plana

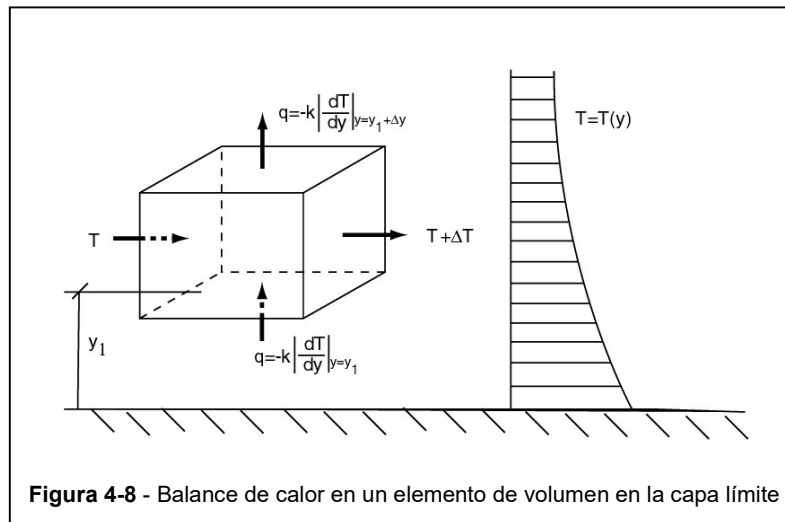
Puesto que en contacto con la superficie, la velocidad del fluido es nula, en esa zona el fluido se comporta como si fuera un sólido, y habrá un flujo de calor por conducción desde la placa al fluido, con una densidad de flujo de calor :

$$q = -k \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right)_{y=0} \quad (4-1-8)$$

Supongamos un elemento de volumen de fluido ubicado dentro de la capa límite (Figura 4-8)). A dicho elemento de volumen está ingresando fluido por la cara izquierda y está saliendo por la cara derecha.

Este fluido, dado que recibe calor por conducción desde la placa, sufrirá un aumento de temperatura, de modo que está retirando calor del elemento de volumen.

Como parte del calor que ingresa por conducción es retirado por el fluido, la densidad de flujo de calor por conducción en la cara superior será menor que en la inferior. Como la densidad de flujo de calor por conducción está asociada al gradiente térmico queda claro que la derivada de T respecto de y decrece a medida que nos alejamos de la placa.

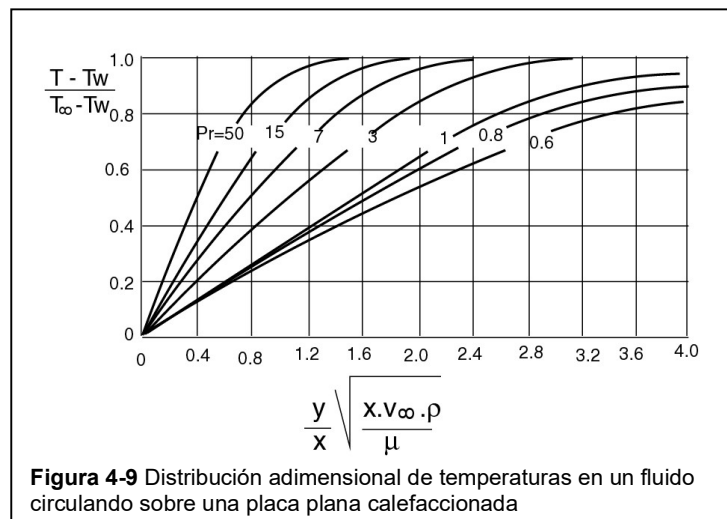


La forma del perfil de temperaturas depende de las condiciones fluidodinámicas del sistema y de las propiedades del fluido : densidad, calor específico y viscosidad.

En sistemas en régimen laminar es posible plantear modelos teóricos que permiten calcular la derivada de la Ecuación (4-1-8) y resolver el problema por la vía analítica.

Pollhausen¹⁰ utilizó el perfil de velocidades obtenido por Blasius para resolver el problema de flujo de calor. Sus resultados se muestran en la Figura 4-9

Sin embargo en la mayoría de los sistemas de interés en ingeniería de procesos, esto no resulta posible, y se define un coeficiente experimental llamado coeficiente pelicular de convección, que cumple el mismo papel que el coeficiente de fricción en mecánica de fluidos.



4-1-6 El Coeficiente Pelicular de Convección

Debido a que el tratamiento analítico adolece de las limitaciones ya comentadas, la forma más común de encarar el problema es la de recurrir a correlaciones experimentales. Estas correlaciones, generalmente se expresan en términos de una variable llamada coeficiente pelicular de convección h , y que se define como el cociente entre el flujo de calor por unidad de área y la diferencia de temperaturas entre la pared y la masa del fluido.

Este coeficiente, puede definirse ya sea para toda la superficie, o bien para un elemento de área de la misma. En el primer caso, queda definido un coeficiente medio que llamaremos h_L , válido para todo el largo de la placa, y en el segundo caso, un coeficiente local h_x , que será función de la posición x .

Las formulas de definición son:

$$Q/A=h_L(T_w-T_\infty) \quad (4-1-9)$$

Siendo Q el calor entregado por toda la placa al fluido por unidad de tiempo, y A el área total de la placa.

Para el coeficiente local

$$\frac{dQ}{dA}=h_x(T_w-T_\infty) \quad (4-1-10)$$

Donde dQ es la cantidad de calor entregada por unidad de tiempo al fluido por un elemento de área dA ubicado a una distancia x del borde de ataque de la placa.

Puesto que el calor total transferido en toda la longitud de la placa se puede calcular como

$$Q = \int_A h_x(T_w-T_\infty)dA = \int_0^L h_x(T_w-T_\infty)b \cdot dx \quad (4-1-11)$$

Siendo b el ancho de la placa.

Comparando con (4-1-9)

$$h_L = \frac{\int_0^L h_x \cdot dx}{L} \quad (4-1-12)$$

Es evidente que los coeficientes peliculares de convección dependen de la distribución de velocidades del fluido de su conductividad térmica y de las propiedades que definen su capacidad de transporte de energía (calor específico y densidad)

En general, se puede plantear que

$$h_L=h_L(v_\infty,L,\rho,\mu,c,k) \quad (4-1-13)$$

O bien

$$h_x=h_x(x,\rho,c_p,\mu,k,v_\infty) \quad (4-1-14)$$

Y estas relaciones se determinan experimentalmente

4-1-7 Efecto de la Velocidad en el Coeficiente Pelicular h.

Ya fue explicado que dentro de la capa límite, existe siempre una subcapa laminar que es una región cercana a la superficie sólida que se encuentra libre de turbulencias.

La turbulencia existente en el resto de la capa límite, tiene el efecto de producir un mezclado intenso del fluido, que tiende a homogeneizar sus propiedades. Por lo tanto, en la zona de capa límite turbulenta, los gradientes de velocidad y temperatura son mucho menos pronunciados que en la subcapa laminar. Esto se muestra en la Figura 4-10.

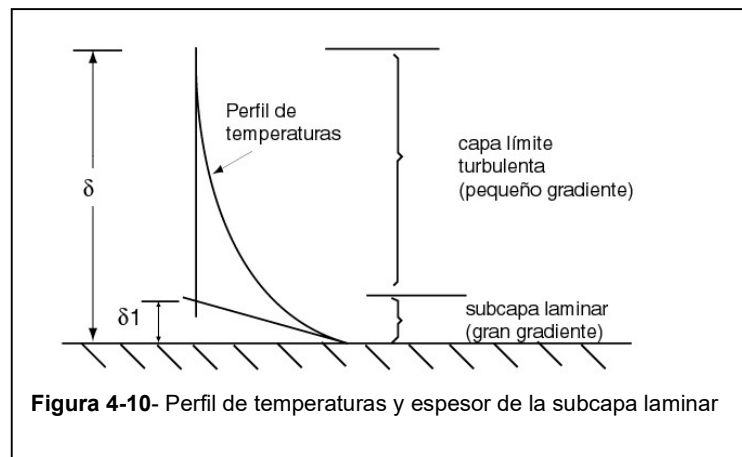


Figura 4-10- Perfil de temperaturas y espesor de la subcapa laminar

En forma aproximada, podríamos suponer que el perfil de temperaturas puede reemplazarse por las dos tangentes al mismo trazadas para $y=0$, e $y = \delta$, como se indica en la Figura 4-10. La intersección de ambas tangentes define una distancia, δ_1 que en forma aproximada coincide con el espesor de la subcapa laminar.

Ya hemos aclarado que la densidad de flujo de calor se puede siempre calcular como:

$$q = \frac{dQ}{dA} = -k \left. \frac{dT}{dy} \right|_{y=0} \quad (4-1-15)$$

Y entonces

$$q = k \frac{T_w - T_\infty}{\delta_1} \quad (4-1-16)$$

pero por la definición del coeficiente pelicular de convección:

$$q = \frac{dQ}{dA} = h(T_w - T_\infty) \quad (4-1-17)$$

Comparando (4-1-16) con (4-1-17)

$$h = \frac{k}{\delta_1} \quad (4-1-18)$$

Cuando la velocidad del fluido es grande, los remolinos penetran más profundamente dentro de la capa límite, y el espesor de la subcapa laminar δ_1 , se reduce, aumentando en consecuencia el valor de h . Es decir que como norma general, cuanto más alta es la velocidad del fluido, el coeficiente h será mayor.

4-1-8 Correlaciones para Flujo de Calor desde una Superficie Plana a un Fluido.

Es posible, a través del análisis dimensional demostrar que las funciones representadas por las ecuaciones (4-1-13) y (4-1-14) serán del tipo

$$\frac{h_x x}{k} = f\left(\frac{\rho \cdot x \cdot v_\infty}{\mu}, \frac{c_p \cdot \mu}{k}\right) \quad (4-1-19)$$

O bien para el coeficiente medio

$$\frac{h_L L}{k} = f\left(\frac{\rho \cdot L \cdot v_\infty}{\mu}, \frac{c_p \cdot \mu}{k}\right) \quad (4-1-20)$$

Nota: El análisis dimensional es una técnica que permite agrupar las magnitudes físicas que expresan la solución de un determinado problema en un número menor de grupos adimensionales. De este modo se logra reducir el número de variables a correlacionar. Puede consultarse el tema en la bibliografía (2)

Los primeros miembros de las Expresiones (4-1-19) y (4-1-20) son los números de Nusselt, local (Nu_x) y medio (Nu_L) respectivamente.

Las correlaciones generalmente aceptadas para el caso de un fluido circulando sobre una placa plana son las siguientes:

a) para flujo laminar ($Re_x < 5 \cdot 10^5$)

$$Nu_x = \frac{x \cdot h_x}{k} = 0.33 Re_x^{1/2} Pr^{1/3} \quad (4-1-21)$$

O bien

$$hx = 0.33 \frac{k}{x} Re_x^{1/2} Pr^{1/3} \quad (4-1-22)$$

El número de Nusselt promedio para toda la placa, si se mantiene el régimen laminar en toda ella, se obtiene de integrar la expresión anterior entre $x=0$ y $x=L$, y dividiendo por L , según (4-1-12).

$$h_L = \frac{\int_0^L h_x \cdot dx}{L} = \frac{0.33}{L} \int_0^L \frac{k}{x^{1/2}} \left(\frac{\rho v_\infty}{\mu}\right)^{1/2} \left(\frac{c_p \mu}{k}\right)^{1/3} dx =$$

$$= 0.66 \frac{k}{L} \left(\frac{L \cdot v_{\infty} \cdot \rho}{\mu} \right)^{1/2} \left(\frac{c_p \mu}{k} \right)^{1/3} \quad (4-1-23)$$

$$Nu_L = 0.66 Re_L^{1/2} Pr^{1/3} \quad (4-1-24)$$

b) Para flujo turbulento ($Re_x > 5 \cdot 10^5$) (2)

$$Nu_x = \frac{x \cdot h_x}{k} = 0.0288 Pr^{1/3} Re_x^{0.8} \quad (4-1-25)$$

y el coeficiente promedio sobre una superficie plana de longitud L puede calcularse también con la (4-1-12) obteniéndose siguiente expresión para Nu_L

$$Nu_L = \frac{hL}{k} = 0.036 Pr^{1/3} Re_L^{0.8} \quad (4-1-26)$$

Es de hacer notar que para llegar a esta última expresión se ha despreciado la existencia de la zona laminar entre $x=0$ y $x= x_c$, y por lo tanto la misma sólo será válida para $L \gg x_c$.

La capa laminar se puede incluir en el análisis si se usa la (4-1-21) entre $x=0$ y $x= x_c$ y la (4-1-25) entre x_c y L. Esto conduce para $Re_c = 5 \cdot 10^5$ a la siguiente expresión (2)

$$Nu_L = 0.036 Pr^{1/3} (Re_L^{0.8} - 23200) \quad (4-1-27)$$

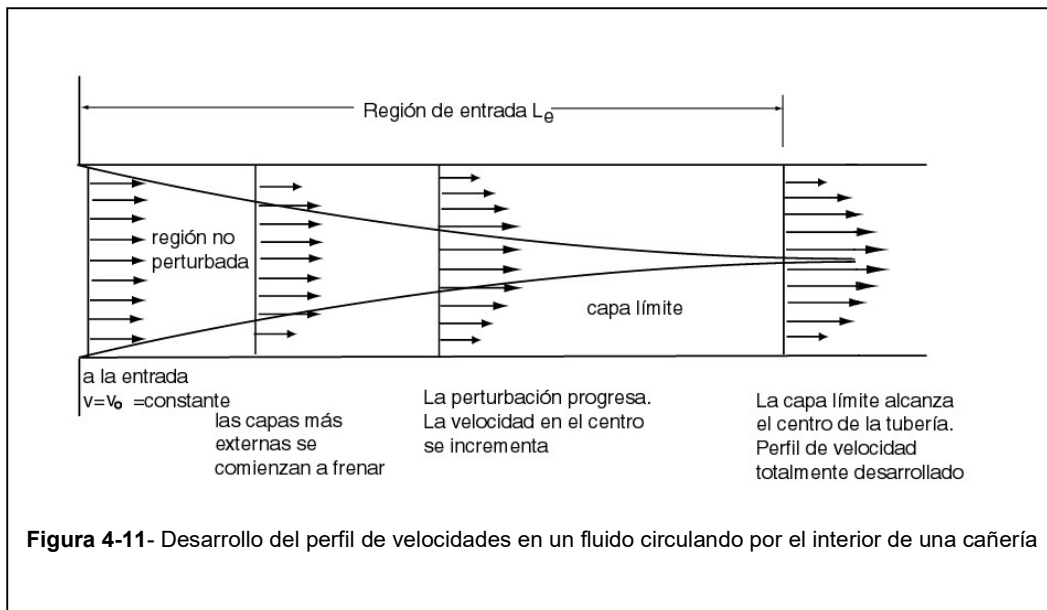
4-2 Convección Forzada en el Interior de Tubos

4-2-1 Flujo de Fluidos en el Interior de Tubos

Supongamos un fluido que penetra en una tubería con velocidad v_0 . En la sección inmediatamente posterior a la entrada, casi todo el fluido mantiene la velocidad de entrada a excepción de la zona inmediatamente adyacente a la pared del tubo que se frena como consecuencia de los esfuerzos de corte que se producen.

Se genera así una capa límite. A medida que el fluido progresa dentro del tubo, la capa límite se va extendiendo hacia el interior del conducto, y sucesivas capas de fluido se van frenando.

Puesto que el flujo total de masa es constante desde la entrada a la salida, si el fluido cercano a la



pared se frena, en el centro del conducto se produce una aceleración del mismo, y la velocidad crece.

Se va así creando un perfil de velocidades como se indica en la Figura 4-11. Al cabo de una cierta distancia, la capa límite habrá alcanzado el centro del tubo y a partir de allí el perfil de velocidades permanece constante. Se habla entonces de un perfil totalmente desarrollado. La distancia que se extiende desde la sección de entrada hasta la sección en que el perfil de velocidades alcanza su pleno desarrollo se llama longitud de entrada L_e .

La capa límite puede ser laminar o turbulenta. Sea cual fuere la velocidad con la que el fluido ingresa a la tubería, cerca de la entrada existe siempre un tramo del conducto en el que los perfiles de velocidad poseen un elevado gradiente, y la capa límite es laminar. El núcleo central puede estar en régimen turbulento si la velocidad de ingreso del fluido es elevada (Figura 4-12 a),.

A medida que el efecto de la pared se va transmitiendo al interior del fluido, los esfuerzos de corte se hacen menores. Puede ocurrir entonces que los remolinos penetren dentro de la capa límite, y esta se hace turbulenta (Figura 4-12-b).

Finalmente, aguas abajo, la capa límite se extiende hasta el centro de la cañería (Figura 4-12-c)

Siempre existe cerca de la pared del tubo, una porción de capa límite en la que el régimen es laminar, y que recibe el nombre de subcapa laminar.

Se ha comprobado que la capa límite permanece en régimen laminar si se cumple que

$$Re = \frac{D \cdot v \cdot \rho}{\mu} < 2100 \quad (4-2-1)$$

Donde v es una velocidad media que se define como:

$$v = \frac{W}{\rho \cdot a_t} \quad (4-2-2)$$

Siendo:

W = caudal másico (kg/s)

ρ = densidad (kg/m³)

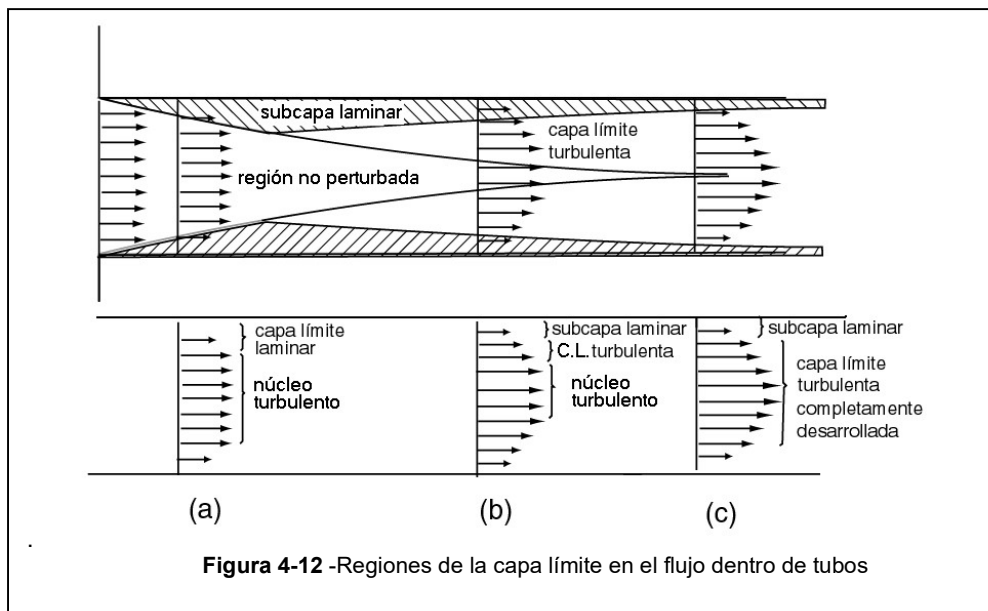
a_t = área de flujo (= sección transversal del tubo)(m²)

Cuando la capa límite permanece en régimen laminar, es posible deducir matemáticamente la expresión del perfil de velocidades, y se obtiene, en la zona de perfil totalmente desarrollado la conocida ecuación de distribución parabólica

$$v_z = v_{z \max} \left[1 - \left(\frac{r}{R} \right)^2 \right] \quad (4-2-3)$$

Donde $v_{z \max}$ es la velocidad en el centro del tubo

El caudal total W que circula por el tubo será igual a la integral de flujo másico en la sección transversal del mismo. .



Supongamos un elemento de superficie dA en forma de corona circular como se muestra en la Figura 4-13. Dado que la velocidad v_z es una función del radio, en todos los puntos de dA la velocidad es la misma. Por lo tanto, el flujo másico a través de dA valdrá

$$dW = v_z \cdot \rho \cdot dA \quad (4-2-4)$$

Integrando a toda la sección

$$W = \int dW = \int v_z \cdot \rho \cdot dA \quad (4-2-5)$$

Y comparando con (4-2-2)

$$v = \frac{\int v_z \cdot \rho \cdot dA}{\rho \cdot a_t} = \frac{\int v_z \cdot dA}{a_t} = \frac{\int_0^R v_{z \max} (1 - (r/R)^2) 2\pi \cdot r \cdot dr}{\pi R^2} = \frac{v_{z \max}}{2} \quad (4-2-6)$$

(Los detalles de la integración se dejan para el lector)

Es decir que en el caso de régimen laminar, la velocidad media en la sección es la mitad de la velocidad en el centro del tubo. En el caso del régimen turbulento, el perfil de velocidad es mucho más aplanado. La velocidad varía desde cero hasta un 99% de su valor máximo en una distancia muy pequeña, y se tiene un núcleo turbulento en el que prácticamente la velocidad es uniforme (Figura 4-14)

Es decir que midiendo con un tubo de Pitot la velocidad en el centro del tubo, se puede, a los fines prácticos utilizar este valor como la velocidad media del fluido.

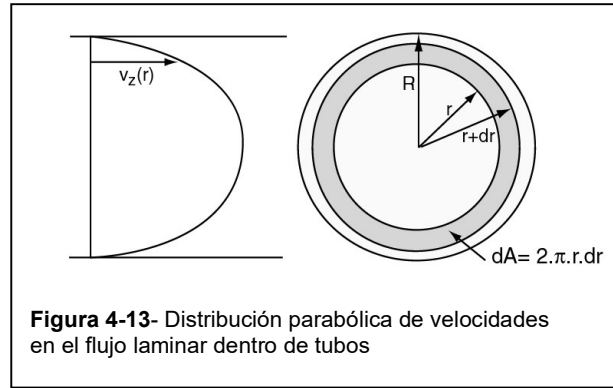


Figura 4-13- Distribución parabólica de velocidades en el flujo laminar dentro de tubos

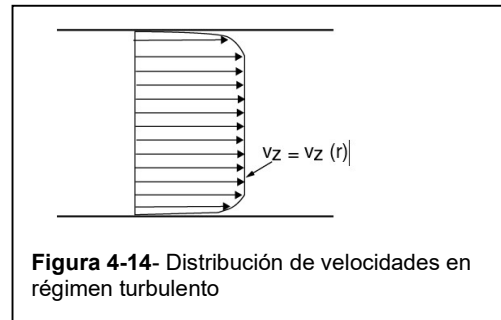


Figura 4-14- Distribución de velocidades en régimen turbulento

4-2-2 Caída de Presión

Debido al esfuerzo de fricción en la pared, el fluido sufrirá una pérdida de presión al circular por la tubería. Esta pérdida de presión puede relacionarse con el valor del esfuerzo de corte en la pared.

Si se considera un segmento de fluido comprendido entre dos secciones de la tubería, separadas entre sí por una distancia dz , las fuerzas actuantes sobre esta porción de fluido se indican en la Figura 4-15. Del balance de estas dos fuerzas se obtiene

$$dp \cdot \pi R^2 = \tau_{r=R} \cdot 2\pi R \cdot dz \quad (4-2-7)$$

$$dp = \tau_{r=R} \cdot \frac{2 \cdot dz}{R} \quad (4-2-8)$$

A su vez, el esfuerzo de tensión en la pared es

$$\tau_{r=R} = -\mu \left[\frac{dv_z}{dr} \right]_{r=R} \quad (4-2-9)$$

(El signo menos es necesario porque la coordenada radial tiene su origen en el centro del tubo, por lo que la derivada es negativa)

En el caso del régimen laminar, la derivada de la Ecuación (4-2-9) puede calcularse a partir de la distribución de velocidades de la Expresión (4-2-3), y combinando con la (4-2-6) se obtiene

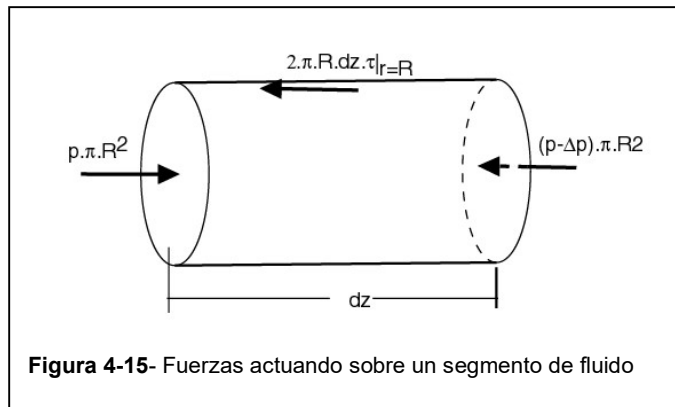


Figura 4-15- Fuerzas actuando sobre un segmento de fluido

$$|\tau_{r=R}| = \mu v_{z \max} \cdot \frac{2}{R} = \mu \frac{4 \cdot v}{R} \quad (4-2-10)$$

Y reemplazando en la (4-2-8)

$$dp = 8\mu \frac{v}{R^2} dz = 32\mu \frac{v}{D^2} dz \quad (4-2-11)$$

Expresión que relaciona la caída de presión en una cañería con la velocidad del fluido en régimen laminar.

Cuando el régimen del escurrimiento es turbulento, la derivada de la Ecuación (4-2-9) no puede calcularse, y no es posible recurrir a la vía analítica. Entonces, la aproximación usual es la de definir un factor de fricción como:

$$\tau_{r=R} = \frac{1}{2} f \cdot \rho v^2 \quad (4-2-12)$$

Y luego se busca correlacionar el factor f con el resto de las variables del sistema.

Combinando (4-2-8) y (4-2-12)

$$dp = 4 \cdot f \cdot \frac{dz}{D} \cdot \frac{1}{2} \rho v^2 \quad (4-2-13)$$

El factor de fricción resulta ser una función del número de Reynolds y de la rugosidad de la superficie.

El gráfico del factor de fricción en función del número de Reynolds se muestra en la Figura 4-16

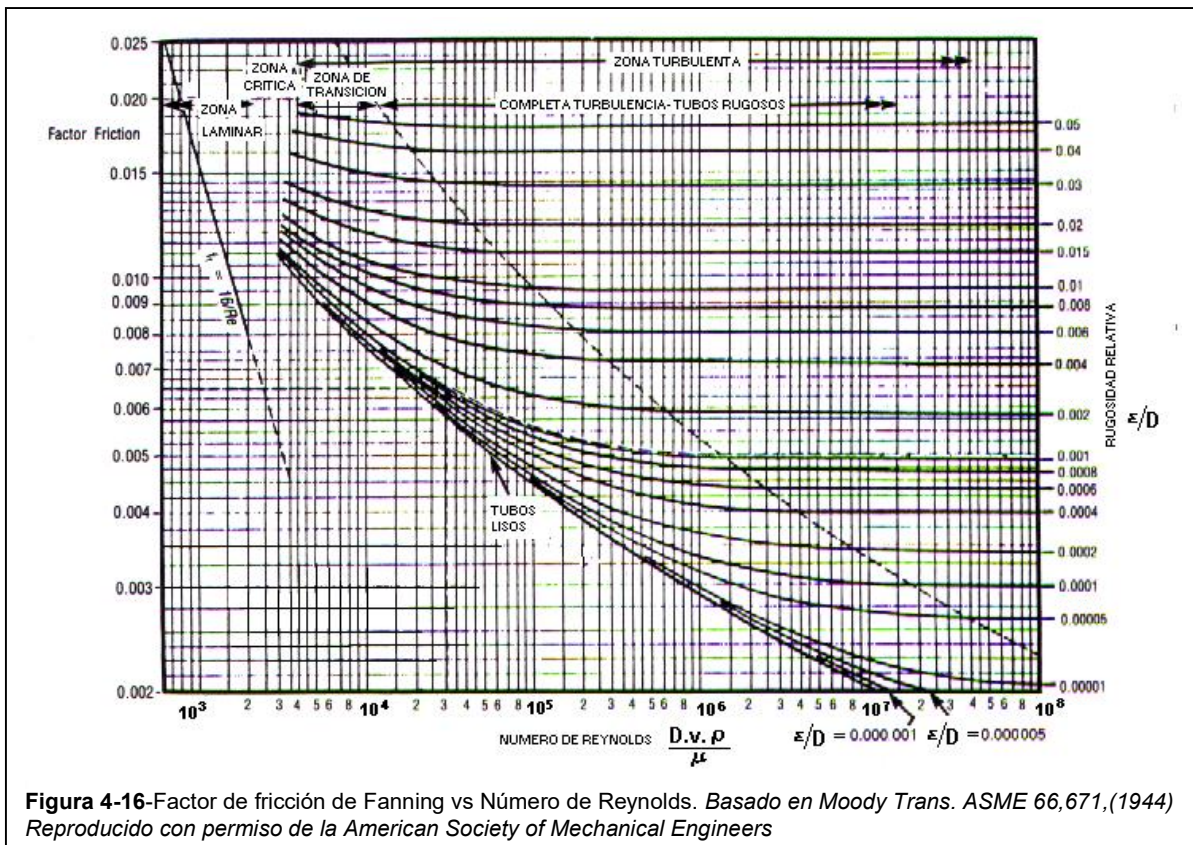


Figura 4-16-Factor de fricción de Fanning vs Número de Reynolds. Basado en Moody Trans. ASME 66,671,(1944) Reproducido con permiso de la American Society of Mechanical Engineers

El gráfico del factor de fricción en función del número de Reynolds presenta diferentes zonas. La zona de $2100 > Re$ corresponde al régimen laminar. En dicha zona la expresión matemática del factor de fricción puede obtenerse combinando (4-2-11) y (4-2-13) resultando

$$f = \frac{16}{Re} \quad (4-2-14)$$

A altos valores del número de Reynolds, la variación del factor de fricción con el Reynolds es poco pronunciada, dependiendo, en cambio, de la rugosidad de los tubos.

La zona intermedia corresponde al régimen de transición. En esta zona, el factor de fricción es una función del número de Reynolds y de la rugosidad.

Este gráfico permite el cálculo de la caída de presión por fricción en una tubería. Definido el caudal másico W que circulará por la tubería, si D es el diámetro de la misma, se calcula

$$Re = \frac{G \cdot D}{\mu} \quad (4-2-15)$$

Siendo G = Densidad de flujo másico = $4 \cdot W / \pi \cdot D^2$.

Con este número de Reynolds puede obtenerse el factor de fricción, pudiéndose calcular finalmente la pérdida de carga integrando la Expresión (4-2-13):

$$\Delta p = 4 \cdot f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{\rho v^2}{2} \quad (4-2-16)$$

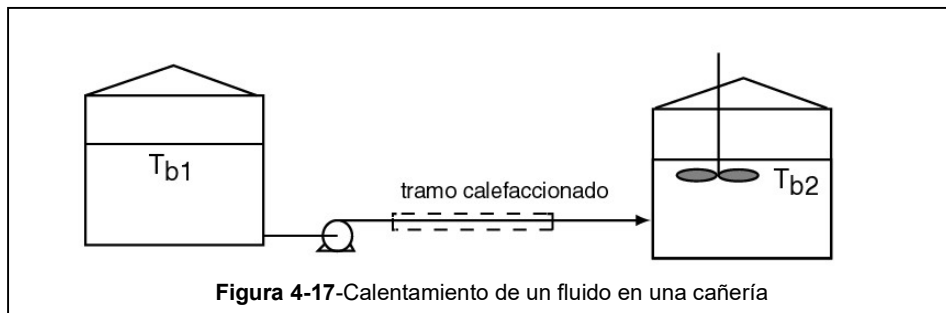
El parámetro de las curvas es la rugosidad relativa, definida como el cociente entre la rugosidad del tubo y el diámetro del mismo. Para tuberías de acero comercial normalmente se acepta que la rugosidad standard es 45 micrones

4-2-3 Flujo no Isotérmico de Fluidos en el interior de Tubos

Supongamos un fluido que se encuentra en un recipiente a una temperatura T_{b1} y es bombeado por una cañería hasta un segundo recipiente (Figura 4-17)

Si el tubo está calefaccionado, el fluido se calentará al atravesarlo, y cuando ingresa al segundo tanque lo hace a una temperatura más alta

Supongamos que este tanque se encuentra perfectamente mezclado y llamaremos T_{b2} a la temperatura del mismo



Si la masa transferida por unidad de tiempo de un tanque a otro es W (kg/s), la cantidad de calor entregada por segundo, será la necesaria para calentar W (kg/s) desde una temperatura T_{b1} hasta T_{b2} . Esto puede expresarse como

$$Q = W \cdot (i_{b2} - i_{b1}) \quad (4-2-17)$$

Siendo i_{b2} e i_{b1} las entalpías específicas del fluido a las temperaturas T_{b2} y T_{b1} . Admitiendo que las entalpías son sólo función de las temperaturas (caso de los fluidos incompresibles), la (4-2-17) se puede expresar

$$Q = W \cdot c \cdot (T_{b2} - T_{b1}) \quad (4-2-18)$$

Donde c es el calor específico (J/kg.K).

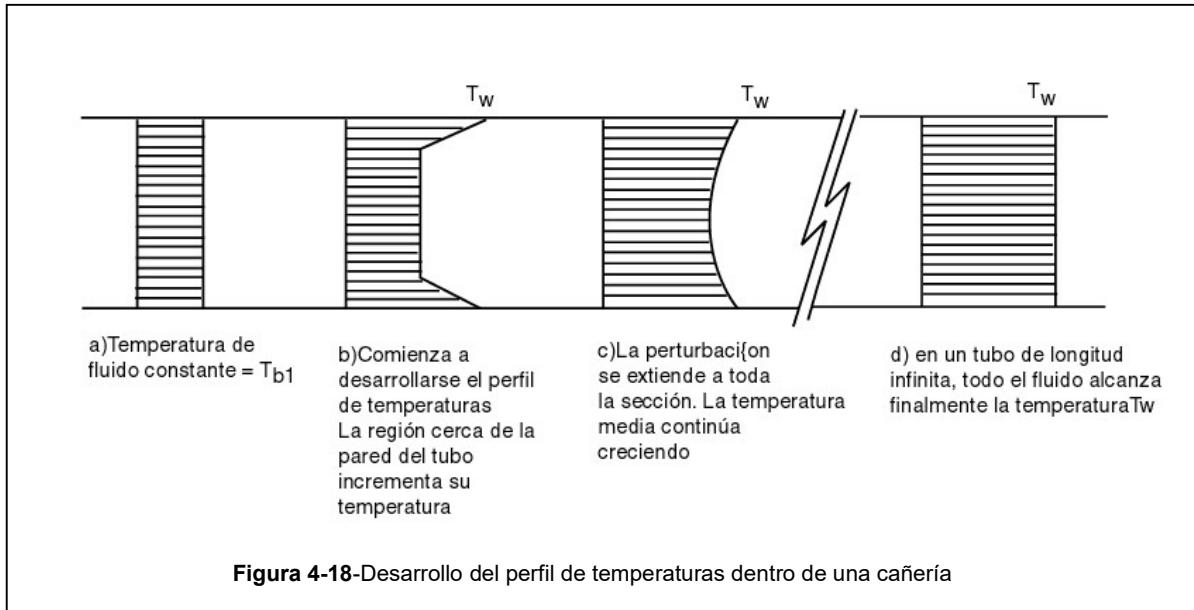
Analicemos ahora lo que ocurre en el tramo de tubería calefaccionada. El fluido que se encuentra a una temperatura T_{b1} ingresa al tramo calefaccionado. A la temperatura interna de la pared del caño la supondremos constante y de valor T_w , supondremos que $T_w > T_{b1}$.

Como consecuencia de esta diferencia de temperatura entre el fluido y la pared, comienza a transferirse calor, y las capas del fluido más cercanas a la pared comenzarán a calentarse.

Así como se realiza la hipótesis que en contacto con la pared la velocidad del fluido es nula, en

transmisión de calor la hipótesis asumida normalmente es que en ninguna interfase existe discontinuidad en el perfil de temperatura, y por lo tanto, la temperatura del fluido en contacto con la pared es T_w .

A medida que el fluido avanza por la tubería, la perturbación progresa hacia el interior del tubo, hasta que todo el fluido aumenta su temperatura por encima del valor inicial (Figura 4-18).



Se genera así en la tubería una distribución de temperaturas $T = f(r, z)$ donde z es la coordenada axial. Si el tubo fuese de longitud infinita, en el extremo final del mismo todo el fluido se habrá calentado hasta la temperatura de la pared, y se tendrá nuevamente un perfil plano. Si suponemos en cambio, que el tramo calefaccionado tiene una determinada longitud de valor finito, en la sección de salida de dicho tramo, el fluido egresa con una cierta distribución de temperaturas $T=f(r)$, del tipo del perfil c) de la Figura 4-18.

El fluido que abandona el tramo calefaccionado, ingresa luego al tanque, donde uniformiza su temperatura a un valor T_{b2} . Se dice entonces que T_{b2} es la temperatura de mezcla del fluido en la sección de salida, pues es la temperatura que se obtiene de mezclar todo el fluido que atraviesa dicha sección-

La temperatura de mezcla correspondiente a cualquier sección del equipo, puede calcularse si se conocen los perfiles de velocidad y temperatura en dicha sección. En efecto, si aplicamos la expresión del primer principio de la termodinámica para un sistema circulante, a la sección calefactora que estamos considerando será

$$Q = \text{Entalpía de salida por unidad de tiempo} - \text{Entalpía de entrada por unidad de tiempo} = \tilde{i}_2 - \tilde{i}_1 \quad (4-2-19)$$

La entalpía de entrada al sistema es fácil de calcular. Dado que el fluido ingresa al sistema a temperatura uniforme T_{b1} y suponiendo que se elige el cero de la función entalpía de modo que:

$$\tilde{i} = c \cdot T \quad (\text{entalpía por unidad de masa}) \quad (4-2-20)$$

entonces la entalpía de entrada será :

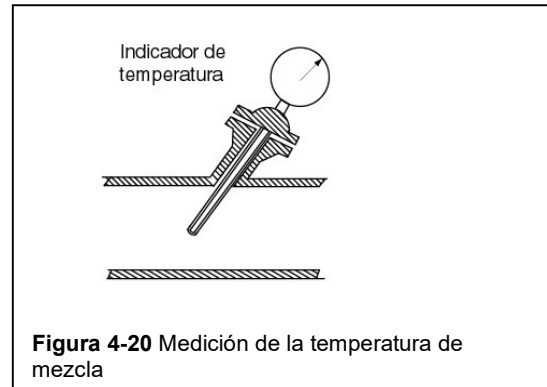
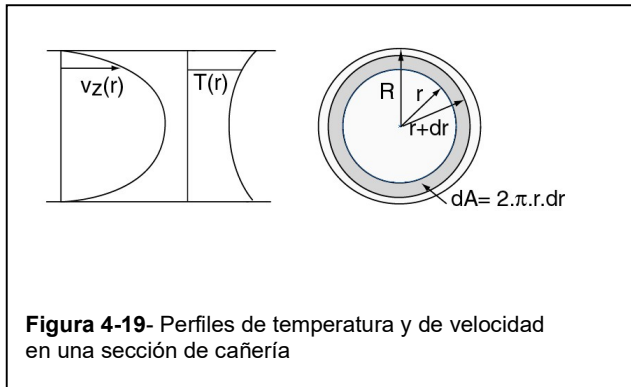
$$\tilde{i}_1 = W \cdot c \cdot T_{b1} \quad (\text{J/s}) \quad (4-2-21)$$

Para calcular la entalpía de salida debe efectuarse la integral de flujo a través de la sección de salida. Consideremos en dicha sección de salida un elemento de superficie como el indicado en la Figura 4-19, cuya área es:

$$dA = 2 \pi \cdot r \cdot dr \quad (4-2-22)$$

La temperatura y la velocidad pueden considerarse constantes en dicho elemento de superficie. El flujo de masa a través del mismo es :

$$dW = 2 \cdot \pi \cdot r \cdot dr \cdot \rho \cdot v \quad (4-2-23)$$



Y el flujo de entalpía será:

$$d\tilde{i}_2 = 2\pi r dr \rho v c T \quad (4-2-24)$$

Luego, el flujo de entalpía a través de toda la sección es

$$\tilde{i}_2 = \int_0^R 2\pi r dr \rho v c T \quad (4-2-25)$$

Combinando (4-2-19), (4-2-21) y (4-2-25)

$$Q = \int_0^R 2\pi r dr \rho v c T - W.c.T_{b1} \quad (4-2-26)$$

Pero comparando con (4-2-18) resulta que

$$W.c(T_{b2} - T_{b1}) = \int_0^R 2\pi r dr \rho v c T - W.c.T_{b1} \quad (4-2-27)$$

Luego la temperatura de mezcla T_{b2} será

$$\begin{aligned} T_{b2} &= \frac{\int_0^R \rho c v T (2\pi r dr)}{W.c} = \frac{\int_0^R \rho c v T (2\pi r dr)}{\int_0^R \rho c v (2\pi r dr)} = \\ &= \frac{\int_0^R v T r dr}{\int_0^R v r dr} \quad (4-2-28) \end{aligned}$$

Vemos que la Ecuación (4-2-28) permite calcular la temperatura de mezcla conociendo los perfiles de velocidad y temperatura en la sección.

Esta temperatura de mezcla es la temperatura que se mide con un termómetro colocado dentro de la tubería aguas abajo del equipo, a una distancia lo suficientemente grande como para que el fluido haya uniformizado su temperatura. En la práctica esta distancia es de solo algunos diámetros.

Por otra parte, en la mayoría de los casos de interés, el flujo es turbulento y los perfiles de temperatura son planos como consecuencia del poderoso efecto de mezclado que ejercen los remolinos, de modo que la temperatura de mezcla prácticamente coincide con la temperatura en el centro del tubo. Colocando entonces un termómetro en la tubería de la forma que se indica en la Figura 4-20, puede medirse con buena aproximación la temperatura de mezcla, y resulta siempre una buena práctica colocar el termómetro algunos diámetros aguas debajo de la sección de salida del calentador.

Si se conoce el calor Q transferido en el equipo, la temperatura de mezcla en la sección de salida se obtiene de

$$T_{b2} = T_{b1} + \frac{Q}{W.c} \quad (4-2-29)$$

De aquí en adelante, cuando hablemos de la temperatura del fluido en una sección de cañería sin aclarar otra cosa, daremos por sentado que nos estamos refiriendo a la temperatura de mezcla

4-2-4 Desarrollo del Perfil de Temperaturas

Hemos visto en el tema anterior (Figura 4-18) como se va desarrollando el perfil de temperaturas en la cañería a medida que el fluido avanza por ella. Si se define una temperatura adimensional como

$$T^*_{(r,z)} = \frac{T_w - T_{(r,z)}}{T_w - T_{b(z)}} \quad (4-2-30)$$

donde $T_{b(z)}$ es la temperatura de mezcla en la sección considerada, se observa que esta temperatura adimensional se hace prácticamente independiente de z luego de un corto tramo después de la entrada a la sección calefaccionada.

Es decir que cuando la distribución de temperaturas en el tubo de la Figura 4-18, es representada en términos de esta temperatura adimensional se obtiene un perfil como se indica en la Figura 4-21

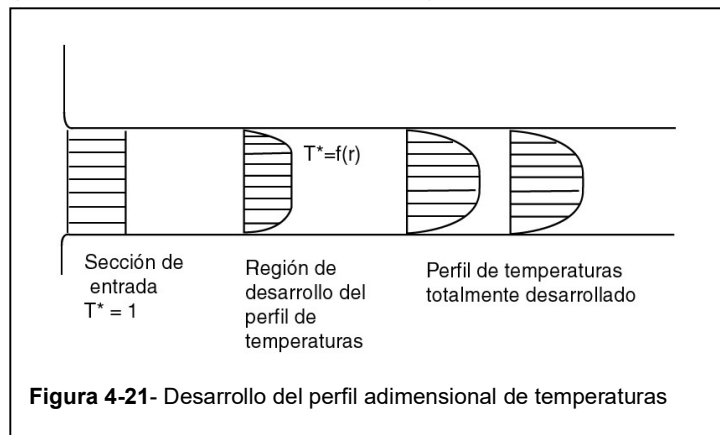


Figura 4-21- Desarrollo del perfil adimensional de temperaturas

Esta zona de entrada, a partir de la cual el perfil de temperaturas está totalmente desarrollado, tiene, en el caso de régimen laminar, una longitud de aproximadamente $0.05 D(Re \cdot Pr)$.

En el caso de régimen turbulento, esta longitud de entrada térmica es mucho menor, y el perfil de temperaturas se desarrolla muy rápidamente.

4-2-5 Velocidad de Transmisión de Calor desde la Pared hacia el Fluido. Coeficiente Pelicular Local

Supongamos que en una cierta sección del conducto la temperatura de mezcla del fluido es T (en adelante prescindiremos del subíndice b para indicar la temperatura de mezcla)

Si T_w es mayor que T , fluirá calor desde la pared hacia el fluido (Debemos hacer notar que el razonamiento puede hacerse suponiendo que la transferencia es de sentido inverso y todas las conclusiones a las que arribemos seguirán siendo válidas)

La magnitud del flujo de calor que se establece, dependerá de las variables fluidodinámicas del sistema.

Puesto que, en contacto con la pared del tubo, la velocidad del fluido es nula, el único mecanismo es la conducción, y siempre puede decirse que

$$q_r|_{r=R} = k \left. \frac{dT}{dr} \right|_{r=R} \quad (4-2-31)$$

(Se eliminó el signo menos dado que queremos que q sea positivo cuando el calor fluye desde la pared hacia el fluido, es decir en la dirección negativa de la coordenada radial)

Quiere decir que si conocemos la distribución de temperaturas en el sistema, podríamos calcular el flujo de calor hacia el interior del caño por medio de la Expresión (4-2-31).

Tal como ocurría en el caso de una placa plana, en algunos casos sencillos y en régimen laminar puede lograrse una solución analítica del problema.

Sin embargo, este procedimiento analítico está limitado al caso de sistemas en régimen laminar, con lo que las soluciones obtenidas resultan de poca utilidad, ya que la mayoría de los equipos de proceso trabajan en régimen turbulento.

La forma de atacar el problema, es entonces definir un coeficiente pelicular de transmisión de calor por convección h_{loc} (local), que se define por

$$dQ = h_{loc} \cdot dA (T_w - T) \quad (4-2-32)$$

o bien

$$dq = h_{loc} (T_w - T) \quad (4-2-33)$$

Donde dA es el diferencial de área lateral del caño ($= 2 \cdot \pi \cdot R \cdot dz$) y dQ es el flujo de calor transmitido a través de la pared

El problema que deberá encararse entonces, es el de buscar una correlación que permita el cálculo del coeficiente h_{loc} . en función del resto de los parámetros del sistema.

Antes de encarar este tema, veremos algunas características de los coeficientes peliculares que acabamos de definir.

4-2-6 Significado Físico del Coeficiente h_{loc}

Hemos visto que el flujo de calor en la pared del caño puede expresarse como:

$$dq \Big|_{r=R} = -k \frac{dT}{dr} \Big|_{r=R} \quad (4-2-34)$$

Combinando esta expresión con la (4-2-33)

$$k \frac{dT}{dr} \Big|_{r=R} = h_{loc} (T_w - T) \quad (4-2-35)$$

Si expresamos esto en función de la temperatura adimensional T^* , definida por la Ecuación (4-2-30), y de una distancia radial adimensional $r^*=r/D$, podemos decir que

$$-k \frac{dT^*}{dr^*} \Big|_{r=R} = h_{loc} \cdot D \quad (4-2-36)$$

O también

$$\frac{h_{loc} \cdot D}{k} = - \frac{dT^*}{dr^*} \Big|_{r=R} \quad (4-2-37)$$

El primer miembro de la Expresión (4-2-37) recibe el nombre de número de Nusselt local (Nu_{loc}), y es una función de la posición z , ya que h_{loc} . también lo es.

Vemos entonces que el número de Nusselt, o lo que es lo mismo, el coeficiente pelicular de convección, tiene el significado de un gradiente local de temperaturas evaluado en la pared.

Ahora bien, como hemos visto en la Sección 4-2-3, el perfil adimensional de temperaturas se hace constante luego de una cierta distancia desde la entrada. Esto significa que fuera de esta región de entrada térmica, el coeficiente h_{loc} . es constante e independiente de z .

4-2-7 Diferencias Medias de Temperaturas para Toda la Longitud del Tubo

Continuando con el sistema que estamos analizando, vemos que el fluido que ingresa a la sección calefactora con una temperatura T_1 , abandona la misma a una temperatura T_2 . Quiere decir que a medida que el fluido circula por la cañería su temperatura se va incrementando.

En la Figura 4-22 se representa la variación de temperaturas del fluido en función de la distancia recorrida. Vemos en dicho diagrama, que la diferencia de temperaturas entre el fluido y la pared varía desde $T_w - T_1$ en un extremo del equipo hasta $T_w - T_2$ en el otro extremo.

Lo que deseamos, es definir una diferencia media de temperaturas entre la pared y el fluido. Si se admite que el coeficiente pelicular h_{loc} es constante en toda la longitud del tubo, será

$$dQ = W.c.dT = h_{loc} \cdot \pi \cdot D_o \cdot dx \cdot (T_w - T) \quad (4-2-38)$$

$$\therefore \frac{dT}{T_w - T} = \frac{h_{loc} \cdot \pi \cdot D_o \cdot dx}{W.c} \quad (4-2-39)$$

Integrando

$$W.c. = \frac{h_{loc} \cdot \pi \cdot D_o \cdot L}{\ln \frac{T_w - T_1}{T_w - T_2}} \quad (4-2-40)$$

Multiplicando ambos miembros por

$$(T_2 - T_1) = (T_w - T_1) - (T_w - T_2) \quad (4-2-41)$$

$$W.c.(T_2 - T_1) = Q = h_{loc} \cdot A \cdot \frac{(T_w - T_1) - (T_w - T_2)}{\ln \frac{T_w - T_1}{T_w - T_2}} = h_{loc} \cdot A \cdot \Delta T_{ln} \quad (4-2-42)$$

Donde ΔT_{ln} recibe el nombre de diferencia media logarítmica de temperaturas. Es un promedio entre las diferencias de temperaturas pared-fluido en ambos extremos del tubo .

Dado que la Expresión (4-2-42) permite el cálculo de la cantidad total de calor , al coeficiente h_{loc} en el futuro lo llamaremos simplemente h , estando entendido que debe ser utilizado con la ΔT_{ln} .

4-2-8 Determinación Experimental de los Coeficientes de Transferencia. Números Adimensionales

Analizaremos a continuación cuales son las variables de las que dependen los coeficientes de interfase. En primer lugar, los coeficientes h serán función del régimen de escurrimiento y de las condiciones fluidodinámicas, que a su vez están caracterizadas por el número de Reynolds. Por lo tanto, h será una función de todas las variables que aparecen en el número de Reynolds. También dependerá de las propiedades del fluido que hacen al transporte de energía, es decir k y c .Por último, en general h depende de la longitud de cañería L . Podemos entonces decir que

$$h = f(D, v, \rho, \mu, c, k, L) \quad (4-2-43)$$

Aplicando las técnicas del análisis dimensional, se llega a la conclusión que la solución matemática del problema se puede expresar por medio de una relación de tipo:

$$\frac{h \cdot D}{k} = f\left(\frac{D \cdot v \cdot \rho}{\mu}, \frac{c \cdot \mu}{k}, \frac{L}{D}\right) \quad (4-2-44)$$

Hemos supuesto aquí que las propiedades del fluido son constantes. En el caso de fluidos cuyas propiedades sean función, de la temperatura, lo usual es calcular la temperatura media aritmética entre las temperaturas de mezcla de las secciones extremas, y a esta temperatura se evalúan las propiedades físicas que luego se correlacionarán experimentalmente.

Los grupos adimensionales que figuran en la Expresión (4-2-44) reciben los nombres de números de Nusselt ($h \cdot D / k$), Reynolds ($D \cdot v \cdot \rho / \mu$) y Prandtl ($c \cdot \mu / k$)

La forma de la Expresión (4-2-44) debe hallarse experimentalmente.

4-2-9 Influencia de la Temperatura de Pared,

Tal como ocurría en el caso de una placa plana, cerca de la pared del tubo existe siempre una subcapa en movimiento laminar. Esta subcapa laminar representa una resistencia importante a la transmisión de calor. El espesor de esta subcapa depende fundamentalmente de la viscosidad del fluido en la zona cercana a la pared.

Por ejemplo, consideremos los dos casos siguientes:

- caso a) Circula agua por una cañería de diámetro D , con un caudal másico de W kg/seg. En una cierta sección de la cañería, la temperatura de mezcla del fluido es $T = 323$ K. La temperatura de la

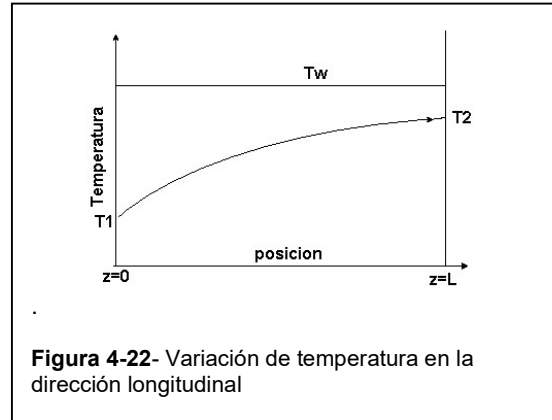


Figura 4-22- Variación de temperatura en la dirección longitudinal

pared es de 373 K, es decir que el fluido está siendo calentado,

- caso b) Por la misma cañería circula idéntico caudal de agua. La temperatura de mezcla en la sección considerada es como antes 323 K, pero la pared está a 273 K, o sea que el fluido se enfría.

Vemos que en los dos casos, siendo iguales las temperaturas de mezcla, los números de Reynolds y Prandtl serán los mismos. Sin embargo, en el caso a), como el fluido que se encuentra próximo a la pared está a alta temperatura, el espesor de la subcapa laminar es menor que en el caso b) en que dicha zona está fría. (Esto se debe a que en los líquidos, al aumentar la temperatura disminuye la viscosidad). Por lo tanto, el coeficiente h será mayor en el caso a) que en el b).

Quiere decir que debe, entonces agregarse una variable más a la lista definida por la Expresión (4-2-43), que es la viscosidad a la temperatura de la pared del tubo

La función (4-2-44), de esto modo, se modifica como:

$$Nu = \frac{h.D}{k} = f\left(\frac{D.v.\rho}{\mu}, \frac{c_p.\mu}{k}, \frac{L}{D}, \frac{\mu_w}{\mu}\right) \quad (4-2-45)$$

(Notar que en el caso de los gases el efecto es inverso ya que la viscosidad de un gas aumenta con la temperatura)

4-2-10 Correlaciones Experimentales

La forma de la Ecuación (4-2-45) se determina experimentalmente, y se obtienen así las soluciones experimentales que se detallan a continuación:

a) Flujo Laminar: ($Re < 2100$)

Una de las correlaciones experimentales más conocidas es la de Sieder y Tate (3):

$$\frac{h.D}{k} = 1.86 (Re.Pr.(D/L))^{0.33} \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14} \quad (4-2-46)$$

Esta ecuación es válida para transmisión de calor con flujo laminar y temperatura de pared constante. Todas las propiedades físicas excepto μ_w se deben tomar a la temperatura de mezcla de la sección o un promedio entre las temperaturas de mezcla de las secciones de entrada y salida. La ecuación (4-2-46) se cumple con un error máximo del 20% para $Re.Pr.(D/L) > 10$. Para velocidades de flujo menores, los valores que se obtienen para h son demasiado bajos.

b) Flujo Turbulento ($Re > 10.000$)

En la zona de régimen turbulento, normalmente se acepta una correlación del tipo.:

$$Nu = \frac{h.D}{k} = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.33} \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14} \quad (4-2-47)$$

Puede verse analizando la Expresión (4-2-47), que en régimen turbulento, el coeficiente h es independiente de la relación L/D . Esto se debe, como ya se explicó, al rápido desarrollo de los perfiles de temperatura en régimen turbulento.

c) Régimen de transición ($2100 < Re < 10000$)

En esta zona, el flujo puede ser inestable, y por lo tanto no puede predecirse el valor del número de Nusselt. En algunos casos, como se verá más adelante, se interpola gráficamente entre la curva de régimen laminar y turbulento. Sin embargo, se aconseja no diseñar en esta zona debido a la gran incertidumbre en los resultados. Una expresión empírica para los casos en que la zona de transición no puede evitarse, es la siguiente (11)

$$\frac{h}{c.\rho.v} = 0.116 \left(\frac{Re^{0.66} - 125}{Re} \right) \left(1 + \left(\frac{D}{L} \right)^{0.66} \right) Pr^{-0.66} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (4-2-48)$$

4-2-11 Otros Grupos Adimensionales

Frecuentemente, los resultados se expresan en función de grupos adimensionales que son combinación de los estudiados hasta ahora. Un grupo adimensional que aparece frecuentemente en la literatura es el número de Stanton, que se define como

$$St = \frac{Nu}{Re.Pr} = \frac{h}{\rho.c.v} \quad (4-2-49)$$

O bien el grupo adimensional j_H que se define como:

$$j_H = St.Pr^{2/3} \cdot \left(\frac{\mu_w}{\mu} \right)^{0.14} = \frac{h}{c.G} Pr^{2/3} \left(\frac{\mu_w}{\mu} \right)^{0.14} \quad (4-2-50)$$

Donde G es la densidad de flujo másico = $\rho.v$ (kg/s.m²)

El número adimensional j_H , resulta entonces una función exclusiva del número de Reynolds y de la relación D/L, que de acuerdo a las Ecuaciones (4-2-46) y (4-2-47) se puede expresar como

a) régimen laminar

$$j_H = 1.86 Re^{-2/3} (D/L)^{1/3} \quad (4-2-51)$$

b) régimen turbulento

$$j_H = 0.023.Re^{-0.2} \quad (4-2-52)$$

Un gráfico de j_H en función del número de Reynolds puede verse en la Figura 4-23. Puede verse que en la zona de régimen de transición se han trazado las curvas para empalmar las correlaciones de régimen laminar y turbulento. No obstante, como ya se ha explicado, se aconseja no diseñar en esta zona.

Otras expresiones útiles del factor j_H se obtienen de combinar la definición de la Expresión (4-2-50) con la ecuación de definición (4-2-42) y un balance de entalpías para todo el sistema.

Para ello se plantea:

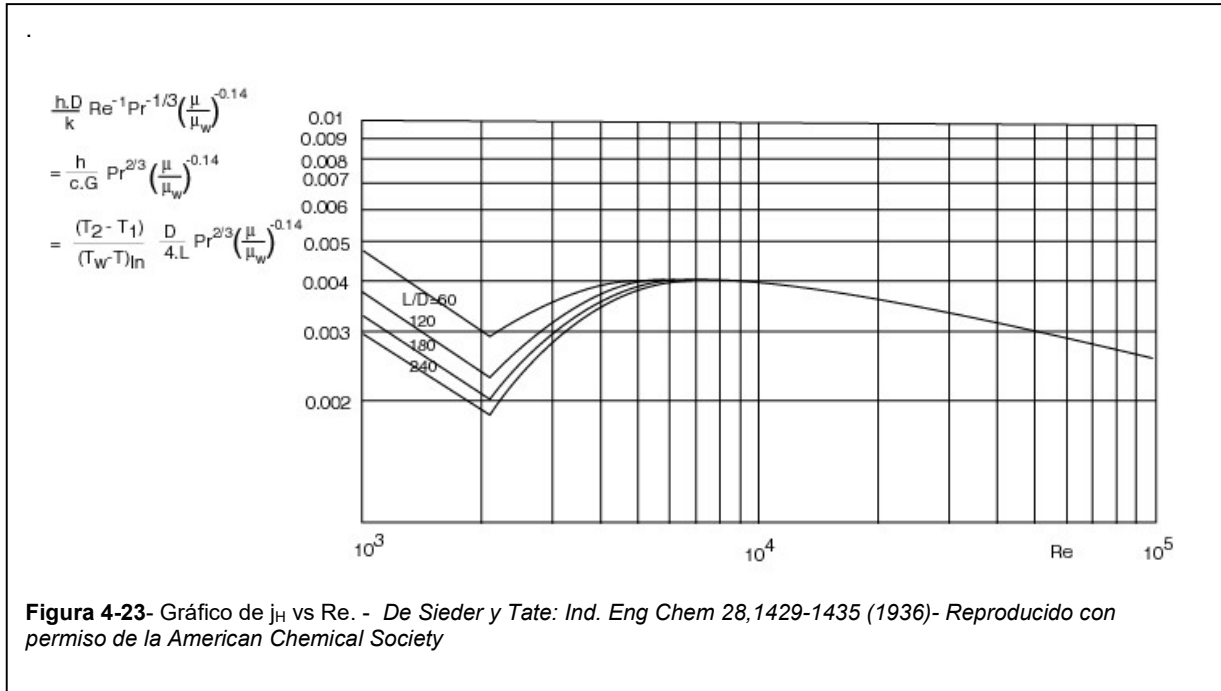
$$Q = \frac{h(T_w - T_1) - (T_w - T_2)}{\ln \frac{T_w - T_1}{T_w - T_2}} \cdot \pi.D.L = W.c (T_2 - T_1). \quad (4-2-53)$$

$$h = \frac{W.c}{\pi.D.L} \cdot \ln \frac{(T_w - T_1)}{(T_w - T_2)} \quad (4-2-54)$$

y reemplazando en la Ecuación (4-2-50)

$$j_H = \frac{D}{4L} \ln \frac{T_w - T_1}{T_w - T_2} Pr^{2/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{-0.14} \quad (4-2-55)$$

Esta expresión permite calcular directamente la temperatura de salida sin pasar por el cálculo del coeficiente h.



D. Kern,⁸ presenta un factor j_H definido como:

$$j_H \text{ (Kern)} = Nu.Pr^{-1/3} \left(\frac{\mu_w}{\mu}\right)^{0.14} = \frac{h.D}{k} \left(\frac{c.\mu}{k}\right)^{-1/3} \left(\frac{\mu_w}{\mu}\right)^{0.14} \quad (4-2-56)$$

(Nótese la diferencia con la definición de la Ecuación (4-2-50). Se ha multiplicado al j_H definido en la (4-2-50) por Re .) La aparente ventaja que presenta esta definición es que las curvas de j_H (Kern), en función de Re son siempre crecientes y resulta más fácil la interpolación en la zona de transición.

Ejemplo 4-1

Se tiene una corriente de gas natural a 30 bar de presión y 20°C, que se debe expandir hasta una presión aproximadamente atmosférica. Puesto que la expansión del gas en una válvula genera un enfriamiento por efecto Joule Thompson, se debe precalentar la corriente a fin de no tener temperaturas muy bajas que puedan ocasionar condensación de la humedad ambiente en la parte externa de las cañerías.

Para ello se debe precalentar el gas antes de la expansión, y se ha calculado que es necesaria una temperatura de 40°C. El calentamiento se efectúa en un calentador indirecto. Se trata de un equipo en el que una serpentina por la que circula el gas está sumergida en un baño de agua caliente. (el agua se mantiene caliente con quemadores de gas)

A fin de hacer una primera estimación de tamaño, se supondrá que puede regularse la temperatura del agua de tal modo que la pared del tubo se encuentre a 60°C. La serpentina se construirá con caños de 2" Sch 40

El caudal de gas es de 2235 kg/h, y sus propiedades son

Temp°C	30	60
Viscosidad cp	0.0119	0.0134
Cond térmica W/m.K	0.0355	
Calor específico J/kg.K	2381	
Densidad kg/m3	23.367	

Se desea saber:

- a) que longitud de tubo será necesaria y cual será la caída de presión
- b) Cual será la temperatura de salida si el caudal de gas se duplica y si se reduce a la mitad

Solución

a) La temperatura de entrada al equipo es de 20°C y la salida 40°C, por lo que todas las propiedades se tomarán a la temperatura media de 30°C

La cantidad de calor que es necesario entregar será

$$Q = W.c.(t_2 - t_1) = (2235/3600) \times 2381 \times (40 - 20) = 29564 \text{ W}$$

Para el caño de 2" Sch 40, el diámetro interno es 0.0525m

$$\text{Area de flujo} = a = \pi (0.0525)^2 / 4 = 2.164 \times 10^{-3}$$

$$G = \rho.v = W/a = 2235 / (3600 \times 2.164 \times 10^{-3}) = 287 \text{ kg/s.m}^2$$

$$v = 12.2 \text{ m/s}$$

$$Re = D_i.G/\mu = 0.0525 \times 287 / (0.0119 \times 10^{-3}) = 1.266 \times 10^6$$

$$Pr = c_p \mu / k = 2381 \times (0.0119 \times 10^{-3}) / 0.0355 = 0.798$$

$$(\mu/\mu_w)^{0.14} = (0.0119/0.0134)^{0.14} = 0.983$$

En régimen turbulento

$$h_i = 0.023 (k/D_i) Re^{0.8} Pr^{0.33} (\mu/\mu_w)^{0.14} = 1081 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Si la temperatura de la pared se mantiene toda a 60°C la diferencia media logarítmica de temperaturas será

$$\frac{(T_w - t_2) - (T_w - t_1)}{\ln \frac{T_w - t_2}{T_w - t_1}} = \frac{(60 - 40) - (60 - 20)}{\ln(20/40)} = 28.8^\circ\text{C}$$

Entonces el área necesaria será $A_i = Q/h_i$. DMLT = $29564 / (1081 \times 28.8) = 0.95 \text{ m}^2$

Que corresponde a una longitud $L = A_i / \pi D_i = 0.95 / (3.14 \times 0.0525) = 5.76 \text{ m}$

La rugosidad de un caño comercial es de 0.045 mm, con lo que la rugosidad relativa es 9×10^{-4} . El factor de fricción de la Figura 4-16 vale 0.005

La pérdida por fricción en la serpentina será

$$\Delta P = 4.f.(L/D_i)\rho v^2/2 = 4 \times 0.005 \times (5.76/0.0525) \times 23.367 \times 12.2^2 / 2 = 3815 \text{ Pa}$$

b) Para un caudal de 4470 kg/h, la temperatura de salida será diferente. Si bien no conocemos la temperatura media del gas dentro del serpentín, dado que las propiedades físicas no cambian sensiblemente dentro del rango de temperaturas que se está considerando, tomaremos los mismos valores de las propiedades físicas que para el caso anterior.

En este caso, dado que el coeficiente h_i varía con la velocidad a la potencia 0.8 será

$$h_i = 1081 \times 2^{0.8} = 1882 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Para calcular la temperatura de salida se seguirá un procedimiento iterativo

- 1) Suponer t_2
- 2) Calcular DMLT
- 3) Calcular $Q = h_i.A_i.DMLT$
- 4) Verificar $t_2 = t_1 + Q/W.c$

Para una temperatura de salida de 38°C, se tiene DMLT = 30.1

$$Q = 1882 \times 0.95 \times 30.1 = 53815 \text{ W}$$

$$t_2 = 20 + 53815 / (1.241 \times 2381) = 38.2^\circ\text{C}$$

Vemos que la cantidad de calor transferida es sensiblemente mayor que en el caso anterior y la temperatura de salida del gas solo se reduce 2°C

La caída de presión, varía con el cuadrado de la velocidad (el factor de fricción es sensiblemente constante) luego será

$$\Delta P = 15260 \text{ Pa}$$

De igual modo, para un caudal de gas de 1117 kg/h, con el mismo procedimiento anterior se obtiene $t_2 = 42^\circ\text{C}$

4-2-12 Diámetro Equivalente

Las expresiones estudiadas para calcular los coeficientes peliculares pueden ser generalizadas para el caso de conductos de sección no circular. Para ello debe reemplazarse el diámetro en las expresiones de los números de Reynolds y Nusselt, por un diámetro equivalente de la sección considerada. Este diámetro equivalente se define como

$$Deq = 4.R_H \quad (4-2-57)$$

R_H es el radio hidráulico, que a su vez se define como

$$R_H = \frac{\text{Area de flujo}}{\text{Perímetro a través del cual se transfiere calor}} \quad (4-2-58)$$

Ejemplo 4-2

Un intercambiador de calor de doble tubo, está formado por dos tubos concéntricos. Un fluido circula por el tubo interior y otro circula por el espacio anular. Calcular el coeficiente de transferencia de calor para una corriente de gasolina circulando por el espacio anular de un intercambiador de este tipo, en las siguientes condiciones
 Diámetro exterior del tubo interno 25.4 mm Diámetro interior del tubo externo 39 mm
 Caudal: 5.2 m³/h Propiedades: ρ= 710 kg/m³, c= 2442J/kg.K μ= 0.4 cp k= 0.18 W/m.K
 (despreciar la corrección por temperatura de pared)

Solución

$$\text{Area de flujo} = \pi \cdot (0.039^2 - 0.0254^2) / 4 = 0.000687 \text{ m}^2$$

$$\text{Perímetro de transferencia} = \pi \times 0.0254 = 0.0797 \text{ m}^2/\text{m}$$

$$D_{eq} = 4 \times 0.000687 / 0.0797 = 0.0344 \text{ m},$$

$$v = \frac{5.2}{3600 \times 0.000687} = 2.1 \text{ m/s} \quad Re = \frac{D_{eq} \cdot v \cdot \rho}{\mu} = \frac{0.0344 \times 2.1 \times 710}{0.4 \times 10^{-3}} = 128200 \quad Pr = \frac{2442 \times 0.4 \times 10^{-3}}{0.18} = 5.4$$

$$h = 0.023 \frac{k}{D_{eq}} Re^{0.8} Pr^{0.33} = 0.023 \cdot \frac{0.18}{0.0344} 128200^{0.8} 5.4^{0.33} = 2565 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

4-3 Convección Forzada Alrededor de Objetos Sumergidos

4-3-1 Flujo de Fluidos Alrededor de Objetos Sumergidos

Hasta el momento, en todos los casos analizados el flujo de fluido era paralelo a la superficie sólida. Sin embargo, existen casos importantes en los equipos de proceso, en los que el fluido incide sobre la superficie formando un cierto ángulo con ella.

El caso más importante es el de flujo normal al eje de un cilindro o tubo. Esta situación es frecuente en intercambiadores de calor en los que un fluido circula por el interior de uno o más tubos, y otro fluido circula en flujo cruzado por el exterior. Si hacemos referencia a la Figura 4-24 , el fluido que se aproxima con una velocidad v_∞ va disminuyendo su velocidad a medida que se aproxima al cilindro.

Al ir disminuyendo la velocidad se va incrementando la presión. En el punto A, la presión del fluido es máxima y la velocidad nula. A partir de allí, el fluido comienza a remontar el contorno del cilindro, incrementando nuevamente la velocidad hasta alcanzar nuevamente una velocidad máxima. La máxima velocidad se alcanza para un ángulo θ de aproximadamente 90° y la presión es mínima en esta zona.

A partir de allí, la velocidad comienza a decrecer, aumentando nuevamente la presión , y se alcanza un segundo punto de estancamiento para $\theta = 180^\circ$ con presión máxima. Este comportamiento ocurre solamente para régimen laminar para muy bajos valores del número de Reynolds..

La distribución de presiones, como ya se explicó, es simétrica respecto al plano de $\theta = 90^\circ$, lo que significa que las fuerzas de presión no ejercen una fuerza neta sobre el cuerpo.

Toda la fuerza de arrastre es debida, en este caso al efecto de los esfuerzos tangenciales viscosos. La caracterización de este tipo de flujo, se hace definiendo un número de Reynolds, $(D \cdot v_\infty \rho / \mu)$ y la condición de régimen reptante ocurre para $Re < 1$.

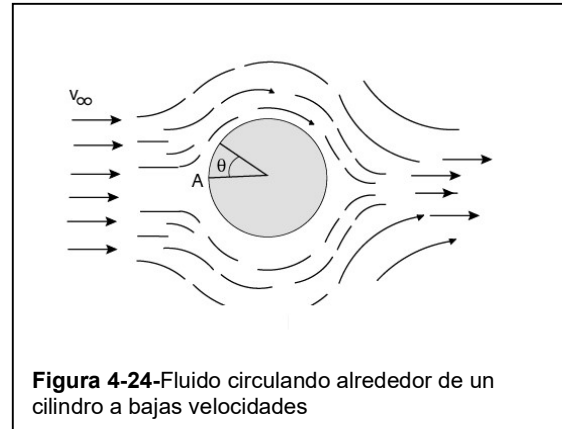


Figura 4-24-Fluido circulando alrededor de un cilindro a bajas velocidades

Cuando la velocidad de aproximación es alta, o sea para mayores valores de Re , los esfuerzos viscosos crecen y parte de la energía cinética del fluido se disipa irreversiblemente como fricción, con lo cual, la reducción de presión que se produce en la parte anterior del cilindro no consigue recuperarse totalmente en la parte posterior. Entonces se produce una separación de las líneas de corriente, las cuales toman la forma que se indica en la Figura 4-25.

En la parte posterior, aparece entonces una zona de turbulencia, en la cual la presión media es menor que la existente en la parte anterior del cilindro. El valor del ángulo θ para el cual se produce la separación de las líneas de corriente depende también del número de Reynolds.

Cuando la capa límite se separa, la distribución de presiones deja de ser simétrica. Esto significa que la integral del esfuerzo de presión realizado sobre toda la superficie, produce una fuerza resultante que se ejerce sobre el cilindro. La fuerza total que se ejerce sobre el cuerpo es entonces la suma de un efecto viscoso y un efecto de presión.

Puesto que la distribución de presiones y velocidades sólo puede obtenerse por la vía analítica en casos de geometrías sencillas en régimen laminar, para los casos más generales, debe buscarse otro método para calcular la fuerza que se ejerce sobre el cuerpo.

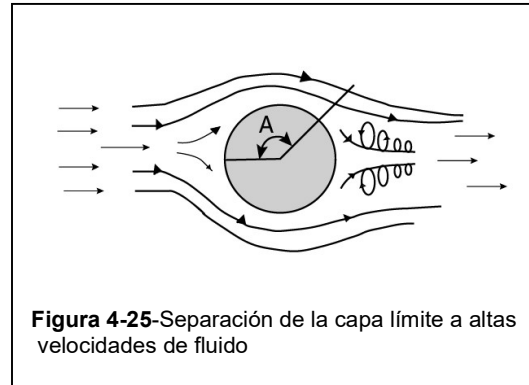
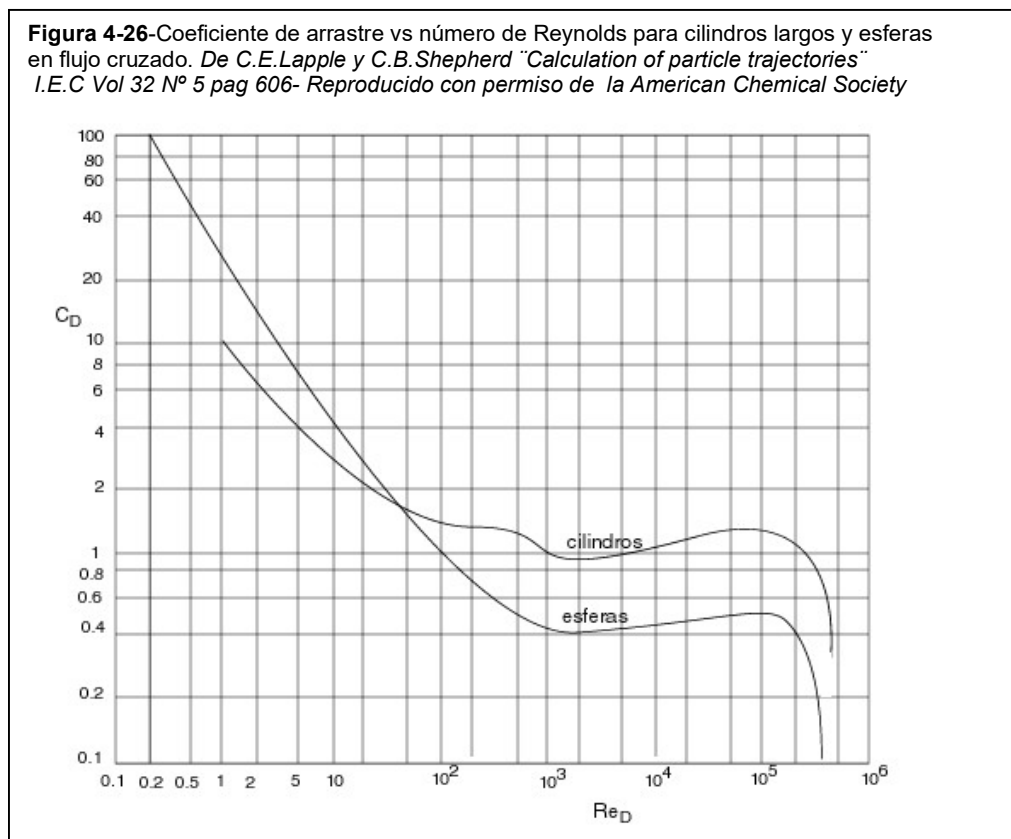


Figura 4-25-Separación de la capa límite a altas velocidades de fluido

Figura 4-26-Coeficiente de arrastre vs número de Reynolds para cilindros largos y esferas en flujo cruzado. De C.E.Lapple y C.B.Shepherd "Calculation of particle trajectories" I.E.C Vol 32 N° 5 pag 606- Reproducido con permiso de la American Chemical Society



Por lo general, los resultados se correlacionan a través de un coeficiente de arrastre c_D , definido como

$$F = c_D \cdot \frac{1}{2} \rho v_{\infty}^2 \cdot A_p$$

donde A_p es el área proyectada sobre un plano en la dirección normal al flujo,

Los coeficientes de arrastre se correlacionan en función del número de Reynolds. La Figuras 4-26 representa los coeficientes de arrastre para los casos de esferas y cilindros

4-3-2 Coeficientes Peliculares de Convección

Si un cuerpo que se encuentra sumergido en una corriente de fluido intercambia calor con éste, se define un coeficiente de transferencia de calor h_m como

$$Q = h_m \cdot A \cdot (T_w - T_\infty) \quad (4-3-1)$$

siendo: T_w = temperatura de la superficie del cuerpo

T_∞ = temperatura del fluido lejos de la superficie

A = área del cuerpo

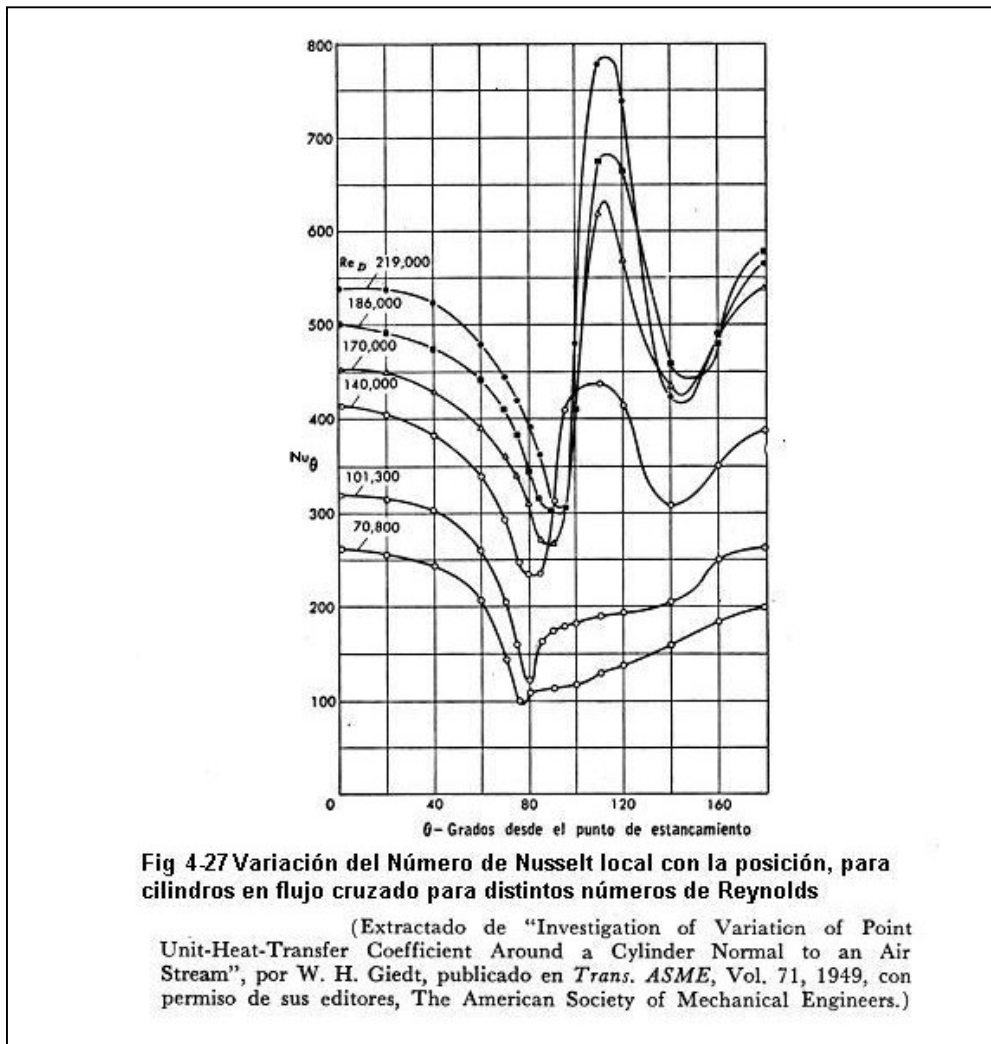
h_m = coeficiente medio de transmisión del calor para toda la superficie

Puede entenderse fácilmente que, dado que las condiciones fluidodinámicas no son constantes sobre toda la superficie del cuerpo, la densidad de flujo de calor tampoco lo será. Esto significa que también puede definirse un coeficiente local de transmisión de calor h_{loc} como

$$dQ = h_{loc} \cdot dA \cdot (T_w - T_\infty) \quad (4-3-2)$$

donde h_{loc} dependerá de la posición en que se encuentra dA sobre la superficie

La Figura 4-27 muestra la variación del número de Nusselt local en función de la coordenada angular θ para varios números de Reynolds en un cilindro con aire en flujo cruzado. Puede apreciarse en ellas que la variación del coeficiente h_{loc} es grande entre los diferentes puntos de la superficie, y que a su vez, la posición de la zona de mayor disipación térmica depende del régimen de flujo.



Sin embargo en la práctica interesa más el cálculo del coeficiente h_m definido por la Ecuación (4-3-1) para toda la superficie del cuerpo.

Las expresiones utilizadas para el cálculo son por lo general del tipo

$$Nu=f(Pr, Re)$$

Donde:

$$Nu = \text{número de Nusselt medio} = \frac{h_m \cdot D}{k}$$

$$Re = \text{número de Reynolds} = \frac{D \cdot v \cdot \rho}{\mu}$$

$$Pr = \text{número de Prandtl} = \frac{c \cdot \mu}{k}$$

Todas las propiedades físicas que se utilizan en las correlaciones, por lo general y mientras no se diga explícitamente lo contrario, deben evaluarse a la temperatura de film T_f , que se define como

$$T_f = (T_w + T_\infty)/2$$

Un resumen de las correlaciones más usuales para distintas geometrías se presenta a continuación

Correlaciones para cilindros simples en flujo cruzado

Las correlaciones para el caso de gases, son del tipo

$$Nu = B \cdot Re^n \quad (4-3-3)$$

Donde los valores de B y n se obtienen en función del número de Reynolds en la Tabla 4-1 (12)

Tabla 4-1 Valores de las constantes para usar con la Ecuación (4-3-3)

Re	B	n
0.4 a 4	0.891	0.33
4 a 40	0.821	0.385
40 a 4000	0.615	0.466
4000 a 40000	0.174	0.615
40000 a 400000	0.0239	0.805

Para el caso de líquidos, los valores que resultan de la Ecuación (4-3-3) deben multiplicarse por $(1.1 Pr^{1/3})$

Correlaciones para esferas

Se sugieren las siguientes correlaciones (4)

Para líquidos con $1 < Re < 70000$

$$Nu = 2 + 0.6 \cdot Re^{1/2} \cdot Pr^{1/3} \quad (4-3-4)$$

Para aire con $20 < Re < 150000$

$$Nu = 0.33 Re^{0.6} \quad (4-3-5)$$

Para otros gases con $1 < Re < 25$

$$Nu = 2.2 Pr + 0.48 Re^{1/2} Pr \quad (4-3-6)$$

Y para $25 < Re < 150000$

$$Nu = 0.37 Re^{0.6} Pr^{1/3} \quad (4-3-7)$$

Bancos de tubos

Este es el caso de mayor interés en ingeniería de procesos, ya que es la geometría que se encuentra en la mayor parte de los intercambiadores de calor. El tema fue ampliamente estudiado por Bergelin, Brown y Doberstein como parte de un programa de investigación sobre intercambiadores de calor desarrollado en la universidad de Delaware (5).

Las experiencias fueron realizadas con un banco ideal de tubos como el esquematizado en la Figura 4-28 . Los medios tubos dispuestos en los extremos simulaban la continuidad del haz.

Se trabajó en un amplio rango de números de Reynolds y con diferentes configuraciones geométricas.

La definición del número de Reynolds con el que se correlacionan las mediciones es la siguiente

$$Re = \frac{D \cdot G_m}{\mu} \quad (4-3-8)$$

Siendo D= diámetro exterior de los tubos

G_m= velocidad másica = W/a_m

W= Caudal másico (kg/s)

a_m=área mínima de flujo que ofrece el sistema. Es decir el área de flujo a la altura del centro de una fila de tubos

Si c = distancia libre entre dos tubos (ver figura)

b= ancho del haz de tubos en la dirección normal al plano del dibujo

Nt= número de tubos por fila

Entonces

$$a_m = c \cdot b \cdot Nt \quad (m^2)$$

Se investigaron diferentes distribuciones de tubos dispuestos en arreglos triangulares y cuadrados y con distintas separaciones entre ejes. Para todos los casos se midió el coeficiente de transmisión de calor h y la pérdida de carga o caída de presión que sufre el fluido al atravesar el lecho

El coeficiente h puede ser correlacionado por medio de una expresión del tipo

$$j = \left(\frac{h}{c \cdot G_m} \right) \left(\frac{c \cdot \mu}{k} \right)^{2/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{-0.14} = f \left(\frac{D \cdot G_m}{\mu} \right) \quad (4-3-9)$$

La pérdida de carga se puede expresar en términos de un factor de fricción f

$$\Delta p = 2f \cdot \frac{G_m^2}{\rho} \cdot Nf \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (4-3-10)$$

Siendo Nf el número de filas de tubos del banco

Los valores de j y de f se correlacionan según el gráfico de la Figura 7-27 (Capítulo 7). El análisis de dichas curvas permite apreciar los distintos regímenes de flujo

Normalmente se acepta la existencia de una zona de régimen laminar para números de Reynolds menores que 100. A partir de allí se tiene una zona de transición en que comienza la aparición de remolinos. Se ha observado en las experiencias, que para los arreglos en cuadro, los remolinos aparecen simultáneamente en todas las filas de tubos en forma repentina. En cambio, para los otros arreglos , la turbulencia va apareciendo primero en las filas que se encuentran más aguas abajo, y a medida que crece el número de Reynolds el fenómeno va progresando aguas arriba. Esto hace que la transición de un régimen a otro sea más gradual en los arreglos no alineados (triángulo o cuadro rotado) que en los arreglos en cuadro. (ver la forma de la Figura 7-27).

Los resultados de la figura son para un haz de diez filas en la dirección del flujo. También se pueden aplicar a más de diez filas, pero los resultados deben corregirse cuando el número de filas es inferior a diez.

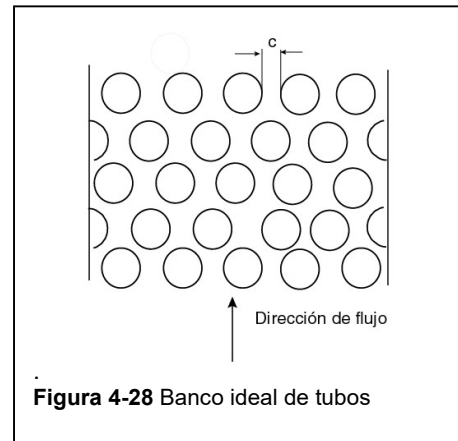


Figura 4-28 Banco ideal de tubos

4-4 Convección Natural

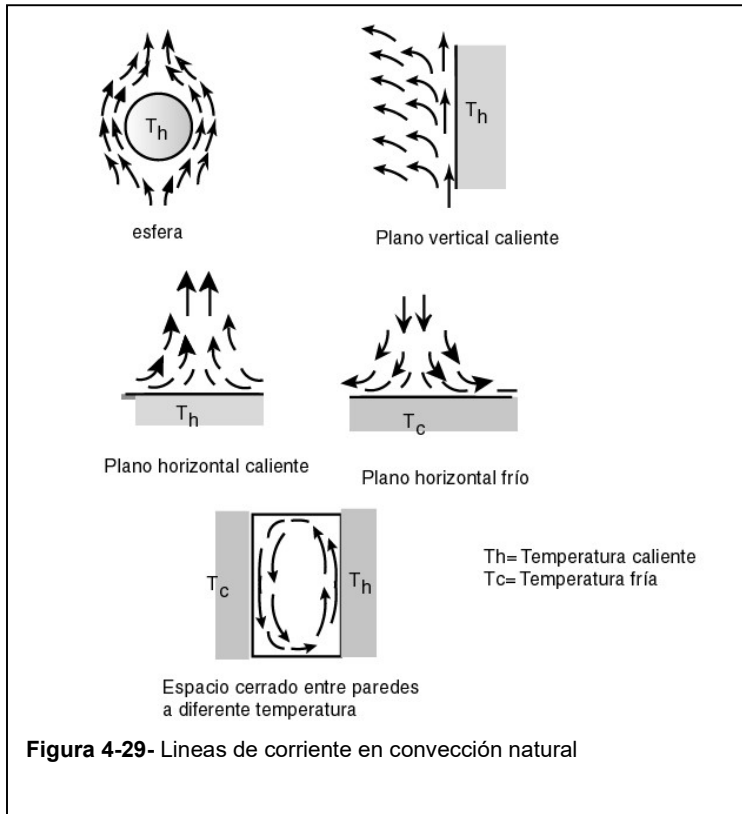
4-4-1 Mecanismo de la Transferencia de Calor por Convección Natural

Supongamos un cuerpo cualquiera que se encuentra a una cierta temperatura T_0 y se sumerge en un fluido a temperatura T_∞ . Sea $T_0 > T_\infty$. Como consecuencia de esta diferencia de temperatura comienza a fluir calor desde el cuerpo hacia el fluido.

El fluido entonces aumenta su temperatura como consecuencia de esta transmisión de calor. Esto hace que el fluido más próximo a la superficie del cuerpo disminuya su densidad con respecto al fluido que se encuentra más alejado. Se produce entonces un movimiento ascensional del fluido cercano al sólido, que es reemplazado por fluido proveniente de las zonas más frías.

Las formas de las líneas de corriente que se generan para algunas geometrías, se muestran en la Figura 4-29.

Vemos entonces que se genera un movimiento de fluido, que a su vez ayuda a la transmisión de



calor por convección ya que es este movimiento el que permite la renovación del fluido vecino a la pared.

La diferencia con respecto a los casos estudiados anteriormente está en que la propia transmisión de calor es lo que provoca el movimiento del fluido.

La velocidad del fluido no es algo que sea impuesto externamente. Ya no se trata de un dato conocido de antemano sino que el perfil de velocidades es dependiente del problema térmico.

El coeficiente de transferencia de calor en los casos de convección libre, dependerá como siempre de las propiedades del fluido como c, ρ, μ y k .

El movimiento del fluido, tiene su origen en la variación de densidades que es capaz de provocar la diferencia de temperaturas aplicada.

La propiedad del fluido que indica como se modifica la densidad al variar la temperatura es el coeficiente de dilatación térmica β definido como:

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_{p=cte} \quad (4-4-1)$$

Para el caso de un gas ideal

$$\rho = \frac{M \cdot p}{R \cdot T} \quad (4-4-2)$$

Por lo tanto

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p = \frac{1}{T} \quad (4-4-3)$$

Es decir que para un gas ideal, el coeficiente de dilatación térmica es la inversa de la temperatura absoluta. Para otros fluidos el valor de β debe obtenerse de datos tabulados de densidad para distintas temperaturas

Obviamente, el coeficiente h también será una función de la diferencia de temperaturas entre el sólido y el fluido, ya que esta diferencia de temperaturas es la que da origen al fenómeno. Por lo tanto, será

$$h = h(c, \mu, \rho, \beta, (T_0 - T_\infty), k, L) \quad (4-4-4)$$

Siendo L una longitud característica de la geometría

La aplicación de las técnicas del análisis dimensional, permite agrupar estas variables, de tal forma que la solución se pueda expresar con una relación del tipo

$$\frac{h.L}{k} = f\left(\frac{L^3 \cdot \rho^2 \cdot g \cdot \beta \cdot (T_o - T_\infty)}{\mu^2}, \frac{c \cdot \mu}{k}\right) \quad (4-4-5)$$

Llámase Numero de Grashoff (Gr) al término

$$Gr = \frac{L^3 \cdot \rho^2 \cdot g \cdot \beta \cdot (T_o - T_\infty)}{\mu^2} \quad (4-4-6)$$

Los otros grupos adimensionales que figuran en la (4-4-12) son el número de Nusselt y el número de Prandtl.

Experimentalmente se comprueba que la forma de las correlaciones es casi siempre del tipo

$$Nu = a(Gr.Pr)^b \quad (4-4-7)$$

En donde el producto Gr.Pr en realidad se comporta como si fuera un único grupo adimensional.

Las propiedades físicas que figuran en los grupos adimensionales son evaluadas a la temperatura de film, que es el promedio aritmético entre la temperatura de la superficie y la del seno del fluido.

4-4-2 Correlaciones para Distintas Geometrías

Se resumirán las correlaciones aplicables a los casos de mayor interés

Placas verticales y cilindros verticales

Según Eckert y Jackson⁶

$$Nu_L = \frac{h.L}{k} = 0.555(Gr_L.Pr)^{1/4} \quad \text{para } Gr_L.Pr < 10^9 \quad (4-4-8)$$

$$Nu_L = \frac{h.L}{k} = 0.021(Gr_L.Pr)^{2/5} \quad \text{para } Gr_L.Pr > 10^9 \quad (4-4-9)$$

En estas expresiones L es la altura de la placa o cilindro y h es el coeficiente medio para toda la placa

Cilindros horizontales

Según Mc Adams⁴

$$Nu = \frac{h.D}{k} = 0.53(Gr_D.Pr)^{1/4} \quad \text{para } 10^4 < Gr_D.Pr < 10^9 \quad (4-4-10)$$

$$Nu = \frac{h.D}{k} = 0.114(Gr_D.Pr)^{1/3} \quad \text{para } 10^9 < Gr_D.Pr < 10^{12} \quad (4-4-11)$$

Superficies planas horizontales

Según Mc Adams,⁴ para superficies horizontales planas calientes mirando hacia arriba, o placas frías horizontales mirando hacia abajo

$$Nu_L = 0.54(Gr_L.Pr)^{1/4} \quad \text{para } 10^5 < Gr_L.Pr < 2 \cdot 10^7 \quad (4-4-12)$$

$$Nu_L = 0.14(Gr_L.Pr)^{1/3} \quad \text{para } 2 \cdot 10^7 < Gr_L.Pr < 3 \cdot 10^{10} \quad (4-4-13)$$

Para placas calientes mirando hacia abajo y placas frías mirando hacia arriba, la expresión recomendada en el rango de $3 \cdot 10^5 < Gr \cdot Pr < 10^{10}$ es

$$Nu_L = 0.27(Gr_L \cdot Pr)^{1/4} \quad (4-4-14)$$

En estas expresiones, la longitud característica L es la longitud de un lado si la superficie es un cuadrado, o el promedio de los lados si la superficie es un rectángulo, o 0.9 veces el diámetro si la superficie es un círculo

Esferas

Según Reinz y Marshall ¹³, para una esfera aislada sumergida en una gran masa de fluido

$$Nu_D = 2 + 0.60(Gr_D)^{1/4} \cdot (Pr)^{1/3} \quad (4-4-15)$$

Ejemplo 4-3

Calcular cual debe ser la temperatura del baño de agua del Ejemplo 4-1 para lograr los 60°C en la pared del tubo

Solución

El flujo de calor transferido entre el fluido externo (agua caliente) y la pared del tubo debe ser igual al que la pared del tubo le entrega al gas. Entonces

$$Q = 29564 \text{ W} = h_o A_o (T - 60)$$

Donde T es la temperatura del agua y A_o el área externa del serpentín.

El cálculo es iterativo, dado que el h_o depende también de la temperatura del agua. Por lo tanto se debe

- 1) Suponer T
- 2) Calcular h_o
- 3) verificar Q

Supondremos T = 90°C

La temperatura de film para el agua será (90+60)/2 = 75°C

A esta temperatura las propiedades del agua son

Densidad = 974.8 kg/m³

Viscosidad = 0.377 cp

Cond térmica = 0.666 W/mK

Calor específico = 4190 J/kgK

Para poder calcular el coeficiente de dilatación β necesitamos conocer la densidad a otra temperatura. A 80°C la densidad del agua es 971.8 y entonces

$$\beta = \frac{1}{\rho} \frac{\Delta \rho}{\Delta T} = \frac{1}{973.3} \frac{974.8 - 971.8}{5} = 6.15 \times 10^{-4}$$

Luego

$$Gr \cdot Pr = \left(\frac{Do^3 \rho^2 g \beta \Delta T c \mu}{\mu^2 k} \right) = \left(\frac{0.0604^3 \times 974.8^2 \times 9.8 \times 6.15 \times 10^{-4} \times 30}{(0.377 \times 10^{-3})^2} \frac{4190 \times 0.377 \times 10^{-3}}{0.666} \right) = 6.3 \times 10^8$$

$$Nu = 0.53 (Gr \cdot Pr)^{0.25} = 84$$

$$h_o = Nu \cdot k / Do = 84(0.666 / 0.0604) = 926 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$Q = h_o \cdot A_o (T - T_w) = 926 (\pi \cdot Do \cdot L) (90 - 60) = 926 (\pi \cdot 0.0604 \times 5.76) \times 30 = 30347 \text{ W}$$

Es importante hacer notar que este cálculo implica suponer que las superficies de transferencia de calor se encuentran limpias y libres de depósitos e incrustaciones.

Cuando las superficies de transferencia de calor se ensucian, aparecen resistencias adicionales a la transmisión de calor que deben ser tenidas en cuenta en el cálculo. Este tema se desarrollará con mayor detalle en el capítulo siguiente

Correlaciones Simplificadas para el Aire a Presión Atmosférica

Mc Adams⁴ ha presentado correlaciones simplificadas que son válidas para convección libre en el aire. A estas expresiones puede arribarse reemplazando las propiedades físicas del aire en los números de Grashoff y Prandtl, con lo que el coeficiente h resulta ser sólo función de la diferencia de temperaturas entre la superficie del sólido y el fluido y de la longitud característica. Estas expresiones son aproximadas y se resumen en la Tabla 4-2. Siendo expresiones dimensionales, debe emplearse las unidades que allí se indica para que las fórmulas sean válidas.

En la Tabla 4-3 se indican las propiedades del aire necesarias para el cálculo de los distintos adimensionales convenientemente ordenadas

Tabla 4-2 Ecuaciones Simplificadas para Convección Libre en Aire a Presión Atmosférica y Temperaturas Moderadas

Geometría	Dimensión Característica L	Tipo de flujo	Rango de Gr.Pr	Coefficiente de Transferencia de calor h _a (W/m ² K)
Placas y cilindros verticales		Laminar	10 ⁴ hasta 10 ⁹	h _a =1.42(ΔT/L) ^{1/4}
		Turbulento	10 ⁹ hasta 10 ¹³	h _a =1.31ΔT ^{1/3}
Cilindros horizontales	Diámetro externo	Laminar	10 ⁴ hasta 10 ⁹	h _a =1.32(ΔT/L) ^{1/4}
		Turbulento	10 ⁹ hasta 10 ¹³	h _a =1.24ΔT ^{1/3}
Placas horizontales Superficie superior fría o Superficie inferior caliente	Como se define en el texto	Laminar	10 ⁵ hasta 2.10 ⁷	h _a =1.32(ΔT/L) ^{1/4}
		Turbulento	hasta 3.10 ¹⁰	h _a =1.52ΔT ^{1/3}
Placas horizontales Superficie superior caliente o Superficie inferior fría	Como se define en el texto	Laminar	3.10 ⁵ hasta 3.10 ¹⁰	h _a =0.59(ΔT/L) ^{1/4}

Tabla 4-3 Propiedades del Aire

Temperatura °C	Conductividad Térmica k (W/m.K)	$\frac{\rho^2 \cdot g \cdot \beta}{\mu^2}$	Viscosidad Cinemática μ/ρ (m ² /s)	Número de Prandtl
0	0.023	195x10 ⁶	13.5x10 ⁻⁶	0.750
10	0.0250	120.3x10 ⁶	14.4 x10 ⁻⁶	0.711
20	0.0257	102.9 x10 ⁶	15.3 x10 ⁻⁶	0.709
30	0.0264	87.4 x10 ⁶	16.2 x10 ⁻⁶	0.707
40	0.0272	75.8 x10 ⁶	17.2 x10 ⁻⁶	0.705
50	0.028	65.7 x10 ⁶	18.2 x10 ⁻⁶	0.704
60	0.0287	57.0 x10 ⁶	19.2 x10 ⁻⁶	0.702
70	0.0295	49.4 x10 ⁶	20.2 x10 ⁻⁶	0.701
80	0.0303	43.1 x10 ⁶	21.3 x10 ⁻⁶	0.699
90	0.0310	38.1 x10 ⁶	22.4 x10 ⁻⁶	0.697
100	0.0318	33.7 x10 ⁶	23.5 x10 ⁻⁶	0.695

4-4-3 Efecto de la velocidad del viento en convección natural

En los casos de convección natural a la intemperie puede ocurrir que el viento agregue un efecto de convección forzada que se superpone y acrecienta el efecto de la convección natural. Si la velocidad del viento es conocida, una receta frecuentemente utilizada, aunque sin mayor fundamento teórico, consiste en calcular un coeficiente convectivo combinado como

$$h = \sqrt{h_{CN}^2 + h_{CF}^2} \quad (4-4-23)$$

Donde h_{CN} es el coeficiente calculado con las correlaciones de convección natural y h_{CF} se calcula para convección forzada con las correlaciones de la Sección 4-3-2

4-4-3 Coeficiente Combinado de Radiación y Convección

Cuando un cuerpo se enfría en un ambiente infinito, superpuesto al mecanismo de convección, existe una transferencia de calor por radiación de modo que la velocidad de transmisión de calor puede calcularse con la expresión ya presentada en el Capítulo 2

$$q = h(T_w - T_o) + \sigma \varepsilon (T_w^4 - T_o^4) \quad (4-4-23)$$

En esta expresión, σ vale $5.67 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$ y ε es la emisividad de la superficie que depende del tipo y estado del material.

Por lo general, el aislamiento térmico se termina con una cubierta de chapa galvanizada o de aluminio. En la Tabla 4-4 se indican las emisividades de diferentes materiales

Tabla 4-4 Emisividad de distintos materiales

material	ε
Chapa de aluminio	0.1 a 0.2
Pintura a base de aluminio	0.3 a 0.7
Chapa de acero	0.94 a 0.97
Pintura blanca	0.84 a 0.92
Masilla asfáltica	0.93

A veces se define un coeficiente de transferencia de calor por radiación como

$$h_R = \frac{\sigma \varepsilon (T_w^4 - T_o^4)}{T_w - T_o} \quad (4-4-24)$$

Entonces la (4-4-23) se transforma en

$$Q = (h + h_R) \cdot A \cdot (T_w - T_o) \quad (4-4-25)$$

4-4-4 Cálculo de la Pérdida de Calor a Través de una Pared Aislada en convección Natural

En el capítulo de conducción, se han presentado las expresiones para el cálculo de la pérdida de calor a través de una pared aislada.

Supongamos un recipiente que contiene un líquido caliente en su interior y cuyas paredes se encuentren aisladas por una capa de lana mineral.

El calor perdido al exterior se puede calcular a través de

$$q = U(T_i - T_o) \quad (4-4-26)$$

con

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_i} + \frac{\delta}{k} + \frac{1}{h_o} \quad (4-4-27)$$

Donde h_i es el coeficiente de convección libre del lado interno (líquido- pared) y h_o es el coeficiente pared- aire. (Se ha despreciado la resistencia de la pared metálica)

El problema que se presenta es que, en convección libre, los coeficientes h_i y h_o dependen de la temperatura de la pared que está en contacto con el fluido, la cual no se conoce de antemano.

Es necesario entonces, realizar un procedimiento iterativo para resolver el problema. La metodología propuesta es

1. Hacer una primera estimación de U con valores aproximados de los h
2. Calcular q
3. Estimar las temperaturas de pared interna y externa a través de $\Delta T = q/h$
4. Con las temperaturas estimadas calcular las temperaturas de film, y calcular los coeficientes por medio de las respectivas correlaciones
5. Recalcular U y q con los nuevos valores de h

6. Recalcular las temperaturas de pared
7. Comparar con los valores anteriores y volver al paso 4 si es necesario

A los fines de una primera estimación de los coeficientes de transferencia se sugieren los siguientes valores de h

- Para agua o soluciones acuosas: 1000W/m²K
- Para líquidos orgánicos livianos: 350 W/m²K
- Para líquidos orgánicos pesados: 75 W/m²K
- Para gases (coef. combinado radiación convección): 10W/m²K
- Para vapor de agua como medio calefactor : 8500 W/m²K

Ejemplo 4-4

Calcular la pérdida de calor al exterior de un tanque aislado de 20m de diámetro y 10m de altura, aislado con 1 1/2" de lana mineral en las paredes laterales. El techo del tanque no tiene aislamiento térmico.

El tanque contiene un producto cuyas propiedades se indican en la tabla , y se debe mantener a una temperatura mínima de 22°C cuando la temperatura ambiente es de 0°C .

Suponer una velocidad de viento de 1.4 m/s

Considerar que el tanque se encuentra lleno hasta muy cerca del techo. El techo del tanque está en contacto con la atmósfera de vapor. El producto es de baja volatilidad, por lo que dicha atmósfera está formada principalmente por aire.

La conductividad del aislante es 0.048W/mK

Propiedades del líquido		
Temperatura °C	22	10
ρ (kg/m ³)	802.4	809.7
μ (cp)	18	27
c(J/kg.K)	2260	2115
k(W/mK)	0.148	0.148

Solución

En primer lugar, se calculará el coeficiente de dilatación para el líquido usando los datos de densidad

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \frac{\Delta \rho}{\Delta T} = \frac{1}{806} \frac{809.7 - 802.4}{12} = 7.5 \times 10^{-4} \text{K}^{-1}, \text{ valor que supondremos constante}$$

Calcularemos la pérdida de calor por convección libre y radiación para la pared lateral del tanque y para el techo

Paredes laterales

- Llamando
- T₁: temperatura del líquido (22°C)
 - T₂: temperatura de la pared metálica
 - T₃: temperatura externa del aislante
 - T₄: temperatura del aire (0°C)
 - h_i: Coef. conveccion interno
 - h_o: Coef. (convección + radiación) externo

Se calculará en primer lugar un coeficiente estimado de transferencia usando los valores de h recomendados en el tema anterior

Será

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o} + \frac{\Delta x}{k_{aisl}} = \frac{1}{75} + \frac{1}{10} + \frac{0.038}{0.048} = 0.905 \text{m}^2 \cdot \text{K/W}$$

Con este coeficiente, la pérdida de calor a través de la pared sería

$$q = U(T_1 - T_4) = (22 - 0) / 0.905 = 24.3 \text{W/m}^2$$

Y las temperaturas T₂ y T₃ pueden calcularse como

$$T_2 = T_1 - \frac{q}{h_i} = 22 - \frac{24.3}{75} = 21.6$$

$$T_3 = T_4 + \frac{q}{h_o} = 0 + \frac{24.3}{10} = 2.4$$

Las temperaturas de film para el cálculo de las propiedades físicas son:

Para el aire : (2.4+0)/2= 1.2

Para el líquido: (22+21.6)/2= 21.8

Y las propiedades serán

	Líquido	aire
Temp	21.6	1.2
ρ (kg/m ³)	802.4	1.33
μ (cp)	18	0.018
c(J/kg.K)	2260	965
k(W/mK)	0.148	0.024
Pr	274	0.71
ΔT	0.4	2.4
L	10	10
Gr	5.84E+9	4.69E11
Gr.Pr	1.6E12	3.34E11
h conv =0.021k/L (GrPr) ^{0.4}	23.6	2.08 (=h _{cn})

Para tener en cuenta el efecto del viento se calcula

$$Re = \frac{D.v.\rho}{\mu} = \frac{20 \times 1.4}{13.5 \times 10^{-6}} = 2.074 \times 10^6$$

usando la Tabla 4-1 (si bien se excede el rango de validez)

$$h_{CF} = 0.0239 \frac{k}{D} . Re^{0.805} = 0.0239 \times \frac{0.023}{20} \times (2.074 \times 10^6)^{0.805} = 3.34$$

$$h = \sqrt{2.08^2 + 3.34^2} = 3.93$$

El coeficiente de radiación para la cara externa será

$$h_R = 5.67 \cdot 10^{-8} \cdot \epsilon (T_3^4 - T_4^4) / (T_3 - T_4) = 5.67 \cdot 10^{-8} \times 0.2 (275.4^4 - 273^4) / 2.4 = 0.93 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Por lo tanto el coeficiente combinado del lado externo será 3.93+0.93= 4.86 W/m²K

Calculando nuevamente U

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{4.86} + \frac{1}{23.6} + \frac{0.038}{0.048} = 1.03 \text{ m}^2\text{K/W}$$

$$\text{Luego } q = U \cdot \Delta T = \frac{22}{1.03} = 21.35 \text{ W/m}^2$$

Y recalculando las temperaturas de pared

$$T_2 = T_1 - \frac{q}{h_i} = 22 - \frac{21.35}{23.6} = 21.09$$

$$T_3 = T_4 + \frac{q}{h_o} = 0 + \frac{21.35}{4.85} = 4.4$$

Obsérvese que estas temperaturas no difieren apreciablemente de las anteriores, por lo que las propiedades físicas de los fluidos serán las mismas. Recalculando los coeficientes

	Líquido	aire
Temp de film	21.6	2.2
ρ (kg/m ³)	802.4	1.28
μ (cp)	18	0.018
c(J/kg.K)	2260	965
k(W/mK)	0.148	0.024
Pr	274	0.71
ΔT	0.91	4.4
L	10	10
Gr	13.29E+9	0.79E+12
Gr.Pr	3.6E+12	5.6E11
β	7.5 E-4	0.00363
h conv =0.021k/L (GrPr) ^{0.4}	32.7	2.52

Y será

$$h = \sqrt{2.52^2 + 3.34^2} = 4.18$$

El coeficiente de radiación para la cara externa será

$$h_R = 5.67 \cdot 10^{-8} \cdot \varepsilon (T_3^4 - T_4^4) / (T_3 - T_4) = 5.67 \cdot 10^{-8} \times 0.2 (277.4^4 - 273^4) / 4.4 = 0.95 \text{ W/m}^2\text{K}.$$

Por lo tanto el coeficiente combinado del lado externo será $4.18 + 0.95 = 5.13 \text{ W/m}^2\text{K}$

Recalculando U

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{5.13} + \frac{1}{32.7} + \frac{0.038}{0.048} = 1.02 \text{ m}^2\text{K/W}$$

Luego $q = U \cdot \Delta T = \frac{22}{1.02} = 21.56 \text{ W/m}^2$ No se justifica una nueva iteración.

La pérdida por la pared será $21.56 \times \pi \times D \times L = 21.56 \times \pi \times 20 \times 10 = 13540 \text{ W}$

Pérdida por el techo

- Si $T_i = \text{temp. interna} = 22^\circ\text{C}$
- $T_w = \text{temperatura de la pared (única dado que no hay aislación)}$
- $T_a = \text{Temperatura del aire}$
- $h_i = \text{coeficiente interno}$
- $h_o = \text{coeficiente externo}$

Debe ser $h_i(T_i - T_w) = h_o(T_w - T_o)$

Cada uno de los coeficientes se debe calcular iterando con el correspondiente ΔT
 Como primera aproximación supondremos que la temperatura de pared es intermedia entre la temperatura interna y la temperatura del aire, es decir 11°C
 Entonces, las temperaturas de film para el aire interior y exterior son respectivamente 16.5°C y 5.5°C
 En ambos casos usaremos las correlaciones de superficie horizontal caliente mirando hacia arriba o fría mirando hacia abajo.

	Aire interno	Aire externo
Temp	16.5	5.5
ρ (kg/m ³)	1.262	1.31
μ (cp)	0.019	0.018
c (J/kg.K)	950	957
k (W/mK)	0.025	0.025
Pr	0.71	0.71
ΔT	11	11
L	20	20
Gr	1.31e13	1.59E13
Gr.Pr	9.32e12	1.13e13
β	0.00345	0.00359
$h_{\text{conv}} = 0.14(\text{GrPr})^{0.33}$	3.39	3.5

Obsérvese que si bien el valor del producto GrPr excede del recomendado en la correlación, la utilizamos por no disponer de otra
 Usaremos el mismo criterio que antes y agregaremos el efecto de la velocidad del viento . El número de Reynolds será igual que antes y resulta

$$h_{CF} = 0.036 \frac{k}{D} \text{Pr}^{0.33} \cdot \text{Re}^{0.8} = 0.036 \times \frac{0.025}{20} \cdot 0.71^{0.33} \times (2.07 \times 10^6)^{0.8} = 4.5$$

$$h = \sqrt{4.5^2 + 3.5^2} = 5.7$$

Los coeficientes de transferencia de calor por radiación los calculamos como

$$h_{ri} = 5.67 \cdot 10^{-8} \cdot \varepsilon (T_i^4 - T_w^4) / (T_i - T_w) = 5.67 \cdot 10^{-8} \times 0.9 (295^4 - 284^4) / 11 = 4.95 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$h_{ro} = 5.67 \cdot 10^{-8} \cdot \varepsilon (T_w^4 - T_o^4) / (T_w - T_o) = 5.67 \cdot 10^{-8} \times 0.9 (284^4 - 273^4) / 11 = 4.41 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Por lo tanto, los coeficientes totales (convección+radiación) serán

$$h_i = 3.39 + 4.95 = 8.34 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$h_o = 5.7 + 4.41 = 10.11 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Y el coeficiente global

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{8.34} + \frac{1}{10.1} = 0.218 \quad \therefore U = 4.57 \text{ W/m}^2\text{K}$$

La densidad de pérdida de calor por el techo será $q=U \cdot \Delta T = 4.57 \times 22 = 100 \text{ W/m}^2$

Dado que los coeficientes interno y externo son sensiblemente iguales, la temperatura de pared estará muy cercana al valor supuesto, que era el valor medio entre las temperaturas interna y externa. Por lo tanto no es necesario un recálculo.

$$\text{Pérdida por el techo} = \pi \times D^2 / 4 \times 100 = 3.14 \times 20^2 / 4 \times 89 = 31400 \text{ W}$$

Pérdida por el piso

Para una placa a temperatura T_w apoyada en un sólido semi-infinito, la pérdida de calor puede expresarse como

$$Q = 2 \cdot D \cdot k_s \cdot (T_w - T_s)$$

Siendo D el diámetro de la placa, k_s la conductividad del sólido y T_s la temperatura del sólido lejos de la placa (ver Figura 3-8)

Si la conductividad del sólido es 1.5 W/mK , será

$$Q = 2 \times 20 \times 1.5 (T_w - 0) = 60(T_w - 0) \text{ W}$$

Para calcular h_i debemos considerar la expresión correspondiente a una placa fría mirando hacia arriba.

$$Nu = 0.27(Gr \cdot Pr)^{0.25}$$

Luego de algunos tanteos supondremos una temperatura de pared de 21°C . Dado que este valor es sensiblemente igual a la temperatura del líquido consideraremos las propiedades a esta temperatura

$$Gr \cdot Pr = \left(\frac{D^3 \rho^2 g \beta \Delta T}{\mu^2} \frac{c \mu}{k} \right) = \left(\frac{(0.9 \times 20)^3 \times 802.4^2 \times 9.8 \times 7.5 \times 10^{-4} \times 1}{(18 \times 10^{-3})^2} \frac{2115 \times 18 \times 10^{-3}}{0.148} \right) = 0.23 \times 10^{14}$$

El producto de Gr Pr está fuera del rango de validez de la correlación. Como tampoco se dispone de una correlación alternativa la utilizaremos igual.

Se obtiene $Nu = 591$

$$h_i = Nu \cdot k / 0.9D = 591 \times 0.148 / 18 = 4.85 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Verificación de la temperatura de fondo

$$h_i (20 - T_w) \cdot \pi \cdot D^2 / 4 = 60(T_w - 0)$$

$$4.85 (22 - 21) \times 314 = 60 (21 - 0)$$

$$1520 = 1260 \text{ Razonablemente bien}$$

Luego

$$Q = (1520 + 1260) / 2 = 1390 \text{ W}$$

Por lo tanto, la pérdida total de calor que sufre el tanque será

$$Q = 13540 + 31400 + 1390 = 46330 \text{ W}$$

Nomenclatura

A= Area (m^2)

A_p = Area proyectada (m^2)

a = área de flujo

c =calor específico a presión constante ($\text{J/kg} \cdot \text{K}$)

C_D = coeficiente de arrastre

D= diámetro (m)

F= fuerza (N)

f = factor de fricción

G=densidad de flujo másico ($\text{kg/m} \cdot \text{s}$)

h = coeficiente de interfase ($\text{W/m}^2\text{K}$)

i = entalpía por unidad de masa (J/kg)

Subíndices

1= entrada

2= salida

i = interno

o = externo

b = global

t =tubo

m = medio

w =pared

loc =local

\tilde{i} = flujo de entalpía (W)
 j_H = factor adimensional
 k = conductividad térmica (W/m.K)
 L = longitud (m)
 M = peso molecular
 Nu = Número de Nusselt
 p = presión
 Pr = Número de Prandtl
 Q = flujo de calor (W)
 q = densidad de flujo de calor (W/m²)
 R = constante de los gases
 R = radio (m)
 r = coordenada radial (m)
 Re = Número de Reynolds
 T = temperatura (K)
 U = coeficiente global de transferencia (W/m²K)
 v = velocidad (m/s)
 W = flujo másico (kg/s)
 x, y, z = coordenadas cartesianas
 β = Coeficiente de dilatación (1/K)
 δ = espesor (m)
 ρ = densidad (kg/m³)
 μ = viscosidad (kg/m.s o cp)
 τ = esfuerzo de tensión

Referencias

- (1) M Blasius- H. "Grenzschichten in Flüssigkeiten mit kleiner Reibung" Z.- Math u Phys Vol 56 N° 1 (1908)
- (2) F. Kreith M. Bohn – *Principles of Heat Transfer* - 6th Edition (Brooks Cole) 1998
- (3) E. Sieder y G. Tate- "Heat Transfer and Pressure Drops of Liquids in Tubes" Ind. Eng. Chem. 28, (1936) 1429-1435
- (4) W.H. Mc Adams- *Heat Transmission* -Mc Graw Hill Book Co (1954)
- (5) Bergelin, Brown, Doberstein "Heat Transfer and Fluid Friction During Flow Across Tube Banks" Trans, ASME Vol 74-, 953-960 (1952)
- (6) E.R.G. Eckert y W. Jackson, NACA Report 1015, July 1950
- (7) A.P. Colburn -Trans AIChE Vol 29 (1933) p 174
- (8) D. Kern- *Process Heat Transfer*, New York-Mc Graw Hill Book Co 1950.
- (9) Moody "Friction factor for pipe flow" Trans ASME Vol 66, 671-684 (1944)
- (10) E. Pohlausen E. "Der Wärmeaustausch zwischen festen Körpern und Flüssigkeiten mit kleiner Reibung und kleiner Wärmeleitung" Z Angew Math Mech Vol 1 p115 (1921)
- (11) Hansen (Z. Ver. deut. Ing Beih. Verfahrenstech) 4, 91 (1934)
- (12) Hilpert, R Forsch- Gebiete Ingenieurw 4, 215-224 (1933)
- (13) Reinz and Marshall- Chem Eng Progr 48, 141-146, 173-180 (1952)
- (14) M Hansen "Velocity distribution in a Boundary Layer of a Submerged Plate" NACA TM 582, 1930

Esta página fue deliberadamente dejada en blanco

5- Fundamentos de Intercambio de Calor entre dos Fluidos

En casi todas las industrias de procesos deben realizarse operaciones unitarias con transferencia de calor sobre algún fluido. Estas operaciones tienen por objeto producir el calentamiento o enfriamiento de una corriente de proceso, o bien modificar su estado físico en operaciones de evaporación o condensación.

Para que una corriente pueda ceder calor, es necesaria otra corriente que sea capaz de recibirlo. De este modo, ambos fluidos intercambian calor entre sí, realizándose esta operación en un equipo llamado intercambiador de calor.

Las corrientes que se manejan en una planta química se pueden dividir en dos grupos:

- a) Corrientes de proceso.
- b) Corrientes de servicios.

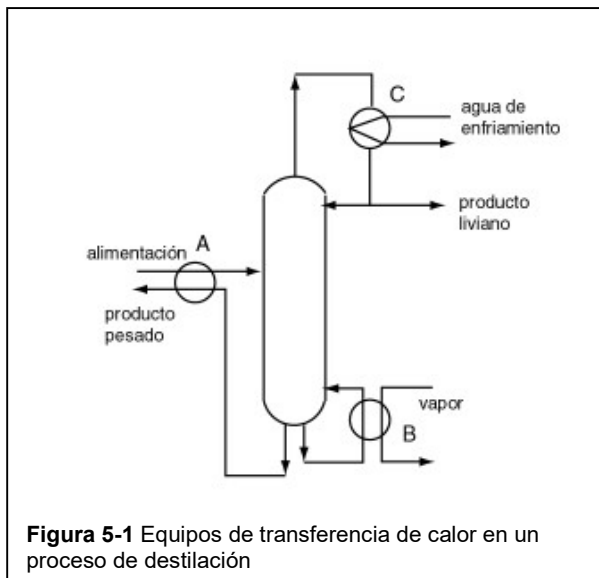


Figura 5-1 Equipos de transferencia de calor en un proceso de destilación

Se llaman corrientes de proceso a aquellas que participan en el balance de masas de la planta y pueden consistir en reactivos, productos de reacción, fracciones derivadas de procesos de separación, efluentes, etc.

Son corrientes de servicios, aquellas que no participan del balance de masas de la planta dado que no se mezclan con las corrientes de proceso, pero pueden afectar los balances de energía. Los ejemplos más típicos son el vapor utilizado para calefacción de procesos y el agua de enfriamiento de los circuitos de refrigeración industrial.

Por lo general, en las industrias químicas, las instalaciones de vapor y agua de refrigeración son centralizadas y sirven a varios procesos, que de este modo se constituyen en consumidores del servicio.

Las corrientes que se ponen en contacto en un intercambiador de calor pueden ser corrientes de proceso o de servicios.

Cuando existe una corriente de proceso que debe ser calentada y otra que debe ser enfriada, es usual que ambas se pongan en contacto como una forma de economizar energía.

Un ejemplo típico se presenta en los equipos de destilación. Por lo general, la alimentación a una columna de destilación debe ser calentada antes de introducirla en el equipo. El producto de fondo de la destilación, en cambio, se debe enfriar antes de enviarlo a almacenamiento. Dado que la temperatura de fondo de la columna es siempre mayor que la temperatura a la que se debe introducir la alimentación, ambas corrientes se aparean como se muestra en la Figura 5-1 (equipo A).

Si no existe la posibilidad de combinar corrientes de este modo, deberán realizarse las operaciones de calentamiento o enfriamiento recurriendo a corrientes de servicios. Por ejemplo, en la Figura 5-1, se ve un hervidor encargado de evaporar el líquido de fondo de la columna, suministrando el calor que requiere el proceso. Este equipo (B), está calefaccionado con vapor de agua.

El condensador de la cabeza (C), es el encargado de condensar los vapores livianos que salen del equipo. En este caso, el calor se retira con agua de enfriamiento.

Pese a que no existe una costumbre generalizada, utilizaremos el término intercambiador de calor, para designar equipos en los que no ocurren cambios de fase en los fluidos involucrados.

Cuando un equipo es utilizado para condensar una corriente de proceso se lo llama condensador. Cuando lo que interesa es evaporar un líquido de proceso, el equipo es designado como evaporador o hervidor o caldera. El término reboiler o rebullidor es utilizado para designar específicamente los hervidores del fondo de las columnas de destilación.

Veremos a continuación algunos elementos generales de intercambio térmico entre fluidos,

5-1 Expresiones de los Balances Entálpicos.

La mayor parte de los procesos químicos se realizan en forma continua, por lo que interesa referirse a la transferencia de calor por unidad de tiempo. Llamaremos W al flujo másico (kg/s) de una corriente.

El subíndice h indicará referencia al fluido caliente, y la c designará al fluido frío. La notación viene del inglés (hot - cold) y se decide mantenerla por ser la utilizada por la mayoría de los autores.

En todos los casos, el subíndice 1, indicará condiciones de entrada al equipo, mientras que el 2 indicará condiciones de salida.

Al referimos a temperaturas, para economizar subíndices, se empleará la letra T para las temperaturas del fluido caliente, mientras que t designará la temperatura del fluido frío. Llamaremos Q a la cantidad de calor intercambiado por unidad de tiempo (J/s).

Si una corriente caliente cede calor a un medio que lo recibe, sufrirá una disminución de su entalpía, y será:

$$Q = W_h (i_{h1} - i_{h2}) \quad (5-1-1)$$

Donde i es la entalpía específica (J/kg)

Si dicho fluido experimenta un enfriamiento sin cambio de fase, la diferencia de entalpía puede expresarse como

$$i_{h1} - i_{h2} = c_h (T_1 - T_2) \quad (5-1-2)$$

Donde c indica calor específico (J/kg K). Se puede decir entonces que

$$Q = W_h c_h (T_1 - T_2) \quad (5-1-3)$$

Si en cambio el fluido es un vapor puro que se encuentra saturado a una cierta presión, al ceder calor sufrirá una condensación isotérmica, y será

$$i_{h1} - i_{h2} = \lambda_h \quad (\text{calor de condensación}) \quad (5-1-4)$$

Por lo tanto, en este caso

$$Q = W_h \lambda_h \quad (5-1-5)$$

Si se trata de una mezcla de vapores, la condensación no será en general, isotérmica, y deberá entonces utilizarse la Expresión (5-1 -1) calculándose i_{h1} como la entalpía específica de la mezcla de vapores en su estado inicial, e i_{h2} como la entalpía del líquido condensado en su estado final.

Puede ocurrir también que el fluido caliente sea un vapor recalentado que inicialmente sufra un enfriamiento hasta alcanzar su temperatura de condensación, para luego ceder calor en forma isotérmica cambiando de fase. A su vez esta condensación puede estar seguida de un enfriamiento posterior del líquido condensado. En este caso, también debe aplicarse la Ecuación (5-1-1) calculándose las entalpías de los estados inicial y final.

El calor cedido por un fluido caliente, será a su vez recibido por un fluido frío. Este fluido sufrirá la evolución inversa de alguna de las analizadas previamente.

Si el fluido se calienta sin cambiar de fase, el calor recibido será:

$$Q = W_c c_c (t_2 - t_1) \quad (5-1-6)$$

y si sufre una evaporación isotérmica:

$$Q = W_c \cdot \lambda_c \quad (5-1-7)$$

Siendo λ_c el calor de evaporación.

Para cualquier situación genérica será:

$$Q = W_c(i_{c2} - i_{c1}) \quad (5-1-8)$$

Obviamente, el calor cedido por el fluido caliente debe ser igual al recibido por el fluido frío, y entonces

$$Q = W_c(i_{c2} - i_{c1}) = W_h (i_{h1} - i_{h2}) \quad (5-1-9)$$

Esta expresión toma las siguientes formas particulares:

1. Intercambio de calor entre dos fluidos sin cambio de fase

$$W_h c_h (T_1 - T_2) = W_c c_c (t_2 - t_1) \quad (5-1-10)$$

2. Condensación de un vapor puro saturado con un medio refrigerante que intercambia calor sensible.

$$W_h \lambda_h = W_c c_c (t_2 - t_1) \quad (5-1-11)$$

3. Evaporación de un líquido puro saturado con un medio calefactor que intercambia calor sensible.

$$W_h c_h (T_1 - T_2) = W_c \lambda_c \quad (5-1-12)$$

4. Evaporación de un líquido puro saturado con vapor de calefacción

$$W_h \lambda_h = W_c \lambda_c \quad (5-1-13)$$

5-2 Área de Transferencia y Coeficiente de Transferencia de Calor

Para que pueda realizarse una transferencia de calor entre dos fluidos es necesario:

a) Que exista una diferencia de temperaturas entre ellos, Cuanto mayor sea esa diferencia de temperaturas, tanto mayor será la velocidad de transmisión de calor.

b) Que ambos fluidos estén separados por una superficie a través de la cual pueda transferirse el calor. A esta superficie se le llama área de transferencia A. Por ejemplo, si uno de los fluidos circula por el interior de un tubo, y el otro se encuentra en el exterior del mismo, el área de transferencia será el área lateral del tubo.

Puede intuitivamente imaginarse que cuanto mayor sea el área de contacto entre dos fluidos mayor será la cantidad de calor que puede transferirse por unidad de tiempo entre ellos.

Las dos afirmaciones anteriores pueden resumirse en la siguiente expresión

$$Q = U.A. \Delta T \quad (5-2-1)$$

Donde la constante de proporcionalidad U recibe el nombre de coeficiente global de transmisión de calor, y ΔT es la diferencia de temperatura entre los dos fluidos.

Vemos entonces que se presentan dos tipos de ecuaciones en los problemas de transmisión de calor entre fluidos.

Las Ecuaciones (5-1-1) a (5-1-13) están asociadas a los balances de calor. Permiten calcular la cantidad de calor que debe ser transferida para lograr una determinada condición de proceso sobre las corrientes que participan del intercambio. Son ecuaciones que están asociadas a un planteo exclusivamente termodinámico del problema, y son totalmente independientes del diseño del equipo en el que se concretará el proceso.

En cambio, la Ecuación (5-2-1) es una ecuación de cinética de transferencia de calor. La misma permite calcular el área de equipo necesaria para lograr la transferencia de calor Q entre dos corrientes cuya diferencia de temperatura es ΔT . Esta área depende del coeficiente de transferencia U, el cual puede variarse modificando las características de diseño del aparato. El objetivo básico de diseño, será lograr el

mayor valor posible del coeficiente U que sea compatible con las restricciones impuestas por el proceso.

En todo problema de diseño de equipos participan ambos tipos de ecuaciones, es decir que siempre habrá que combinar una ecuación de balance con una ecuación cinética, que será en definitiva la que permita decidir si el área del equipo es suficiente para cumplir con el objetivo deseado.

El tercer tipo de ecuaciones que debe plantearse son las que permiten calcular el valor del coeficiente de transferencia de calor U. En este punto está centrada casi toda la ciencia y el arte del diseño. El mismo se calcula en función de los coeficientes peliculares como se verá a continuación.

5-3 Expresión del Coeficiente de Transmisión de Calor en Función de los Coeficientes Peliculares

5-3-1 Resistencias Individuales

Supongamos un tubo en cuyo interior se encuentra un fluido caliente a una temperatura T, sumergido en un fluido frío a temperatura t. Sea D_i el diámetro de la superficie interna del tubo y D_o el diámetro de la superficie externa.

Para que el calor atraviese por conducción la pared del tubo, debe aparecer una diferencia de temperaturas entre sus superficies. Llamaremos T_{wi} a la temperatura de la cara interior del tubo y T_{wo} a la temperatura de la cara exterior.

Podemos entonces plantear la transferencia de calor entre el fluido interno y la pared como

$$Q = h_i \cdot A_i \cdot (T - T_{wi}) \quad (5-3-1)$$

donde h_i es el coeficiente pelicular del fluido interno.

A través del material que constituye el tubo, la transmisión de calor por conducción puede expresarse como

$$Q = \frac{k A_m (T_{wi} - T_{wo})}{1/2 \cdot (D_o - D_i)} \quad (5-3-2)$$

siendo

k = conductividad térmica del material del tubo

A_m = Promedio logarítmico entre las áreas exterior e interior

$$A_m = \frac{\pi \cdot L \cdot (D_o - D_i)}{\ln \frac{D_o}{D_i}} \quad (5-3-3)$$

El calor transferido desde la superficie exterior del tubo hacia el fluido frío se puede expresar como

$$Q = h_o \cdot A_o \cdot (T_{wo} - t) \quad (5-3-4)$$

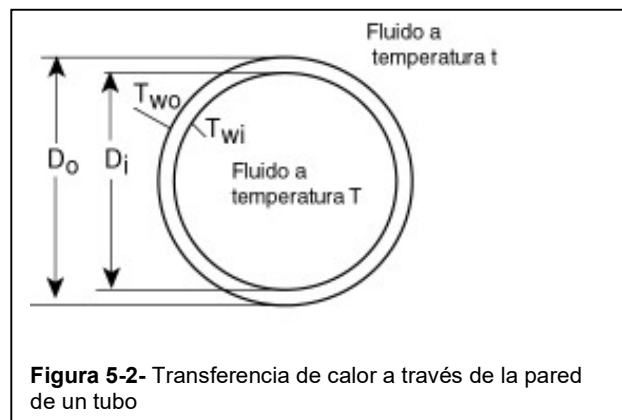


Figura 5-2- Transferencia de calor a través de la pared de un tubo

Las Ecuaciones (5-3-1), (5-3-2) y (5-3-4), se pueden escribir como

$$T - T_{wi} = Q \frac{1}{h_i A_i} \quad (5-3-5)$$

$$T_{wi} - T_{wo} = Q \frac{1/2 (D_o - D_i)}{k \cdot A_m} \quad (5-3-6)$$

$$T_{w_o} - t = Q \frac{1}{h_o A_o} \quad (5-3-7)$$

Sumando las expresiones anteriores

$$T - t = Q \left[\frac{1}{h_i A_i} + \frac{1}{h_o A_o} + \frac{1/2(D_o - D_i)}{k A_m} \right] \quad (5-3-8)$$

Comparando con la ecuación (5-2-1) vemos que:

$$\frac{1}{U \cdot A} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{1}{h_o A_o} + \frac{1/2(D_o - D_i)}{k A_m} \quad (5-3-9)$$

Esta expresión no está totalmente definida puesto que no hemos decidido aún cual es el área A. En este caso tenemos un área interna A_i y un área externa A_o . Cualquiera de ellas puede ser utilizada para definir un coeficiente de transferencia U. Por supuesto que el valor de este coeficiente dependerá de cual sea el área que se elija. Si nos referimos al área externa, quedará definido un coeficiente de transferencia de calor U_o , y si nos referimos al área interna quedará definido un coeficiente U_i , de modo que

$$\frac{1}{U_o A_o} = \frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{1}{h_o A_o} + \frac{1/2(D_o - D_i)}{k A_m} \quad (5-3-10)$$

$$\frac{1}{U_o} = \frac{1}{h_i (A_i/A_o)} + \frac{1}{h_o} + \frac{1/2(D_o - D_i)}{k (A_m/A_o)} \quad (5-3-11)$$

$$\frac{1}{U_i} = \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o (A_o/A_i)} + \frac{1/2(D_o - D_i)}{k (A_m/A_i)} \quad (5-3-12)$$

Es indistinta la utilización de cualquiera de estos dos coeficientes, sin embargo, dado que por lo general los tubos de intercambiadores están normalizados por su diámetro externo, resulta una práctica corriente la utilización del coeficiente U_o definido por la Expresión (5-3-11). De aquí en adelante siempre nos referiremos a él. Para simplificar la nomenclatura, prescindiremos del subíndice, y designaremos a este coeficiente con el símbolo U. De igual modo, al área externa la llamaremos simplemente A.

Puesto que la Ecuación (5-2-1) puede ser escrita como

$$Q = \frac{\Delta T}{(1/U \cdot A)} \quad (5-3-13)$$

se puede establecer una analogía entre la Ecuación (5-3-13) y la ley de Ohm de los circuitos eléctricos

$$i = \frac{\Delta V}{R} \quad (5-3-14)$$

donde:

i = intensidad de corriente

ΔV = diferencia de potencial

R = resistencia

Entonces, mirando la Ecuación (5-3-13) puede pensarse en el término $1/(U \cdot A)$ como una resistencia a la transmisión de calor y en ΔT como en la fuerza impulsora que provoca esta transmisión calórica. Esta resistencia, está formada por tres resistencias en serie representadas por cada uno de los sumandos de la Ecuación (5-3-12)

Por lo general los tubos de intercambiadores son metálicos, y debido a la elevada conductividad térmica de los mismos, el tercer sumando de la Ecuación (5-3-12) es despreciable frente a los otros dos y entonces resulta

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_i (A_i/A_o)} + \frac{1}{h_o} \quad (5-3-15)$$

Puede definirse un coeficiente pelicular interno referido al área externa, h_{io} como:

$$h_{io} = h_i(A_i/A_o)$$

y entonces la Ecuación (5-3-15) puede escribirse

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_{io}} + \frac{1}{h_o} \quad (5-3-16)$$

5-3-2 Resistencia de Ensuciamiento

Cuando un equipo de transferencia de calor ha estado durante un cierto tiempo en operación, se le depositan incrustaciones o basura en la parte interna y externa de los tubos. Esto agrega dos resistencias más de las que fueron consideradas en el cálculo del U, dado que el calor debe transferirse por conducción a través de las capas de incrustación como se ilustra en la Figura 5-3

Llamaremos R_{fi} y R_{fo} a las resistencias agregadas en las caras interna y externa respectivamente como consecuencia de esta obstrucción [$m^2 K s/J$].

Entonces, la resistencia total a la transmisión de calor una vez que se produzcan estos depósitos, estará dada por:-

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_{io}} + \frac{1}{h_o} + R_{fi} + R_{fo} \quad (5-3-17)$$

Se llama resistencia de ensuciamiento combinada a la suma

$$R_f = R_{fi} + R_{fo} \quad (5-3-18)$$

A medida que el equipo se va ensuciendo, y va creciendo la resistencia, se produce una disminución en la cantidad de calor que el intercambiador es capaz de transmitir.

Para impedir esta circunstancia, se acostumbra a diseñar los equipos anticipando el depósito de basuras o incrustaciones. Esto significa que se realiza una estimación preliminar del valor que puede llegar a alcanzar esta resistencia durante el tiempo de servicio que se prevea entre dos limpiezas del equipo.

Esta resistencia puede estimarse en función del conocimiento y experiencia que se tenga respecto de los fluidos manejados o recurriendo a tablas que dan valores típicos para distintas aplicaciones. Una tabla de resistencias de ensuciamiento se incluye en el Apéndice F. Una vez determinados los valores de las resistencias de ensuciamiento correspondientes a cada fluido, el coeficiente de transferencia se calcula por medio de la Expresión (5-3-17).

Entonces, el área de transferencia de calor necesaria se obtiene como

$$A = \frac{Q}{U \cdot \Delta T} \quad (5-3-19)$$

Cuando el equipo se ponga inicialmente en funcionamiento, el depósito de basuras no se habrá producido aún, y entonces, el coeficiente de transmisión de calor estará dado simplemente por la (5-3-16). Llamaremos U_c (coeficiente limpio) al valor definido por

$$\frac{1}{U_c} = \frac{1}{h_o} + \frac{1}{h_{io}} \quad (5-3-20)$$

El coeficiente U_c , será entonces mayor que el coeficiente de diseño U. Por lo tanto, al ponerse en operación el equipo se transmitirá una cantidad de calor Q' dada por

$$Q' = U_c \cdot A \cdot \Delta T \quad (5-3-21)$$

y será entonces $Q' > Q$.

Por lo general siempre existen formas de adecuar la performance de un equipo cuando éste está sobredimensionado, por ejemplo reduciendo los caudales de los fluidos (ver ejemplos 5-6 y 5-7), de manera

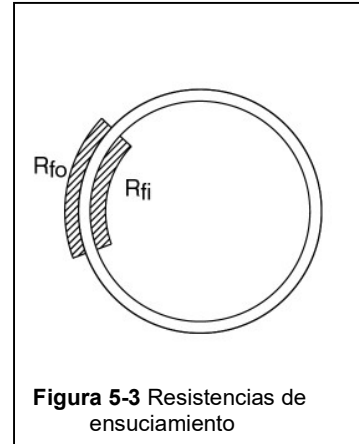


Figura 5-3 Resistencias de ensuciamiento

que este sobredimensionamiento no ocasiona problemas de operación.

A medida que el equipo se va ensuciando, aumenta su resistencia hasta que se alcanza el valor de diseño. En ese momento, el equipo debe ser limpiado puesto que de otro modo no alcanzará a transferir la cantidad de calor deseada.

Ejemplo 5-1

Se deben intercambiar 500.000 J/s entre dos fluidos cuya diferencia media de temperaturas es de 50 K. Supongamos que los coeficientes de transmisión de calor h_o y h_{io} han sido calculados como 1500 y 3000 J/s m².K respectivamente.

La experiencia previa permite suponer que anualmente se depositará dentro de los tubos una resistencia de 0.0002 s.m² K/J y del lado externo se depositará una resistencia de 0.0003. Calcular cual debe ser el área del equipo para que sólo se lo deba limpiar una vez al año.

Solución

El coeficiente limpio será:

$$U_c = (1/h_{io} + 1/h_o)^{-1} =$$

$$= (1/1500 + 1/3000)^{-1} = 1000 \text{ J/s m}^2 \text{ K}$$

La resistencia acumulada al cabo de un año será:

$$R_f = R_{fi} + R_{fo} = 0.0003 + 0.0002 = 0.0005 \text{ m}^2 \text{ s K / J}$$

El coeficiente total:

$$U = (1/U_c + R_f)^{-1} = (1/1000 + 0.0005)^{-1} = 666 \text{ J/s m}^2 \text{ K}$$

El área será:

$$A = Q/(U \cdot \Delta T) = 500000/(666 \times 50) = 15 \text{ m}^2$$

Si no se hubiese tenido en cuenta el ensuciamiento, el área requerida hubiera sido:

$$A = Q/(U_c \cdot \Delta T) = 500000/(1000 \times 50) = 10 \text{ m}^2$$

Es decir que la consideración del ensuciamiento obliga a incrementar en un 50 % el área de transferencia.

5-3-3- Resistencia Controlante

Suele ocurrir al calcular el coeficiente de transmisión de calor, que uno de los tres sumandos de la ecuación

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_{io}} + \frac{1}{h_o} + R_f \quad (5-3-22)$$

sea de un orden de magnitud superior a los otros. En este caso, el coeficiente U coincidirá prácticamente con el coeficiente pelicular correspondiente.

Por ejemplo, si $h_o \ll h_{io}$ y $h_o \ll 1/R_f$, entonces el término $1/h_o$ es la resistencia controlante, y prácticamente será $U = h_o$.

En este caso, todos los esfuerzos para mejorar el diseño del equipo deberán estar dirigidos a mejorar este coeficiente, dado que cualquier modificación que sólo mejore el h_{io} tendrá poco efecto sobre el valor de U .

Puede ocurrir inclusive que el valor de R_f sea mucho mayor que los términos $1/h$, y entonces, la resistencia de ensuciamiento será la controlante. En este caso, poca cosa podrá hacerse para reducir el área de transferencia. Interesará, sí, poder predecir el valor de R_f del modo más exacto posible, evitando así márgenes de seguridad innecesarios que afectarán mucho el cálculo del área.

5-4 Diferencia Media de Temperaturas entre Dos Fluidos

Supongamos que se desea enfriar un caudal W_h de un fluido caliente (kg/s), que se encuentran inicialmente a una temperatura T_1 , hasta una temperatura T_2 . Emplearemos para ello un caudal W_c de fluido refrigerante frío a temperatura t_1 que se calentará hasta alcanzar una temperatura t_2 .

Estas magnitudes estarán relacionadas por el balance térmico:

$$Q(J/s) = W_h c_h (T_1 - T_2) = W_c c_c (t_2 - t_1) \quad (5-4-1)$$

Para lograr esta transferencia de calor en forma continua, debemos disponer de un equipo al cual ingresen los W_h kg/s del fluido caliente y los W_c kg/s del fluido frío y que permita el intercambio de calor entre las dos corrientes, de modo que estas abandonen el equipo a las temperaturas T_2 y t_2 .

El equipo más sencillo en que puede materializarse esta transferencia es un intercambiador de doble tubo. El mismo está formado por dos tubos concéntricos como se muestra en la Figura 5- 4. Uno de los fluidos circula por el interior del tubo interno, y el otro lo hace por el espacio anular comprendido entre los dos tubos. A medida que recorren el equipo ambos fluidos, separados por la pared del tubo interno, intercambian calor entre sí a través de la misma.

Como consecuencia de este intercambio de calor, ambas corrientes van variando su temperatura a lo largo del equipo hasta alcanzar los valores de salida como se muestra en el diagrama inferior de la Figura 5-4, en el que se representan las temperaturas de los fluidos en las distintas secciones del equipo.

Por ejemplo, en una sección como la SS' , ubicada a una distancia L_s del extremo de entrada, las temperaturas de los fluidos caliente y frío serán respectivamente T_s y t_s

La fuerza impulsora para la transmisión de calor es entonces, en esa sección:

$$\Delta T = T_s - t_s \quad (5-4-2)$$

Sin embargo, se puede apreciar en el diagrama, que esta diferencia de temperaturas es variable a lo largo del equipo, y presenta un valor máximo en el extremo de entrada dado por $(T_1 - t_1)$ mientras que la fuerza impulsora es mínima a la salida y vale $(T_2 - t_2)$.

Esto significa que el calor transferido por unidad de área es variable a lo largo del equipo, o, dicho de otro modo, la densidad de flujo de calor no es uniforme en toda el área de transferencia.

Si consideramos en correspondencia con la sección SS' , un diferencial de longitud del intercambiador como se representa en la Figura 5-5, a dicho elemento de longitud dx , está asociada un área de transferencia de calor dA que vale:

$$dA = \pi D_o dx \quad (5-4-3)$$

Siendo D_o el diámetro externo del tubo interno. (Siguiendo lo expresado anteriormente, cuando la superficie de intercambio sea un tubo, nos referimos siempre a su área externa).

Puesto que en cada elemento de área dA que se considere en el equipo la diferencia de temperaturas entre los dos fluidos es distinta, la ecuación de transferencia se debe escribir de modo diferencial, o sea:

$$dQ = U \cdot dA \cdot (T - t) \quad (5-4-4)$$

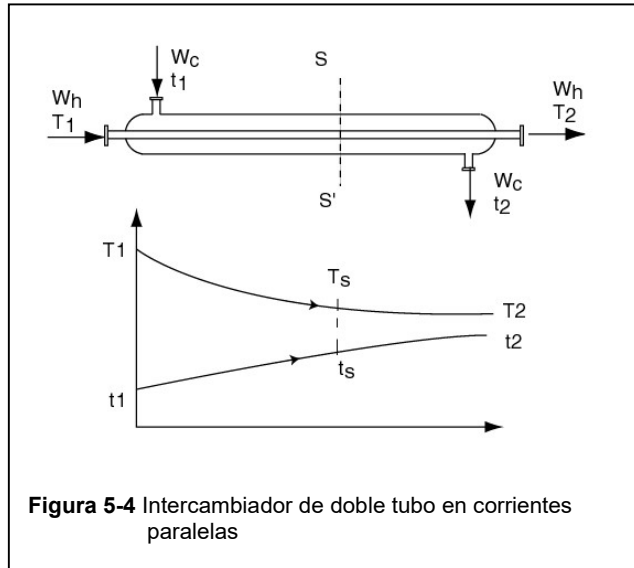


Figura 5-4 Intercambiador de doble tubo en corrientes paralelas

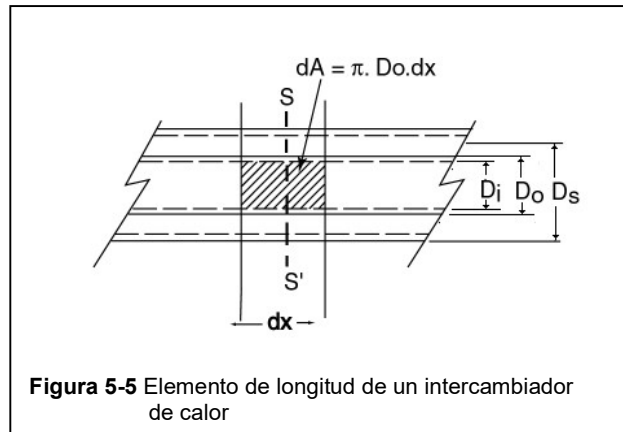


Figura 5-5 Elemento de longitud de un intercambiador de calor

Donde el coeficiente U se calcula por medio de la Expresión (5-3-22). Sin embargo, por lo general, para diseño de equipos, interesa obtener fórmulas integrales, que permitan calcular la cantidad total de calor intercambiada a través de toda la longitud del tubo, es decir una expresión del tipo:

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T_m \quad (5-4-5)$$

Siendo:

Q = calor total intercambiado A = $\pi \cdot D_0 \cdot L$ = área del equipo

U = coeficiente global de intercambio. (Nótese que si suponemos que las propiedades físicas de los fluidos son constantes, el coeficiente de intercambio, que solo depende de la geometría, de la velocidad de los fluidos y de sus propiedades físicas, también será constante en todo el intercambiador).

ΔT_m = Una diferencia media de temperaturas que se deberá definir de modo tal que se satisfaga la Expresión (5-4-5). A continuación veremos cómo debe expresarse esta diferencia media de temperaturas en función de las temperaturas extremas.

5-4-1 Disposición en Contracorriente o en Corrientes Paralelas

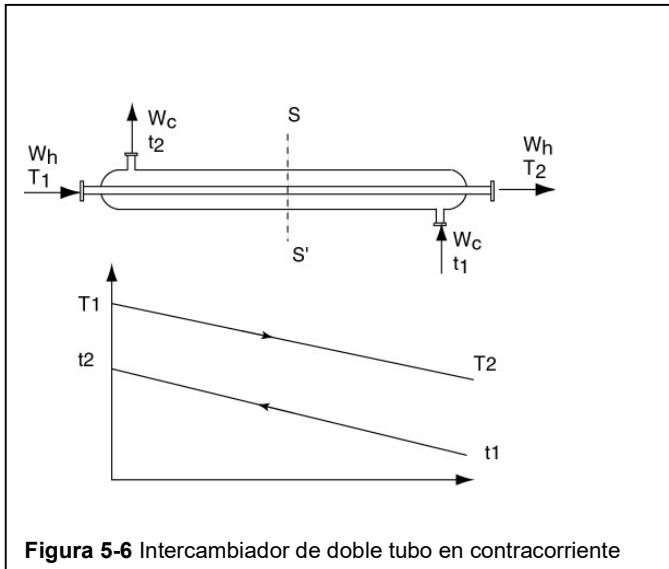


Figura 5-6 Intercambiador de doble tubo en contracorriente

Existen básicamente dos maneras de realizar la circulación de los fluidos en un intercambiador de doble tubo. Ellas son:
 a) Disposición en corrientes paralelas
 b) Disposición en contracorriente

La primera de ellas corresponde al esquema de la Figura 5-4. Podemos ver allí que ambos fluidos ingresan al equipo por el mismo extremo, y recorren el intercambiador en el mismo sentido. De este modo, la diferencia de temperaturas es máxima a la entrada y la misma se va reduciendo hacia la salida.

La otra forma de circulación es el llamado flujo a contracorriente, que se encuentra representado en la Figura 5-6. Vemos que cada corriente recorre el equipo en sentido contrario.

De acuerdo a cuáles sean las capacidades caloríficas y los caudales de cada corriente, la diferencia de temperaturas será mayor en uno u otro extremo del equipo. Por ejemplo, si el producto del caudal por la capacidad calorífica del fluido caliente, ($W_h c_h$) es mayor que la del fluido frío ($W_c c_c$), significará que una vez que hayan intercambiado la cantidad de calor Q, el fluido caliente sufrirá un salto de temperaturas:

$$T_1 - T_2 = \frac{Q}{W_h c_h} \quad (5-4-6)$$

mientras que el salto de temperaturas del fluido frío será

$$t_2 - t_1 = \frac{Q}{W_c c_c} \quad (5-4-7)$$

Y deberá cumplirse que $T_1 - T_2 < t_2 - t_1$

Esto significa que el fluido frío se calienta más de lo que se enfría el fluido caliente, y entonces las temperaturas tienden a acercarse en el extremo caliente del

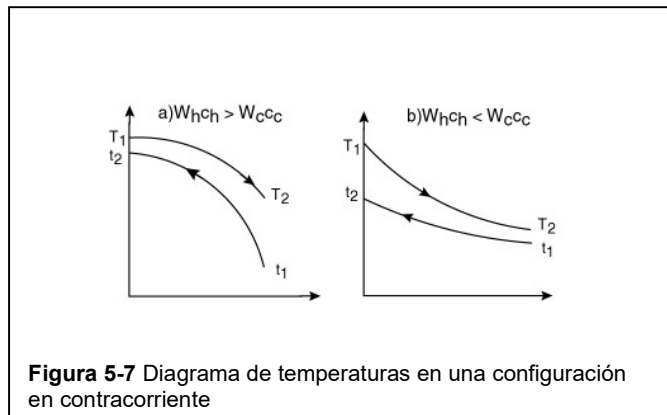
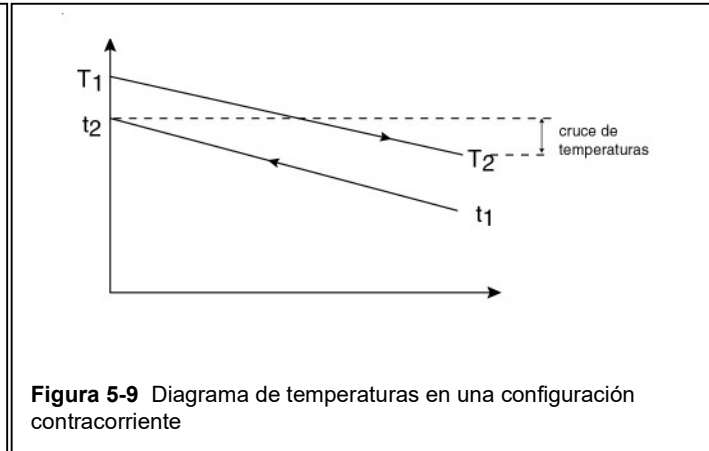
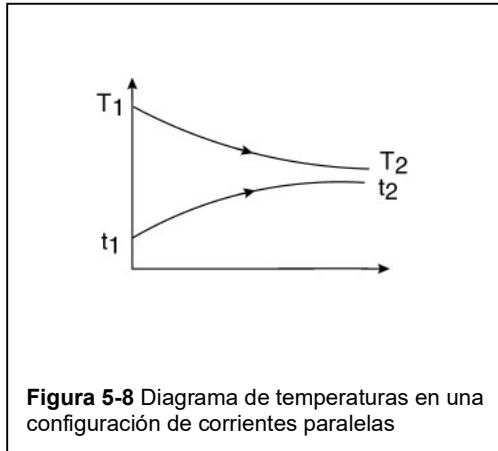


Figura 5-7 Diagrama de temperaturas en una configuración en contracorriente

intercambiador (Figura 5-7-a).

En cambio, si $W_h c_h < W_c c_c$, la situación será la inversa, y las temperaturas tenderán a acercarse en el extremo frío del equipo. (T_2 se habrá acercado a t_1 , más de lo que t_2 se acerca a T_1). Esta situación se aprecia en la Figura 5-7-b.

Una de las primeras conclusiones que surge de la simple observación de las Figuras 5-4 y 5-6, es que con un equipo de corrientes paralelas no es posible enfriar el fluido caliente por debajo de la temperatura de salida del fluido frío, dado que siempre debe existir un ΔT positivo para que exista transmisión de calor.



A lo sumo, en un equipo muy largo, podrá lograrse que ambas temperaturas sean muy próximas como se muestra en la Figura 5- 8. Esta circunstancia, significa una limitación a la máxima transferencia de calor que se puede lograr en una disposición de corrientes paralelas, que no se presenta en los equipos en contracorriente.

En efecto, en el caso de los equipos en contracorriente, es posible obtener una $T_2 < t_2$ como se muestra en la Figura 5-9.

5-4-2 Diagramas Térmicos de Intercambiadores de Calor

Existen dos formas distintas de representar los diagramas térmicos de un intercambiador de calor. Una de ellas consiste en graficar las temperaturas de los fluidos en función de la posición, que es la utilizada hasta ahora. En este caso, la abscisa es la coordenada x , y el gráfico se extiende desde $x = 0$ hasta $x = L$. Puesto que la cantidad de calor intercambiada por unidad de área es:

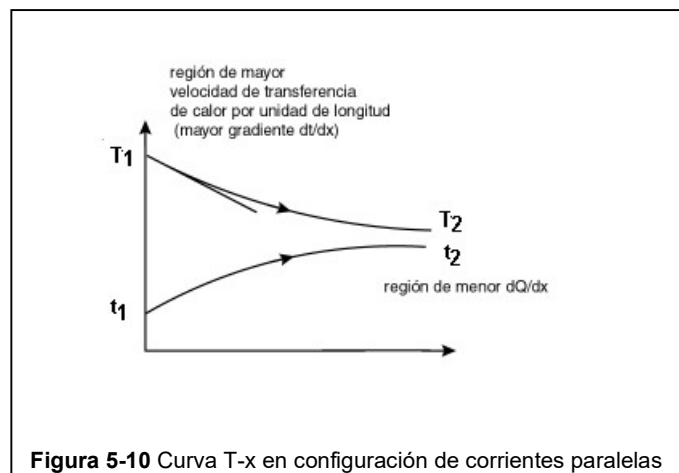
$$\frac{dQ}{dA} = U(T-t) \quad (5-4-8)$$

Se puede escribir

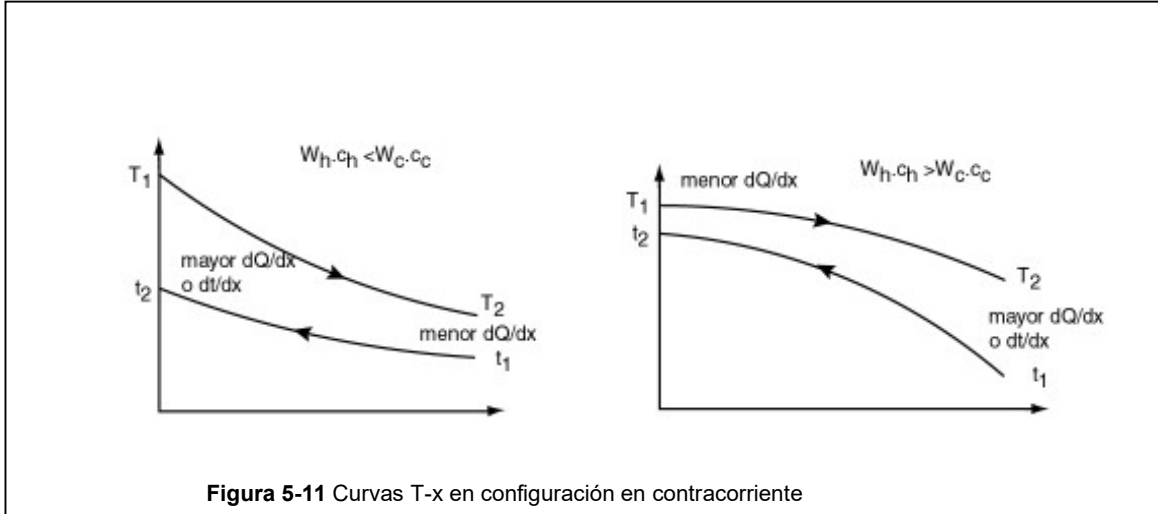
$$\frac{dQ}{dx} = \pi \cdot D_o \cdot U \cdot (T-t) \quad (5-4-9)$$

Se puede ver, entonces, que el calor intercambiado por unidad de longitud disminuye al reducirse la diferencia de temperaturas entre ambos fluidos.

Dado que la variación de temperatura que experimenta cada corriente es proporcional al calor recibido o cedido, resulta que la variación de temperatura por unidad de longitud que sufre cada fluido también se reduce al

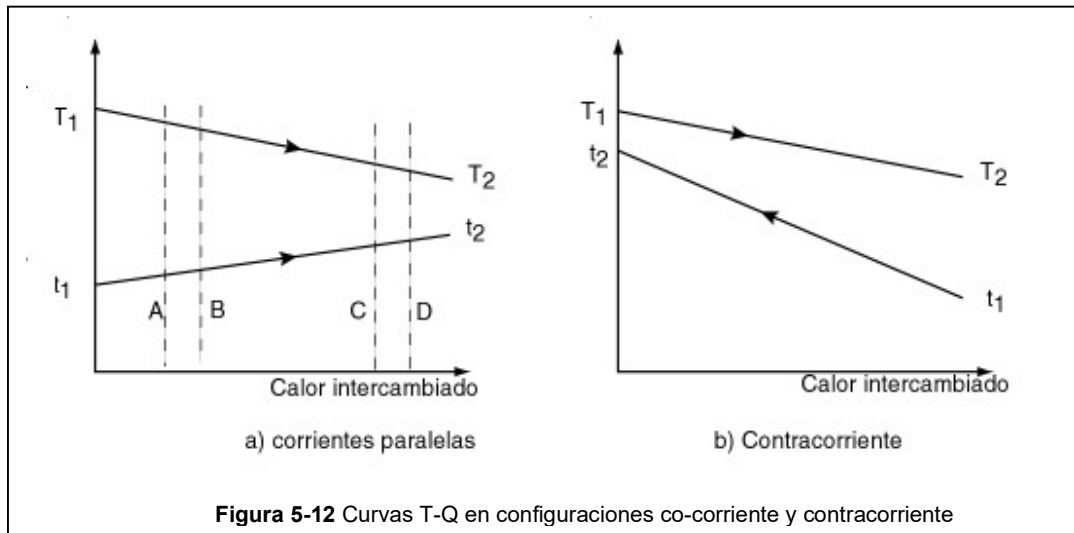


disminuir el ΔT . Esto significa una disminución de las pendientes del diagrama T-x como se indica en la Figura 5-10, para el caso de un equipo en corrientes paralelas. Se ve que en la zona cercana al extremo de salida, la variación de temperaturas por unidad de longitud es pequeña como consecuencia de la reducción del ΔT . En el caso de un equipo en contracorriente, la forma de las curvas será como se muestra en la Figura 5-11.



El otro modo de representación, que resulta frecuentemente más apropiado es el diagrama T-Q. La diferencia es que en abscisas se representa la cantidad de calor intercambiada.

Si la capacidad calorífica de los fluidos es constante, la variación de temperatura para cada corriente es proporcional al calor intercambiado, de manera que las evoluciones de cada fluido son rectas cuando se las representa en un diagrama T-Q. La Figura 5-12 muestra este tipo de representación para equipos en corrientes paralelas y en contracorriente. Con relación a la Figura 5-12 a), vemos que si bien la cantidad de calor transmitida entre las secciones A y B, es la misma que entre C y D, el área de intercambio que hay entre A y B es menor que entre C y D dado que se tiene una mayor diferencia de temperaturas en el primer caso.



5-4-3 Diferencia Media Logarítmica de Temperatura

La Figura 5-13 representa un intercambiador de calor en contracorriente. En la sección de coordenada x la temperatura del fluido caliente es T y la temperatura del fluido frío es t .

En la sección de coordenada $x+dx$, estas temperaturas serán $T+dT$ y $t+dt$. En este caso ambos diferenciales son positivos puesto que las temperaturas crecen con la coordenada x .

Por un balance de calor, será:

$$dQ = W_h c_h dT = W_c c_c dt \quad (5-4-10)$$

pero :

$$dQ = U \cdot dA \cdot (T-t) = U \cdot \pi \cdot D_o \cdot dx \cdot (T-t) \quad (5-4-11)$$

De la Expresión (5-4.10) se obtiene

$$\frac{dQ}{W_h c_h} = dT \quad (5-4-12)$$

$$\frac{dQ}{W_c c_c} = dt \quad (5-4-13)$$

restando

$$dQ \left(\frac{1}{W_h c_h} - \frac{1}{W_c c_c} \right) = d(T-t) \quad (5-4-14)$$

Además por (5-4-11)

$$\frac{dQ}{U \cdot \pi \cdot D_o \cdot dx} = (T-t) \quad (5-4-15)$$

Dividiendo (5-4-14) y (5-4-15)

$$\pi D_o dx \cdot U \left(\frac{1}{W_h c_h} - \frac{1}{W_c c_c} \right) = \frac{d(T-t)}{T-t} \quad (5-4-16)$$

Estas ecuaciones diferenciales pueden ser integradas con los siguientes límites

Para $x=0$ $T-t = T_2-t_1$

Para $x=L$ $T-t = T_1-t_2$

Y se obtiene

$$\pi D_o L \cdot U \left(\frac{1}{W_h c_h} - \frac{1}{W_c c_c} \right) = \ln \frac{T_1-t_2}{T_2-t_1} \quad (5-4-17)$$

El calor total intercambiado en el equipo se puede expresar como

$$Q = W_h c_h (T_1 - T_2) \quad (5-4-18)$$

O bien

$$Q = W_c c_c (t_2 - t_1) \quad (5-4-19)$$

De donde

$$\frac{1}{W_h c_h} = \frac{T_1 - T_2}{Q} \quad (5-4-20)$$

$$\frac{1}{W_c c_c} = \frac{t_2 - t_1}{Q} \quad (5-4-21)$$

Reemplazando (5-4-20) y (5-4-21) en (5-4-17) y reordenando:

$$Q = (\pi D_o \cdot L) \cdot U \left[\frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1}} \right] \quad (5-4-22)$$

El término entre corchetes es la diferencia media logarítmica de temperaturas entre los dos fluidos, esto es, el promedio logarítmico de los ΔT en los dos extremos de equipo.

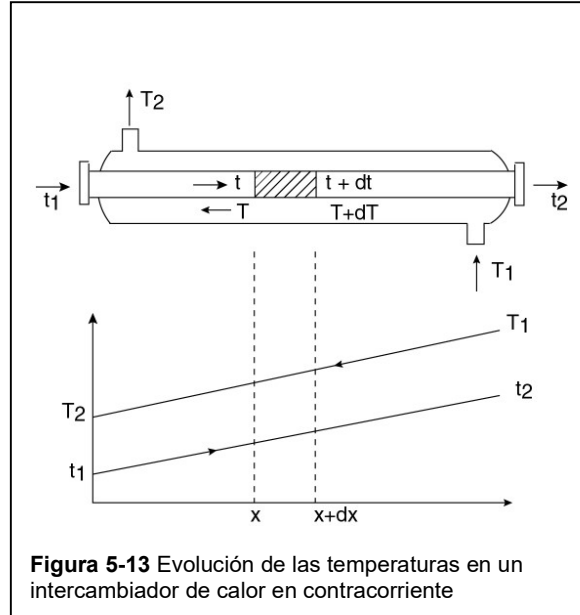


Figura 5-13 Evolución de las temperaturas en un intercambiador de calor en contracorriente

Comparando con la Expresión (5-4-5) vemos que la Ecuación (5-4-22) indica que la diferencia media de temperaturas que debe utilizarse para establecer una relación entre el área total del equipo y el calor total transferido es este promedio logarítmico que abreviaremos DMLT (diferencia media logarítmica de temperaturas).

La Ecuación (5-4-22) ha sido demostrada para un equipo en contracorriente, pero es también válida para el caso de flujo en corrientes paralelas. En este caso, la expresión de la DMLT es

$$DMLT = \frac{(T_1 - t_1) - (T_2 - t_2)}{\ln \frac{(T_1 - t_1)}{(T_2 - t_2)}} \quad (5-4-23)$$

Se debe hacer notar que la DMLT puede utilizarse como diferencia media de temperaturas del equipo, siempre que se cumplan las hipótesis que se han realizado en la deducción, es decir

- Coeficiente de transferencia U constante
- Capacidades caloríficas de los fluidos constantes.

Estas hipótesis no siempre se cumplen, particularmente en los casos de equipos que además de calor sensible intercambian calor latente y en tales casos deben deducirse expresiones especiales o bien realizar una integración numérica dividiendo al equipo en elementos de área.

Ejemplo 5-2

Se quieren enfriar 0.34 kg/s de una solución acuosa cuyo calor específico es similar al del agua desde 60° C hasta 50° C. Para ello se usarán 0.30 kg/s de agua a 25° C. El intercambio se efectuará en un equipo de doble tubo. El diámetro externo del tubo interior es de 0.025 m. El coeficiente de transferencia de calor se estima en 1600 W/m² K. Calcular que longitud de equipo será necesaria si se emplea.

- Una disposición en contracorriente
- Una disposición en corrientes paralelas

Solución

Balance de calor -
 $Q = W_{hc}(T_1 - T_2) = 0.34 \times 4180 \times (60 - 50) = 14210 \text{ J/s}$

Temperatura de salida del agua
 $t_2 = t_1 + Q/W_{cc} = 25 + 14210/(0.30 \times 4180) = 36.3^\circ\text{C}$

Cálculo de la DMLT

- contracorriente

$$DMLT = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \frac{(T_1 - t_2)}{(T_2 - t_1)}} = \frac{(60 - 36.5) - (50 - 25)}{\ln \frac{60 - 36.5}{50 - 25}} = 24.3^\circ\text{C}$$

- corrientes paralelas

$$DMLT = \frac{(T_1 - t_1) - (T_2 - t_2)}{\ln \frac{(T_1 - t_1)}{(T_2 - t_2)}} = \frac{(60 - 25) - (50 - 36.3)}{\ln \frac{60 - 25}{50 - 36.3}} = 22.7^\circ\text{C}$$

El área requerida será en cada caso

$$A = \frac{Q}{U \cdot DMLT}$$

es decir

$$14210/(1600 \times 24.3) = 0.36 \text{ m}^2 \text{ para contracorriente o bien}$$

$$14210/(1600 \times 22.7) = 0.391 \text{ m}^2 \text{ para corrientes paralelas.}$$

El largo de equipo necesario será en cada caso:

$$L = \frac{A}{\pi D_o}$$

D sea

$$L = 0,365 / (\pi \cdot 0,025) = 4,64 \text{ m para contracorriente}$$

y

$$L = 0,391 / (\pi \cdot 0,025) = 4,97 \text{ m para corrientes paralelas}$$

5-5 Cálculo del Coeficiente de Transferencia de Calor U y Pérdida de Carga para Intercambiador de Doble Tubo

El coeficiente de transmisión de calor U, se calcula a partir de los coeficientes peliculares según la Expresión (5-3-22). Para calcular cada uno de estos coeficientes, se utilizan las correlaciones comunes para flujo de calor en el interior de conductos.

5-5-1 Coeficiente Interno h_i

El coeficiente h_i se determina en función del número de Reynolds definido como:

$$Re = \frac{D_i \rho \cdot v}{\mu} = \frac{D_i G}{\mu} \quad (5-5-1)$$

Donde

G = densidad de flujo másico = $\rho \cdot v$

Las correlaciones son:

- a) Para régimen laminar ($Re < 2100$)²

$$Nu = 1,86 (Re \cdot Pr (D_i/L))^{0,33} (\mu/\mu_w)^{0,14} \quad (5-5-2)$$

Donde

Nu = Número de Nusselt = $h_i \cdot D_i / k$

Pr = Número de Prandtl = $c_p \mu / k$

μ/μ_w = cociente entre la viscosidad a la temperatura media del fluido en el tubo y la viscosidad a la temperatura media de la pared.

En la Expresión (5-5-2), L es el recorrido del fluido antes que ocurra un mezclado u homogeneización del mismo. Podemos pensar que para un intercambiador de doble tubo como el indicado en la Figura 5-14, el fluido del ánulo uniformiza su temperatura al pasar de un tubo al otro a través de las tes de unión, por lo tanto, L debe ser tomado como la longitud de un paso.

Para el fluido que circula dentro del tubo interno, Kern¹, sugiere adoptar para L el recorrido total, es decir la suma de los trayectos en todos los pasos.

Todas las propiedades físicas de la Expresión (5-5.2) a excepción de μ_w se deben tomar a la temperatura media del fluido dentro del tubo.

- b) Para régimen turbulento ($Re > 10.000$)²

$$Nu = 0.023 Re^{0,8} \cdot Pr^{0,33} (\mu/\mu_w)^{0,14} \quad (5-5-3)$$

Donde también aquí las propiedades físicas se evalúan a la temperatura media entre entrada y salida con excepción de μ_w que se toma a la temperatura de la pared del tubo.

- c) Para régimen de transición ($2100 < Re < 10.000$)

Esta es una zona altamente inestable, y todas las correlaciones que fueron sugeridas presentan

desviaciones importantes. Algunos autores¹, realizan interpolaciones gráficas entre las correlaciones correspondientes a los otros dos regímenes, pero la mejor recomendación es tratar de evitar el diseño en esta condición de flujo.

d) Para agua³

Para el caso particular del agua, se sugiere la siguiente ecuación dimensional:

$$h_i = 1423(1 + 0,0146 \cdot t) v^{0,8} / D_i^{0,2} \quad (5-5-4)$$

Donde

$h_i = (J/m^2 \cdot s \cdot K)$

$t =$ temperatura media del agua ($^{\circ}C$)

$v =$ velocidad (m/s)

$D_i =$ diámetro interno (m)

Kern¹, presenta un gráfico cuyos valores ajustan bien por medio de esta correlación, y extiende el rango de aplicación de la misma a velocidades de agua de 0,3 a 3 m/s, diámetros entre 0,01 y 0,05 m y temperaturas entre 5 y 95 $^{\circ}C$.

5-5-2 Cálculos para el Fluido del Anulo

En este caso son válidas las mismas correlaciones que las indicadas para el fluido de tubos, pero debe sustituirse el diámetro interno por el valor del diámetro equivalente del ánulo. Este se define como:

$$D_{eq} = 4 \times \frac{\text{Area de flujo}}{\text{Perímetro de transferencia}} \quad (5-5-5)$$

El perímetro de transferencia es el correspondiente al tubo interno, es decir $\pi \cdot D_o$, luego:

$$D_{eq} = 4 \times \frac{\pi (D_s^2 - D_o^2)}{4\pi D_o} \quad (5-5-6)$$

Donde D_s es el diámetro interno del tubo externo.

5-5-3 Pérdida de Carga en Intercambiadores de Doble Tubo

Cada vez que se debe diseñar o verificar un equipo, es importante poder predecir cual será la caída de presión que sufre cada uno de los fluidos al atravesar el intercambiador. La misma se puede calcular utilizando las expresiones comunes para flujo de fluidos, empleando un factor de fricción que se obtiene en función del número de Reynolds.

Cálculos para el Fluido del Tubo Interno

La expresión normalmente utilizada para calcular pérdida de carga en una cañería es:

$$\Delta p = 4 \cdot f \cdot \frac{L}{D_i} \cdot \rho \cdot \frac{v^2}{2} \quad (5-5-7)$$

Esta ecuación es válida para fluidos isotérmicos. Se la suele corregir para los casos de calentamiento o enfriamiento multiplicando por un factor $(\mu/\mu_w)^a$, donde $a = -0.14$ para régimen turbulento y -0.25 para régimen laminar.

El factor de fricción para utilizar en la Ecuación (5-5-7) es el de Fanning. Las gráficas de factor de fricción en función del número de Reynolds pueden obtenerse del Capítulo 4 o usar las siguientes expresiones:

a) Para la zona de $Re < 2100$, el factor de fricción se obtiene de la siguiente expresión derivada de la

ecuación de Hagen Pouiseuille:

$$f = 16/Re \quad (5-5-8)$$

b) En la zona turbulenta ($Re > 2100$), el factor de fricción depende de la rugosidad del material que constituye el caño.

Se han sugerido, sin embargo, algunas correlaciones simplificadas válidas para casos particulares. Para tubos lisos de intercambiadores (3/4 o 1"), se sugiere ⁴

$$f = 0,0014 + 0,125/Re^{0,32} \quad (5-5-9)$$

Para tubos de acero comercial ⁵

$$f = 0.0035 + 0,264/Re^{0,42} \quad (5-5-10)$$

Cálculos para el Fluido del Anulo

En este caso son válidas las mismas expresiones pero también debe utilizarse un diámetro equivalente para sustituir al diámetro interno. En este caso, el diámetro equivalente se define también por medio de la Ecuación (5-5-5), pero para el perímetro de transferencia debe tomarse el perímetro de fricción, es decir la suma de los correspondientes a ambos tubos. A este diámetro equivalente lo designaremos como D'_{eq} y será

$$D'_{eq} = 4x \frac{\pi(D_S^2 - D_o^2)/4}{\pi(D_o + D_S)} \quad (5-5-11)$$

5-5-4 Utilización de los Intercambiadores de Doble Tubo

El intercambiador de doble tubo es uno de los equipos más sencillos que permite realizar el intercambio térmico en forma continua entre dos fluidos.

En la Figura 5-14 a) se muestra una horquilla de un intercambiador pequeño y de construcción casera. En los casos en que sea necesaria una mayor área de transferencia será posible adicionar varias horquillas, una a continuación de la otra, en una configuración en serie, ver Figura 5-14b). Una horquilla, está formada por dos juegos de tubos concéntricos con las correspondientes piezas de conexión.

Obsérvese que casi todas las partes del equipo están constituidas por accesorios normales de cañerías, con lo que el armado de un equipo como éste, no requiere mano de obra muy especializada, ni técnicas especiales de calderería, y puede ser realizado en un taller modesto por un oficial cañista.

Puede apreciarse en la figura, que para evitar las pérdidas de fluido, deben colocarse empaquetaduras en los extremos, con sus correspondientes prensaestopas. Esto es necesario, dado que el equipo debe poder ser desarmado para su limpieza, por lo que no deben realizarse uniones soldadas.

En las uniones con empaquetadura, suelen producirse fugas de fluido, y permanentemente se debe controlar el grado de ajuste de los prensaestopas. Además, el desarme del equipo para la limpieza es bastante complicado y laborioso. Esta es una de las razones por la que este tipo de intercambiador no es muy utilizado en la industria.

Además, la longitud máxima de tubos que se suele emplear en la construcción de estos equipos es del orden de 6 m. Si se emplearan tubos más largos, se flexionarían y se distorsionaría el área anular originándose una mala distribución de flujo.

El área máxima de transferencia que puede tener una horquilla, es entonces muy reducida, con lo que resulta necesario emplear un número grande de horquillas para la mayor parte de las aplicaciones industriales. Esto hace que el equipo resultante sea muy poco compacto, ocupe mucho espacio y requiera gran mantenimiento.

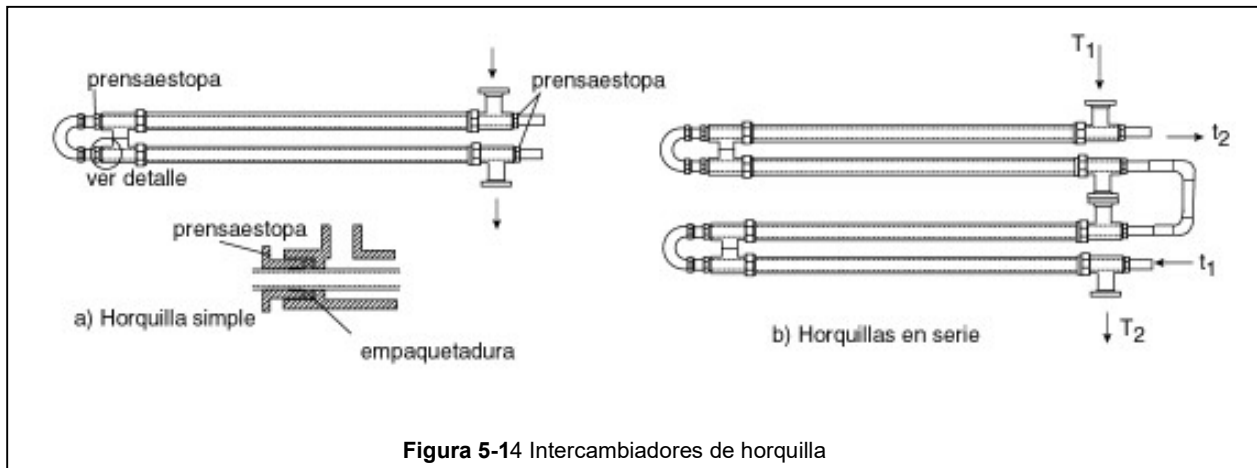


Figura 5-14 Intercambiadores de horquilla

Por lo general, los tubos que se utilizan en la construcción de este tipo de intercambiadores responden a alguna de las combinaciones indicadas en la Tabla 5-1.

Tabla 5-1 Combinaciones comunes para intercambiadores doble tubo (dimensiones en pulgadas)

φ tubo externo	φ tubo interno					
	3/4	1	1 1/4	1 1/2	2	3
2						
2 1/2						
3						
4						

Si bien al aumentar el diámetro de los tubos, aumentan las secciones de pasaje y se podrían manejar caudales de fluido mayores, la relación área de transferencia/área de flujo empeora al aumentar el diámetro de los tubos.

Por ejemplo, un tubo de 3 cm de diámetro, tiene un área de flujo de $0,03^2 \pi/4 = 0,0007 \text{ m}^2$. El área lateral por metro de tubo es $\pi \times D = \pi \times 0,03 = 0,094 \text{ m}^2/\text{m}$.

Si se emplearan dos tubos de 2 cm de diámetro, el área de flujo sería $2 \times \pi \times 0,02^2/4 = 0,00063 \text{ m}^2$, (un poco menor que antes). El área lateral de transferencia, es, en cambio $2 \pi D = 2 \pi \times 0,02 = 0,125 \text{ m}^2/\text{m}$.

Esto significa que utilizando dos tubos de 2 cm, se logra una velocidad de flujo algo mayor (lo que significa mayor coeficiente de transferencia) y mayor área de intercambio que con un solo tubo de 3 cm.

Esto significa que desde el punto de vista de la transmisión de calor, aquella alternativa es la más conveniente. Esta es la razón por la que el diámetro de los tubos no puede aumentarse indefinidamente. En el caso en que los caudales de fluido a manejar requieran mayores secciones de pasaje que las indicadas en la tabla 5-1, se puede recurrir a la colocación de equipos en paralelo.

También es posible, en los casos en que resulta necesario aumentar el área de flujo del fluido que circula por el tubo interno, construir intercambiadores con más de un tubo interior dentro de un solo tubo externo. En este caso, la construcción del equipo resulta más compleja, dado que siempre es necesario que el equipo sea desarmable para su limpieza. Estos equipos son conocidos como intercambiadores de horquilla, (hairpin heat exchangers). Una posible forma constructiva se muestra en la Figura 5-15.

Los tubos se insertan y sueldan a una placa de tubos. Dicha placa tiene una ranura donde se inserta un anillo metálico partido en dos mitades de manera de poderlas introducir y retirar de la ranura. La brida de respaldo, comprime al anillo partido contra la brida del cuerpo y así el equipo queda cerrado.

Para proceder al desarme, se retiran los cabezales de ambos extremos, y luego de retirar el anillo partido, el conjunto de los tubos y la placa tubular puede retirarse hacia la derecha.

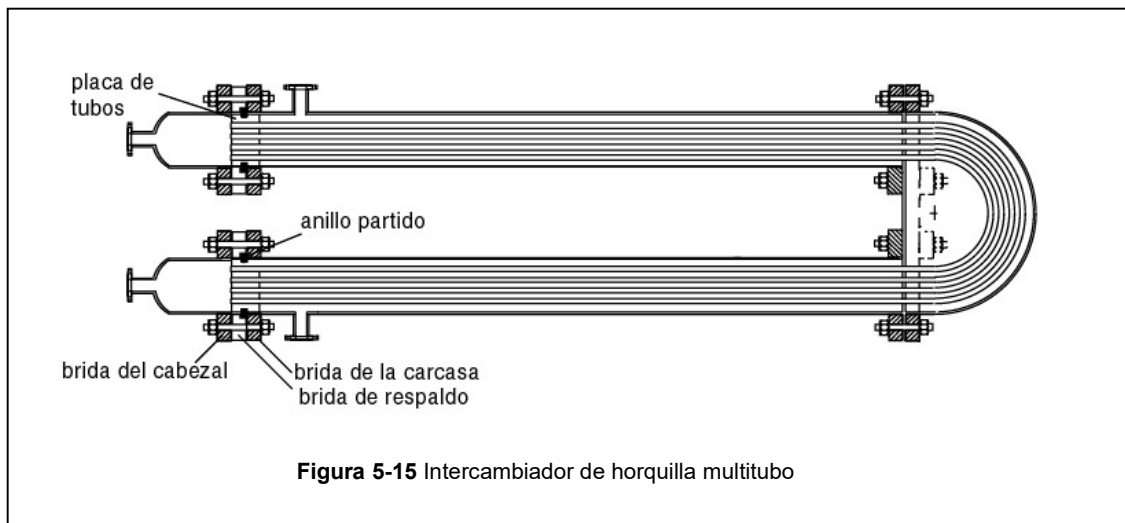
Estos equipos son generalmente construidos por firmas especializadas y existen varios sistemas patentados para efectuar el cierre y permitir el desarme. Son equipos que resultan económicos en los casos en que los caudales son pequeños y se necesita mantener una disposición en contracorriente.

Están limitados a unos pocos tubos, ya que para tamaños mayores, este tipo de construcción se hace dificultosa y no resultan competitivos frente a los intercambiadores de casco y tubo que se estudiarán en el próximo capítulo. Por lo tanto, se puede afirmar que los intercambiadores de horquilla están limitados a aplicaciones en las que la superficie de transferencia requerida es del orden de 10 a 15 m² o menos.

5-6 Especificaciones de Proceso de un Intercambiador de Calor

Diseñar un equipo, significa decidir sus características de modo que dicho equipo sea apto para llevar a cabo un determinado servicio. Este servicio está definido por las condiciones de proceso que se deben satisfacer, y el diseñador debe buscar el cumplimiento de estas condiciones del modo más económico posible. Los datos de proceso a los que debe ajustarse el diseño son:

- Especificaciones sobre la performance térmica.
- Especificaciones sobre la pérdida de carga de las corrientes.
- Coefficientes de ensuciamiento.
- Limitaciones geométricas.



Veremos como estos datos condicionan el diseño del equipo.

5-6-1 Especificaciones sobre la Performance Térmica

Las variables que definen la performance térmica de un intercambiador están relacionadas por las ecuaciones del balance térmico:

$$Q = W_h c_h (T_1 - T_2) \quad (5-6-1)$$

$$Q = W_c c_c (t_2 - t_1) \quad (5-6-2)$$

Vemos que las variables de este sistema de ecuaciones son siete: W_h , W_c , T_1 , T_2 , t_1 , t_2 y Q . De estas variables, para que el problema quede definido se deben definir cinco, con lo que las dos restantes se calculan por medio de las Ecuaciones (5-6-1) y (5-6-2).

Por ejemplo, una situación común es la de tener definidos los caudales de proceso, las temperaturas de entrada, y las temperaturas que se quiere lograr en una de las corrientes (T_2 ó t_2). La otra de estas temperaturas y el valor de Q se calculan entonces a partir de las Ecuaciones (5-6-1) y (5-6-2).

Otras veces, interesa enfriar un determinado caudal W_h desde una temperatura T_1 hasta una

temperatura T_2 . Para ello se dispone de agua de refrigeración a una cierta temperatura t_1 . Las condiciones de diseño de los sistemas de enfriamiento industrial, frecuentemente limitan la temperatura de retomo del agua de refrigeración. En estos casos, entonces, la temperatura t_2 es también un dato de proceso, y con las Ecuaciones (5-6-1) y (5-6-2) se calculan W_c y Q

En el caso en que no estén definidas las cinco variables necesarias, deberán adoptarse. Por ejemplo, pudiera ocurrir que ni el caudal de agua de refrigeración ni la temperatura de descarga hayan sido definidas al diseñador. En tal caso, éste deberá adoptar alguna de dichas variables.

Para ello, se deberá tener en cuenta que cuanto mayor sea el caudal de agua de refrigeración con que se retira una dada cantidad de calor del fluido caliente, tanto menor será el salto de temperaturas $t_2 - t_1$ que dicha agua experimenta. Esto se ilustra en la Figura 5-16.

La curva h corresponde a la evolución del fluido caliente. La curva a, presenta la evolución del agua de refrigeración si se emplea un caudal de agua W_{ca}

Si trabajamos con un caudal de agua de refrigeración W_{cb} , la variación de temperaturas del agua estará dada por la curva b. En este caso es $W_{cb} > W_{ca}$

Podemos ver entonces, que la diferencia de temperaturas entre el fluido caliente (curva h), y el fluido frío (curvas a o b) es mayor si se utiliza una gran cantidad de agua de refrigeración, es decir en el caso de la curva b.

Por lo tanto, para lograr la transferencia de calor deseada será necesario una menor superficie de transferencia, dado que se dispone de un mayor ΔT .

Entonces, el problema consiste en balancear económicamente una menor área del equipo contra un mayor gasto de bombeo del agua de refrigeración, y de este análisis surgirá el valor más conveniente a adoptar para el diseño.

En los casos en que la diferencia de temperaturas entre los dos fluidos sea considerablemente mayor que el salto térmico que sufre cada corriente, la reducción de área que se logrará al incrementar el caudal no será significativa como se ilustra en los siguientes ejemplos. -

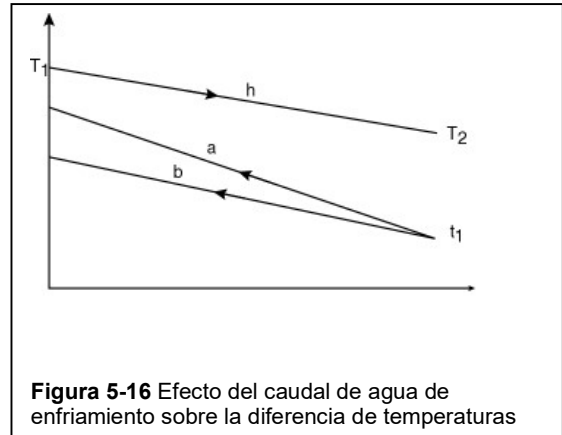


Figura 5-16 Efecto del caudal de agua de enfriamiento sobre la diferencia de temperaturas

Ejemplo 5-3

Para enfriar 20 kg/s de benceno ($c = 1650 \text{ J/kg K}$) desde 35°C hasta 30°C , se piensa utilizar 4 kg/s de agua de refrigeración disponible a 20°C .
 Cuál será la reducción en el área de intercambio necesaria si se duplica el caudal de agua?

Solución

Para el caso original, es decir con 4 kg/s de agua, será

$$Q = W_h c_h (T_1 - T_2) = 20 \times 1650 \times (35 - 30) = 165.000 \text{ J/s}$$

La temperatura de salida del agua será

$$t_2 = t_1 + Q / W_c c_c = 20 + 165.000 / (4 \times 4180) = 29.86^\circ\text{C}$$

Para una disposición en contracorriente, la DMLT es:

$$DMLT = \frac{(35 - 29.86) - (30 - 20)}{\ln \frac{(35 - 29.86)}{30 - 20}} = 7.3^\circ\text{C}$$

El área requerida será:

$$A_1 = Q / (U \text{ DMLT}) = Q / (7.3 U)$$

Si se duplica el caudal de agua de enfriamiento, para realizar el mismo servicio la nueva temperatura de salida deberá ser:

$$t'_2 = 20 + 165000 / (8 \times 4180) = 24,93^\circ \text{ C}$$

y entonces

$$DMLT = \frac{(35-24,93)-(30-20)}{\ln \frac{35-24,93}{30-20}} = 10,03^\circ \text{ C}$$

El área requerida será ahora:

$$A_2 = Q / (U \cdot DMLT) = Q / (U \cdot 10,03)$$

Vemos entonces, que aún en el caso en que los coeficientes de transferencia fuesen iguales, la alternativa de mayor caudal permite una reducción del área del orden del 30%. Esta diferencia puede ser aún mayor si se tiene en cuenta que es probable que al aumentar el caudal de agua pueda lograrse un mejor coeficiente de transferencia.

Ejemplo 5- 4

Repetir el ejemplo anterior pero suponiendo que el enfriamiento del benceno debe hacerse entre 65 y 60° C.

Solución:

La cantidad de calor a retirar es la misma que en el caso anterior. Por lo tanto, si se utilizan 4 kg/s de agua, la temperatura de salida de la misma será nuevamente, de 29.86° C.
Entonces

$$DMLT = \frac{(65-29,86)-(60-20)}{\ln \frac{65-29,86}{60-20}} = 37,51$$

El área requerida será entonces:

$$A_1 = Q / (37,51 U)$$

Si se duplica el caudal de agua, su temperatura de salida es de 24.93° C y entonces:

$$DMLT = \frac{(65-24,93)-(60-20)}{\ln \frac{65-24,93}{60-20}} = 40,03$$

La nueva área será:

$$A_2 = Q / (40,03 U)$$

Vemos que la disminución de área que se logra en este caso es de sólo 6%. Ello se debe a que al duplicarse el caudal de agua, si bien la temperatura de salida de la misma se reduce casi 5°C, esto tiene poco efecto en un valor de casi 40° C de la DMLT.

5-6-2 Especificaciones sobre la Pérdida de Carga de las Corrientes

Para mejorar los coeficientes de transferencia de un intercambiador de calor es preciso aumentar la velocidad de los fluidos. Es preferible desde el punto de vista de la transmisión de calor utilizar un tubo de pequeño diámetro y gran longitud antes que otro más corto pero de mayor diámetro teniendo ambos la misma área de transferencia.

Sin embargo, el aumento de velocidad acarrea un aumento en la pérdida de carga de los fluidos. Si el intercambiador debe ser instalado en un proceso existente, la pérdida de carga máxima tolerable para cada fluido es un dato al que debe ajustarse el diseño. En caso que el equipo esté destinado a un nuevo proceso, puede ocurrir que sea el diseñador quien fije el valor de la pérdida de carga con que trabajará el intercambiador, y luego se especificarán las bombas necesarias para lograr vencer este Δp .

En estos casos, el problema consiste en balancear un mayor costo del intercambiador contra una mayor potencia de bombeo, debiéndose obtener la solución económicamente más conveniente.

5-6-3 Coeficientes de Ensuciamiento

La responsabilidad de fijar el valor del coeficiente de ensuciamiento no corresponde al ingeniero de diseño. El valor de la resistencia de ensuciamiento es un dato que pertenece a la tecnología del proceso. y el mismo debe ser suministrado a los ingenieros de diseño como lo son las propiedades físicas de las corrientes manejadas.

En los casos en que el diseño de un intercambiador de calor sea realizado por la firma constructora, es fundamental que el comprador del equipo incluya el dato de R_f en la especificación técnica con la que se hace el llamado a licitación, puesto que de este modo se asegura que las ofertas recibidas de los distintos proveedores sean homogéneas y comparables.

En ciertos casos, el diseñador podrá, de acuerdo con su experiencia, sugerir valores de resistencia de ensuciamiento, los cuales podrán o no ser aceptados por el comitente, pero de todos modos, ambas partes deben siempre acordar cual será el valor de R_f en que se basará el diseño. Los datos de las tablas en el Apéndice 6, sirven como guía en ausencia de información más específica,

5-6-4 Limitaciones Geométricas.

Por lo general, existen siempre restricciones al diseño basadas en consideraciones mecánicas o de espacio. Estas son, por ejemplo, largo máximo del equipo, altura, posición de trabajo (horizontal o vertical), posición relativa de las conexiones, etc. Es conveniente que el diseñador de un equipo se interiorice siempre de las características de la planta en la que será instalado, particularmente en lo que se refiere a su lugar de emplazamiento. Se debe hacer notar que la solución a un problema de diseño no es única; sino que por lo general existen varias alternativas posibles, y de este modo, el diseñador podrá elegir la que más se adecue a los requerimientos particulares del caso.

5-7 Esquema de Diseño de un Intercambiador de Doble Tubo

Desarrollaremos a continuación los pasos a seguir para el diseño de un intercambiador de doble tubo. Supondremos que ya se han especificado las condiciones de proceso indicadas en el punto anterior, es decir que se conocen los caudales, temperaturas de entrada y salida, pérdidas de carga admisibles en ambas corrientes y resistencia de ensuciamiento. Supondremos además que se ha fijado un largo máximo para el equipo al cual llamaremos L_t . Esto significa que la construcción del intercambiador se realizará con tubos de esta longitud, y se logrará el área deseada adicionando tubos en serie como se indica en la Figura 5-14 b.

El procedimiento de diseño deberá entonces seguir los siguientes pasos.

1) Selección del diámetro de tubos

Las combinaciones usuales de tubos externo e interno que pueden utilizarse en el diseño se indican en la Tabla 5-1. Cuanto menor sea la sección de flujo para ambos fluidos aumentará la velocidad y el coeficiente de transferencia, pero también lo hará la pérdida de carga.

Como una primera aproximación se aconseja seleccionar el diámetro de los tubos en función de la velocidad de los fluidos. Por ejemplo, para el caso de líquidos poco viscosos se aconseja trabajar con velocidades entre 1 y 2 m/s. Para líquidos viscosos este valor se reduce.

El área de flujo necesaria para cada fluido será entonces:

$$a = \frac{W}{\rho v} \quad (5-7-1)$$

Una vez calculada el área de flujo para ánulo y tubo, se eligen los diámetros de los tubos de modo de lograr estas áreas. Puede ocurrir aquí que resulte necesario colocar cuerpos en paralelo, si es que los caudales a manejar son grandes.

Al finalizar el cálculo y conocerse la longitud del equipo, se deberá verificar la pérdida de carga para cada corriente, y puede ocurrir que esto haga necesario modificar los diámetros seleccionados. El criterio de la velocidad recién enunciado debe entonces tomarse sólo como una primera aproximación al diseño.

2) Cálculo de los coeficientes peliculares

Conociendo los caudales y las secciones de flujo se pueden calcular los números de Reynolds para tubo y ánulo. Con dichos valores se obtienen los coeficientes peliculares por medio de las correlaciones estudiadas en la Sección 5-5.

Las propiedades físicas de los fluidos deben ser obtenidas a la temperatura media entre la entrada y la salida. El valor de la viscosidad a la temperatura de la pared no puede calcularse desde el principio puesto que no se conoce esta temperatura. Lo que se suele hacer, por lo tanto, es suponer que los factores de corrección $(\mu/\mu_w)^{0.14}$ son unitarios. Con esta simplificación se obtienen valores provisorios para los coeficientes h_o y h_{io} .

Se plantea entonces la ecuación de transferencia de calor por convección para cada lado de la pared, es decir:

$$h_o (T - T_w) = h_{io} (T_w - t) \quad (5-7-2)$$

si el fluido del ánulo es el caliente, o bien

$$h_{io} (T - T_w) = h_o (T_w - t) \quad (5-7-3)$$

si el fluido de los tubos es el caliente.

En las Expresiones (5-7-2) y (5-7-3), las variables T y t representan las temperaturas medias de las corrientes caliente y fría respectivamente, mientras que T_w tiene el significado de una temperatura media para la pared, no necesariamente coincidente con el promedio de las temperaturas de la pared en los dos extremos del equipo.

De las Expresiones (5-7-2) ó (5-7-3) puede despejarse el valor de T_w . Con este valor se pueden calcular los factores de corrección $(\mu/\mu_w)^{0.14}$, y corregir los valores anteriores de h_o y h_{io} . El procedimiento podría ser iterativo, pero por lo general resulta suficiente con la primera estimación.

3) Cálculo del coeficiente global de transmisión de calor.

Conociendo los coeficientes peliculares individuales y la resistencia de ensuciamiento, se puede calcular

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_o} + \frac{1}{h_{io}} + R_f \quad (5-7-4)$$

4) Cálculo de la DMLT

Con las temperaturas de entrada y de salida se calcula la DMLT por medio de las Expresiones (5-4-22) ó (5-4-23) según corresponda.

5) Cálculo del área

El área del equipo se obtiene como:

$$A = \frac{Q}{U \cdot DMLT} \quad (5-7-5)$$

6) Cálculo de la longitud total de intercambio y del número de tubos.

La longitud de tubos requerida será entonces:

$$L = \frac{A}{\pi \cdot D_o} \quad (5-7-6)$$

Y entonces, el número de tubos en serie se calcula como:

$$n_t = L / L_t \quad (5-7-7)$$

7) Cálculo de la pérdida de carga

Se calculan, con los números de Reynolds de cada corriente, los factores de fricción con las correlaciones indicadas en la Sección 5-5. La pérdida de carga para cada fluido se calcula por medio de

$$\Delta p_t = 4.f. \frac{L}{D} \rho \frac{v^2}{2} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^a \quad (5-7-8)$$

con $a = -0,14$ para $Re > 2100$
y $a = -0,25$ para $Re < 2100$

En la Expresión (5-7-8) se toma para D el valor de D_i o D'_{eq} según corresponda.

Normalmente se acepta que para el caso de un intercambiador con más de un tubo de intercambio, el fluido del ánulo experimenta una pérdida de carga adicional al pasar de un tubo a otro a través de las tes de conexión. Este valor adicional se toma como

$$\Delta p_r = \frac{n_t}{2} \frac{\rho v^2}{2} \quad (5-7-9)$$

De este modo para el fluido del ánulo la pérdida de carga total es la suma de

$$\Delta p = \Delta p_t + \Delta p_r \quad (5-7-10)$$

8) Modificación del diseño original

Si la pérdida de carga es excesiva deberá aumentarse la sección de flujo, lo cual se logra aumentando el diámetro de los tubos o colocando más derivaciones en paralelo.

En caso que se disponga de margen con respecto al valor admisible de Δp , se podría intentar reducir la sección de flujo. En ambos casos el cálculo del equipo debe reiniciarse.

Puesto que no es posible modificar la sección de flujo del fluido del tubo interno sin afectar el ánulo, resulta que el diseño de un intercambiador de este tipo es difícil de optimizar, y con frecuencia debe permitirse en el diseño que una de las corrientes quede con una pérdida de carga muy holgada para poder satisfacer el Δp máximo fijado para la otra.

De todos modos, tal como ya se ha explicado, este tipo de intercambiador está limitado a aplicaciones de pequeña área y de bajo costo. Más adelante, se estudiarán otras clases de intercambiadores de calor en los que, por ser mayor el número de variables de diseño, es posible aprovechar al máximo la pérdida de carga disponible de cada corriente.

Una vez completado el diseño térmico de un equipo, se debe proceder al diseño mecánico. Esto significa decidir espesores, serie de las conexiones, materiales, tipos de juntas, etc., como así también la elaboración de los planos de detalle. Estos temas son de competencia de la Ingeniería Mecánica, y no serán tratados aquí.

Ejemplo 5- 5

Se desean enfriar 0.8 kg/s de un solvente cuyas propiedades se indican más abajo, desde 40 °C hasta 30° C. Se utilizarán para ello una corriente de etilenglicol a 5°C, para la cual puede adoptarse una temperatura de salida no mayor de 25° C. Diseñar un intercambiador apropiado para este servicio, teniendo en cuenta que las pérdidas de carga de ambas corrientes no deben exceder de 110000 N/m².

La resistencia de ensuciamiento combinado debe ser de 5×10^{-4} s m² K/J. Las propiedades del solvente a la temperatura de 35°C son

$$\begin{aligned} \rho &= 790 \text{ kg/m}^3 \\ c &= 1922 \text{ J/kgK} \\ \mu &= 0.95 \text{ cp} = 0.95 \times 10^{-3} \text{ kg/ms} \\ k &= 0.187 \text{ J/smK} \end{aligned}$$

Solución

Las propiedades del etilenglicol son las siguientes

$$\begin{aligned}\rho &= 1010 \text{ kg/m}^3 \\ c &= 2340 \text{ J/ kg K} \\ k &= 0.264 \text{ J/s m K}\end{aligned}$$

Viscosidad (kg/ms)				
T°C	10	20	30	35
μ	0.028	0.020	0.014	0.012

El etilenglicol es un fluido que se utiliza como refrigerante intermedio en las instalaciones frigoríficas debido a su bajo punto de congelación. A estas sustancias se las conoce como salmueras. En este caso, las condiciones de operación del ciclo frigorífico establecen una temperatura máxima de retomo de la salmuera caliente, y se deberá seleccionar el caudal de la misma de modo de no superar este límite.

Supongamos que se adopta para la salmuera la temperatura máxima de 25° C, con lo que el caudal de salmuera será el mínimo.-

La cantidad de calor a intercambiar es

$$Q = W_h C_h (T_1 - T_2) = 0.8 \times 1922 \times (40 - 30) = 15376 \text{ J/s}$$

El caudal de salmuera a utilizar será

$$W_c = Q / (c_c (t_2 - t_1)) = 15376 / (2340 (25 - 5)) = 0.32 \text{ kg/s}$$

1. Selección de diámetros

Adoptaremos para el solvente una velocidad de 1 m/s a los efectos de preseleccionar un diámetro. Vemos que para lograr la velocidad deseada se requiere un área de flujo de

$$a_t = W_h / \rho v = 0.80 / (790 \times 1) = 1.01 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

Si el solvente circula por el tubo interno, esta sección corresponde a un diámetro de

$$D_i = \sqrt{\frac{4 \cdot a_t}{\pi}} = 0.036 \text{ m}$$

Este diámetro corresponde aproximadamente al de un caño de 1 1/4" Sch 40 cuyas características son

$$\begin{aligned}D_i &= 0.035 \text{ m} \\ D_o &= 0.0421 \text{ m}\end{aligned}$$

$$a_t = \pi D_i^2 / 4 = 9.62 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

Si construimos el equipo con este caño, la velocidad del solvente será:

$$V = W / (\rho \cdot a_t) = 0.80 / (790 \times 9.62 \times 10^{-4}) = 1.05 \text{ m/s}$$

Se puede ver en la tabla 1 que una combinación estándar es la de utilizar para el tubo externo un diámetro de 2".

Si se emplea un caño de 2" Sch 40 cuyo diámetro es

$$D_s = (\text{diámetro interno}) = 0.0525 \text{ m}$$

resulta para el ánulo un área de flujo de

$$a_s = \pi \frac{D_s^2 - D_o^2}{4} = \pi \frac{0.0525^2 - 0.0421^2}{4} = 7.75 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

La velocidad de la salmuera en el ánulo es entonces

$$v = W_c / (a_s \cdot \rho) = 0.32 / (7.75 \times 10^{-4} \times 1010) = 0.408 \text{ m/s}$$

Esta velocidad es aceptable para un fluido viscoso.

En caso que el valor resultante hubiera sido demasiado bajo, hubiera podido analizarse la alternativa de utilizar un mayor caudal de salmuera para mejorar de esta forma los coeficientes de transferencia

2 Cálculo de los coeficientes de transferencia de calor

Cálculos para el solvente

$$Re_t = \frac{D_i v \rho}{\mu} = \frac{0.035 \times 1.05 \times 790}{0.95 \times 10^{-3}} = 30560$$

$$Pr = \frac{c \cdot \mu}{k} = \frac{1922 \times 0.95 \times 10^{-3}}{0.187} = 9.76$$

$$h_i = 0.023 \cdot Re_t^{0.8} Pr^{0.33} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \frac{k}{D_i} = 0.023 \times 30560^{0.8} \times 9.76^{0.33} \times \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \times \frac{0.187}{0.035} = 1011 \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14}$$

En primera aproximación se desprecia el factor de corrección por viscosidades
Luego

$$h_{io} = h_i \frac{D_i}{D_o} = 1011 \frac{0.035}{0.0421} = 839 \text{ J/s.m}^2\text{K}$$

Cálculos para la salmuera

Diámetro equivalente = 4 R_H

$$R_H = \frac{\text{area de flujo}}{\text{perimetro tubo interno}} = \frac{7.75 \times 10^{-4}}{\pi \times 0.0421} = 5.85 \times 10^{-3}$$

$$\therefore Deq = 4 \times 5.85 \times 10^{-3} = 0.023\text{m}$$

La temperatura media del etilenglicol es 15 °C. A esta temperatura la viscosidad es 0.024. El número de Reynolds para transmisión de calor es:

$$Re_s = \frac{D_{eq} \cdot v \cdot \rho}{\mu} = \frac{0.023 \times 0.408 \times 1010}{0.024} = 394$$

El coeficiente de transferencia se puede calcular a partir de

$$\frac{h_o D_{eq}}{k} = 1.86 \left(Re_s Pr \frac{D_{eq}}{L} \right)^{0.33} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14}$$

Supongamos que el equipo será construido empleando caños de 6 m de longitud. Tomando para L la longitud de cada caño y despreciando en una primera aproximación el factor de corrección de viscosidades

$$h_o = 1.86 \frac{k}{D_{eq}} \left(Re_s Pr \frac{D_{eq}}{L} \right)^{0.33} = 1.86 \frac{0.264}{0.023} \left[394 \times \left(\frac{2340 \times 0.024}{0.264} \right) \times \frac{0.023}{6} \right]^{0.33} = 144 \text{ J/s.m}^2\text{K}$$

Cálculo de la temperatura de la pared

Será $h_o(T_w - t) = h_{io}(T - T_w)$

Siendo

T = temp. media del fluido caliente = 35°C

t = temp. media del fluido frío = 15°C

T_w = temp. media de la pared

$$\therefore 144(T_w - 15) = 839(35 - T_w), \text{ de donde } T_w = 32^\circ\text{C}$$

A esta temperatura la viscosidad del etilenglicol es 0.013 kg/ms

El factor de corrección es, para el etilenglicol

$$\left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} = \left(\frac{0.024}{0.013} \right)^{0.14} = 1.08$$

luego $h_o = 144 \times 1.08 = 156$

El factor de corrección para el solvente es despreciable dado que la temperatura de pared prácticamente coincide con la temperatura media del mismo

3-Cálculo del coeficiente total

$$U = \left(\frac{1}{h_o} + \frac{1}{h_{io}} + Rf \right)^{-1} = \left(\frac{1}{155} + \frac{1}{389} + 5 \times 10^{-4} \right)^{-1} = 124 \text{ J/sm}^2 \text{ K}$$

4-Cálculo de la DMLT

$$DMLT = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1}} = \frac{(40 - 25) - (30 - 5)}{\ln \frac{40 - 25}{30 - 5}} = 19.5^\circ \text{C}$$

5-Cálculo del área

El área requerida será entonces

$$A = \frac{Q}{U(DMLT)} = \frac{15376}{124 \times 19.5} = 6.36 \text{ m}^2$$

El área de cada tubo es:

$$\pi \cdot D_o \cdot L = \pi \times 0.0421 \times 6 = 0.794 \text{ m}^2$$

Por lo tanto, el número de tubos en serie será:

$$6.36 / 0.794 = 8 \text{ tubos}$$

Por lo tanto, el equipo propuesto consiste en 4 horquillas (8 tubos) de 6 m de longitud formado por tubos de 1 1/4" (interno) y 2" (externo) conectados en serie. Se debe verificar ahora el valor de la pérdida de carga

6-Cálculo de la pérdida de carga

Cálculos para el etilenglicol

Para calcular la pérdida de carga, el diámetro equivalente del ánulo será

$$D_{eq} = D_s - D_o = 0.0525 - 0.0421 = 0.0104 \text{ m}$$

Número de Reynolds

$$Re'_s = \frac{D_{eq} \cdot v \cdot \rho}{\mu} = \frac{0.0104 \times 0.408 \times 1010}{0.024} = 178$$

Para régimen laminar será:

$$f = 16 / Re_s = 0.090$$

$$\Delta p = 4 \cdot f \cdot \frac{L}{D'_{eq}} \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.25} = 4 \times 0.090 \times \frac{8 \times 6}{0.0104} \times 1010 \times \frac{0.408^2}{2} \times \left(\frac{0.013}{0.024} \right)^{0.25} = 119000 \text{ N/m}^2$$

A este valor se le debe sumar el término correspondiente a los pasos de una horquilla a otra, es decir $4 \times \rho \cdot v^2 / 2$, valor que resulta despreciable.

Vemos entonces que el valor de pérdida de carga para la salmuera excede apenas ligeramente el valor permitido, con lo cual muy probablemente este valor pueda ser tolerado por el proceso.

En caso que se deseara reducir este Δp , se debería reducir ligeramente el caudal de salmuera. Si bien esto produciría una temperatura de salida para la misma que superaría el valor admisible de 25°C , el exceso sería también muy pequeño.

En caso de no aceptarse tampoco esta posibilidad, no queda más remedio que aumentar el diámetro de los tubos para ofrecer más sección de pasaje.

Cálculos para el solvente

Utilizando la expresión

$$f=0.0035 \times \frac{0.264}{\text{Re}_t^{0.42}} = 0.0035 \times \frac{0.264}{30560^{0.42}} = 6.9 \times 10^{-3}$$

Resulta

$$\Delta p = 4.f. \frac{L}{D_i} \frac{\rho \cdot v^2}{2} = 4 \times 6.9 \times 10^{-3} \times \frac{6 \times 8}{0.035} \times 790 \times \frac{1.05^2}{2} = 16900 \text{ N/m}^2$$

Valor mucho menor que el máximo permitido.

Esto significa, en principio, que podría aumentarse la velocidad del solvente, con lo que se mejoraría el h_i . Sin embargo, puesto que la resistencia controlante es la del etilenglicol, esto tendría poco efecto en el valor de U . Por otra parte, si se reduce el diámetro del tubo interno disminuirá la velocidad del fluido del ánulo, con lo que se reducirá el valor de h_o . Esta disminución difícilmente puede compensarse reduciendo el diámetro del tubo externo, dado que el etilenglicol está muy cerca de su pérdida de carga máxima. Por lo tanto, este diseño se considera definitivo.

Ejemplo 5- 6

Calcular la longitud que se requerirá para el intercambiador del ejemplo anterior si en lugar de utilizar etilenglicol como refrigerante se utiliza agua a la misma temperatura (5°C) con las mismas limitaciones en cuanto a pérdida de carga.

Solución

Dado que se empleará un fluido de menor viscosidad, se podía adoptar una velocidad más alta. Si adoptamos 2m/s para el agua, su caudal será

$$W = \rho \cdot v \cdot a_s = 1000 \times 2 \times 7.75 \times 10^{-4} = 1.55 \text{ kg/s}$$

El salto de temperaturas para el agua será, entonces

$$t_2 - t_1 = \frac{Q}{W_c c_c} = \frac{15376}{1.55 \times 4180} = 2.4^\circ \text{C}$$

luego: $t_2 = 5 + 2.4 = 7.4^\circ \text{C}$

La DMLT será entonces

$$\text{DMLT} = \frac{(40-7.4)-(30-5)}{\ln \frac{40-7.4}{30-5}} = 28.6^\circ \text{C}$$

Para calcular el coeficiente de transmisión de calor utilizaremos la ecuación (5.5.4) con el diámetro equivalente para el ánulo

$$h_o = 1423(1+0.0146t) \frac{v^{0.8}}{D_{eq}^{0.2}} = 1423(1+0.0146 \times 6.2) \left(\frac{2^{0.8}}{0.023^{0.2}} \right) = 5750 \text{ J/s.m}^2 \text{K}$$

Si suponemos despreciable la variación de las propiedades físicas del solvente con la temperatura, el coeficiente del tubo interno será el mismo que el determinado en el ejemplo anterior

$$\text{Luego } U = \left(\frac{1}{5750} + \frac{1}{839} + 5 \times 10^{-4} \right)^{-1} = 535 \text{ J/sm}^2$$

Por lo tanto :

$$A = \frac{Q}{U \cdot \text{DMLT}} = \frac{15376}{535 \times 28.6} = 1 \text{ m}^2$$

La longitud necesaria es

$$\frac{A}{\pi D_o} = \frac{1.0}{\pi \times 0.042} = 7.6 \text{ m}$$

Se puede utilizar una horquilla de 2 tubos de 4 m de longitud c/u. (Area = 1.05 m²)

Cálculo de la pérdida de carga para el agua

La viscosidad del agua a la temperatura media de 6°C es 1.5 x 10⁻³ kg/ms

$$Re_s = \frac{D'_{eq} \cdot v \cdot \rho}{\mu} = \frac{0.0104 \times 2 \times 1000}{1.5 \times 10^{-3}} = 13866$$

Para régimen turbulento

$$f = 0.0035 + \frac{0.264}{Re^{0.42}} = 0.0035 + \frac{0.264}{13866^{0.42}} = 8.3 \times 10^{-3}$$

$$\Delta p = 4 \cdot f \cdot \frac{L}{D_{eq}} \cdot \frac{\rho v^2}{2} = 4 \times 8.3 \times 10^{-3} \cdot \frac{8}{0.0104} \times 1000 \times \frac{2^2}{2} = 51076 \text{ N/m}^2$$

Nuevamente, la pérdida de carga en los retornos es despreciable.-

Vemos entonces que se puede lograr el enfriamiento del solvente utilizando un equipo cuya área es seis veces menor que la del ejemplo anterior con una pérdida de carga más reducida. Esto se consigue gracias a:

- Un coeficiente de transferencia de calor mucho mayor al utilizar un fluido de menor viscosidad.
- Un mayor valor de DMLT dado que se utiliza un mayor caudal de refrigerante.

Podemos ver que ahora el coeficiente controlante ha pasado a ser el del solvente. Esto significa que podría lograrse una reducción importante del área de intercambio aumentando la velocidad del mismo. El diseño puede entonces mejorarse empleando tubos de menor diámetro.

Nótese además que al reducirse la longitud del equipo se produce una disminución de Δp con lo que se tiene un mayor margen para aumentar las velocidades.

Ejemplo 5-7

Calcular cual será la temperatura de salida del solvente cuando el equipo diseñado en el ejemplo anterior se ponga en funcionamiento y su resistencia de ensuciamiento sea nula.

Solución

Si el caudal de agua de enfriamiento se mantiene, el coeficiente de transferencia estará dado por

$$U_c = \frac{1}{5750} + \frac{1}{839} = 732 \text{ J/sm}^2 \text{ K}$$

Con este valor del coeficiente de transferencia, se logrará una mayor transmisión de calor, lo cual significará una menor temperatura de salida del solvente y mayor temperatura de salida del agua.

Esto a su vez, significará una menor DMLT que la calculada para el ejemplo anterior.

El punto de equilibrio, se obtiene para los valores de t_2 , T_2 y Q que satisfagan el siguiente sistema de ecuaciones

$$Q = W_c c_c (t_2 - t_1) \quad (1)$$

$$W_c c_c (t_2 - t_1) = W_h c_h (T_1 - T_2) \quad (2)$$

$$Q = UA \cdot \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1}} \quad (3)$$

Para resolver este sistema procederemos en forma iterativa. Supondremos un valor de t_2 y calcularemos Q por medio de la expresión (1). Luego con el mismo valor de t_2 , calcularemos T_2 con la expresión (2) y sustituyendo estos valores en la expresión (3) obtenemos un nuevo valor de Q . El valor de t_2 para el que se igualen los valores de Q determinados por ambos caminos ofrece la solución del sistema. (Ver diagrama de flujo).

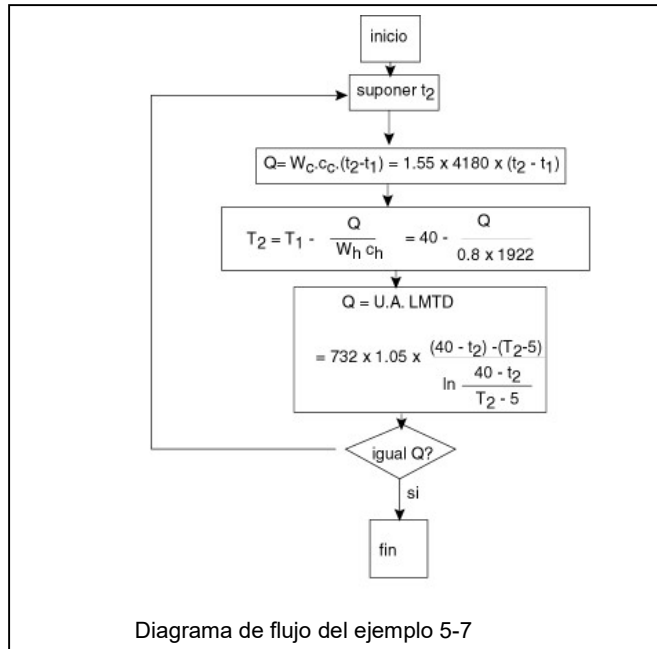


TABLA DE VALORES CALCULADOS

Iteración	1	2	3	4
t2	10	9	8	8,5
Q	32300	25916	19437	20084
T2	18.9	23.14	27.36	26.93
Q	16081	18451	20660	20440

Vemos que se obtiene una temperatura de salida de agua de aproximadamente 8.1°C. Este valor corresponde a una temperatura de salida de solvente de 27°C aproximadamente, es decir que se logra una temperatura 8° C menor que la correspondiente al equipo sucio.

Ejemplo 5-8

¿Cuál debe ser el caudal de agua de refrigeración que debe emplearse en el intercambiador del ejemplo 5-7 (equipo limpio) para que al principio de la operación la temperatura de salida del solvente no sea menor que el valor de diseño para equipo sucio (30°C)?.

Solución

Si se reduce el caudal de agua, la misma se calentará hasta una temperatura más alta en su paso por el equipo. Esto reducirá el valor de DMLT con lo que aumentará la temperatura de salida del solvente. Por otra parte, al reducirse el caudal de agua se reducirá el coeficiente h_o.

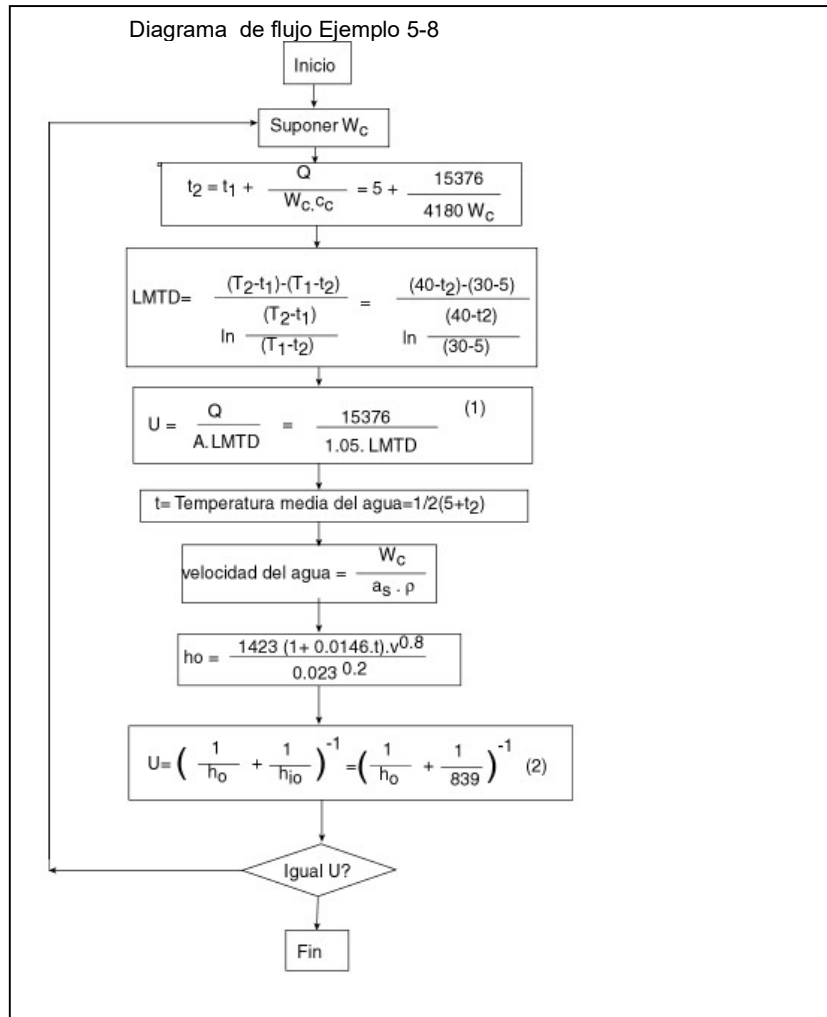
El problema se resuelve probando con diferentes valores de W_c. Para cada valor adoptado de W_c se calculará la temperatura de salida del agua suponiendo que el calor transferido es el mismo que el del ejemplo 5- 6, es decir 15376 .J/s.

Calcularemos entonces la DMLT. El coeficiente de transmisión de calor requerido para transmitir 15376 J/s con esa diferencia de temperaturas será

$$U = \frac{Q}{A(DMLT)}$$

Este valor se compara con el coeficiente U que el equipo es capaz de dar con los caudales supuestos, es decir

$$U = \left(\frac{1}{h_o} + \frac{1}{h_{io}} \right)^{-1}$$



El caudal de agua que satisface la igualdad entre ambos valores es el que permite la transmisión de calor deseada. El esquema de cálculo es como se indica en el diagrama. Los resultados se indican en el siguiente cuadro

prueba	1	2	3	4
Wc	0.5	0.4	0.35	0.38
t2	12.35	14.19	15.5	14.68
DMLT	26.3	25.4	24.26	25.15
U (1)	556	576	603	582
t	8.6	9.6	10.2	9.8
ho	2350	2000	1830	1950
U (2)	620	590	570	586

Vemos entonces que es posible lograr la temperatura deseada reduciendo el caudal de agua a casi una tercera parte del valor de diseño.

Nomenclatura

a	=	área de flujo (m ²)
A	=	área de transferencia de calor (m ²)
A _i	=	área interna del tubo (m ²)
A _o	=	área externa del tubo (m ²)
A _m	=	área media del tubo (m ²)
c	=	calor específico (J/kg K)
D	=	diámetro (m)
D _i	=	diámetro interno del tubo interno (m)
D _o	=	diámetro externo del tubo interno (m)
D _s	=	diámetro interno del tubo externo (m)
D _{eq}	=	diámetro equivalente para cálculos de h (m)
D' _{eq}	=	diámetro equivalente para cálculos de Δp(m)
f	=	factor de fricción
G	=	velocidad másica de flujo (kg/s) = ρ.v
i	=	entalpía específica (J/kg)
h	=	coeficiente pelicular (J/s m ² K)
h _o	=	del lado externo (J/s m ² K)
h _i	=	del lado interno (J/s m ² K)
h _{io}	=	del lado interno referido al área externa (J/s m ² K)
k	=	conductividad térmica (J/s m K).
L	=	longitud de intercambio (m)
L _t	=	longitud del tubo (m)
P	=	presión (N/m ²)
Pr	=	número de Prandtl
Q	=	calor intercambiado (J/s)
R _f	=	resistencia de ensuciamiento
Re	=	número de Reynolds
T	=	temperatura del fluido caliente (K ó °C)
t	=	temperatura del fluido frío (K ó °C)
v	=	velocidad (m/s)
W	=	flujo másico (kg/s)
x	=	coordenada de longitud (m)
λ	=	calor de condensación (J/kg)
μ	=	viscosidad (kg/m.s)
ρ	=	densidad (kg/m ³)

Subíndices

i	=	interno
o	=	externo
1	=	entrada
2	=	salida
w	=	de la pared
h	=	caliente
c	=	frío

Bibliografía

- (1) Kern, D "Process Heat Transfer" New York. McGraw Hill - 1954
- (2) Sieder, E.N. y Tate G.E , "Heat Transfer and pressure drop of Liquids in Tubes "Ind. Eng. Chem, 28, 1429-1436 (1930)
- (3) Perry "Chemical Engineers Handbook" 5th Edition New York- Mc Graw Hill. New York, 1973
- (4) Drew T B, Koo E.C, Mc Adams W.H. Trans. A.I.Ch. E. 28, 56-72 (1932)
- (5) Wilson R.E, Mc Adams W.H, Seltzer H, Ind. Eng. Chem 14: 105-119 , 1922

Esta página fue deliberadamente dejada en blanco

6-Intercambiadores de Casco y Tubos

6-1 - Códigos Constructivos.

La calidad de un intercambiador de calor o de cualquier otro equipo de proceso, depende de un sinnúmero de detalles constructivos, que van desde la calidad de los materiales empleados en su construcción hasta el modo en que se lo embala para su despacho, pasando por el cálculo mecánico de sus componentes, técnicas de construcción y soldadura, tolerancias constructivas, ensayos, pruebas, etc.

Sería imposible para quien encarga la construcción de un equipo o solicita cotización a una firma constructora, especificar todos estos detalles para asegurarse la calidad de la provisión. Sin embargo, la especificación de todos estos detalles es necesaria para tener la certeza que las ofertas que se recibirán de los diferentes proveedores serán comparables entre sí y responderán al nivel de calidad que se pretende del equipo.

Para solucionar este problema, existen los institutos normalizadores. Los mismos, son entes oficiales o asociaciones particulares que nuclean a empresas dedicadas a un mismo tipo de actividad y que elaboran normas o recomendaciones constructivas sobre diversos temas.

Estas normas, son realizadas por especialistas en el tema en cuestión, y contemplando los intereses de compradores y vendedores, establecen y especifican todas las exigencias y requisitos a los que debe ajustarse la construcción del equipo en sus distintas etapas. Las normas son luego publicadas, y pueden ser adquiridas por cualquier interesado.

La principal función que cumplen, es la de proporcionar un punto de referencia común a compradores y constructores, que evita tener que especificar todos los aspectos antes comentados, con la simple enunciación que la construcción del equipo deberá ajustarse a tal o cual norma de calidad.

En general las normas no son obligatorias por ley. Cuando se compra un equipo, sin embargo, la utilización de normas resulta beneficiosa tanto para el comprador como para el vendedor, ya que permite poner en igualdad de condiciones a todas las empresas que participarán de un concurso de precios para la provisión de un equipo, y evitará discusiones posteriores respecto de la calidad del bien entregado.

Una buena norma debe especificar todos los detalles que puedan ser conflictivos para los intereses de las partes, con lo que se evitarán términos ambiguos como "según las normas del buen arte" o "... los usos y costumbres", etc.

Si bien en casi todos los países existen institutos normalizadores, hay algunos, que por su importancia, son universalmente conocidos, y las normas elaboradas por estas entidades son un lenguaje conocido en todo el mundo. Por ejemplo, podrían citarse el D.I.N. (Deutsche Industrie Normen), la A.S.T.M. (American Society for Testing Materials), el A.N.S.I. (American National Standards Institute).

Muchas veces, sobre un determinado tema, distintos institutos normalizadores elaboran sus propios standards de acuerdo a las necesidades particulares de quienes los integran. Por ejemplo el A.P.I. (American Petroleum Institute) es una asociación que nuclea a las empresas que trabajan en el procesamiento del petróleo y ha elaborado normas de calidad para los equipos que normalmente se emplean en la industria petrolera como ser válvulas, bombas, compresores, tanques, etc.

Puede ocurrir que los requisitos de calidad exigidos por este tipo de industria sean diferentes de los elaborados por otros entes normalizadores como A.N.S.I., TEMA., etc. De este modo, puede ocurrir que existan normas que se adapten mejor que otras a las necesidades particulares de un servicio, y este es un tema que debe evaluar el ingeniero que elabora la especificación técnica de un equipo. Obviamente la selección de una especificación de calidad muy exigente se traducirá en un elevado precio del equipo adquirido.

Por lo general, las normas constructivas de equipos, a su vez, hacen referencia a otras normas para especificar la calidad de sus partes o materiales. Se va armando de este modo un cuerpo normativo sin el cual sería muy difícil la comercialización de productos con requisitos muy específicos de calidad como son los diversos insumos industriales. -

En los Estados Unidos, existen varios institutos de normalización cuyos standards son de aceptación casi universal. Entre ellos podemos citar:

- A.S.T.M (American Society for Testing Materials).

Elabora especificaciones de calidad para los distintos materiales de construcción empleados en la industria

(aceros, metales varios, plásticos, aislantes, etc.).

- A.N.S.I. (American National Standards Institute).

Normaliza elementos elaborados como caños, accesorios, bombas, etc.

- A.S.M.E. (American Society of Mechanical Engineers).

El código A.S.M.E. para el diseño de recipientes o equipos a presión, normaliza las fórmulas de cálculo y métodos de diseño mecánico de los recipientes empleados en las industrias de proceso.

- El otro cuerpo normativo importante en la actualidad es el alemán, basado principalmente en las normas D.I.N., y que utiliza el código A.D. Merkblatt como standard básico de diseño.

La unificación de ambas escuelas no ha sido posible hasta ahora, en parte debido a las diferencias inherentes a los distintos sistemas de unidades empleados en ambos países.

Normas Constructivas de Intercambiadores de Calor

En los temas siguientes, se explicarán las características constructivas de los intercambiadores de calor del tipo de casco y tubos, que es la clase de intercambiador más común en la industria de procesos. La construcción de estos equipos, encuadra dentro de la sección VIII del código ASME que establece normas generales para el diseño de recipientes a presión.

Este código es de aplicación obligatoria en gran parte de los Estados Unidos. En la Argentina, no hay un código mecánico obligatorio aunque por lo general los diseñadores de equipos de calderería para la industria de procesos, ajustan sus diseños al código A.S.M.E.

Existe en los Estados Unidos una asociación que reúne a los fabricantes de intercambiadores de calor cuya sigla es T.E.M.A. (Tubular Exchangers Manufacturers Association). Esta institución ha elaborado normas para la construcción de intercambiadores de calor conocidas como normas T.E.M.A.. Las normas T.E.M.A. complementan el código A.S.M.E. en los aspectos constructivos específicos de los intercambiadores de calor.

Las normas definen - tres clases de intercambiadores que son las siguientes:

- Clase R : Definida como "Para los requerimientos, generalmente severos, de la industria petrolera y otras aplicaciones de proceso asociadas a la misma". Los intercambiadores pertenecientes a esta clase están diseñados buscando el máximo de confiabilidad y durabilidad en condiciones de servicio rigurosas.
- Clase C : Para aplicaciones comerciales y de procesos de propósito general. Las condiciones de servicio para estas aplicaciones son definidas como "usualmente moderadas".
- Clase B : Para la industria química de procesos.

Los intercambiadores de las clases C y B están diseñados buscando lograr un equipo más compacto y económico que los de la clase R. Cuando un intercambiador es especificado según las normas T.E.M.A., deberá aclararse a cuál de las clases T.E.M.A. deberá ajustarse la construcción. Esta selección la realiza el usuario. Las normas no incluyen ninguna recomendación para adoptar una u otra clase según la aplicación. Muchas empresas del sector de la industria química de procesos prefieren adoptar la clase R buscando una construcción más robusta.

En aquellos aspectos que son generales a la construcción de cualquier tipo de recipiente a presión las normas T.E.M.A. hacen referencia al código A.S.M.E. (materiales constructivos, pruebas hidráulicas, tensiones admisibles, etc.). Las normas, en cambio, desarrollan los detalles específicos de los intercambiadores como ser cálculo de placas portatubos, formas de soporte y fijación de los mismos, etc.).

Existen otros códigos constructivos aplicables a intercambiadores de calor distintos de las normas T.E.M.A. Por ejemplo, la norma A.P.I. 660, publicada por el American Petroleum Institute, establece requisitos adicionales a las normas T.E.M.A. para aplicaciones de servicio pesado (industria petrolera).

Sin embargo, puesto que las normas T.E.M.A son el código constructivo más conocido, haremos referencia a las mismas en el desarrollo de los tópicos que se tratarán a continuación. Debe entenderse, no obstante, que la adhesión a las mismas no es de ningún modo obligatoria, y que cuando se realiza la especificación técnica de un intercambiador de calor pueden adoptarse otras normas o ninguna, según convenga a los requisitos particulares del proyecto.

6-2. Elementos Constitutivos de los Intercambiadores de Casco y Tubos

El intercambiador de doble tubo, como ya fue explicado, está limitado a aplicaciones en las que la cantidad de calor a transferir y los caudales de fluido manejados son pequeños. En caso en que se deban procesar caudales más importantes, sería preciso colocar unidades en paralelo, con lo cual se obtendría un

equipo muy poco compacto y de difícil mantenimiento.

Para evitar estos inconvenientes, se recurre al tipo de intercambiados llamado de casco y tubos. La idea básica que da origen a este intercambiador, es la de colocar varios tubos internos encerrados en otro de mucho mayor diámetro. La construcción es como se ilustra en la figura 6-1.

El intercambiador de la figura, consta de un tubo de gran diámetro que recibe el nombre de casco, coraza, carcasa o envolvente. La carcasa está cerrada en sus extremos por las placas portatubos llamadas también placas tubulares. Las mismas suelen ser de considerable espesor, y están atravesadas por los tubos de intercambio.

La unión entre los tubos y las placas debe ser hermética para impedir que el fluido que se encuentra a uno de los lados de la placa pueda pasar al otro. Una de las posibles formas de unir la placa a los tubos es la construcción soldada como la que se indica en el detalle de la figura 6-1.

La placa de tubos está abulonada a los cabezales, que actúan como colectores y distribuidores del fluido que circula por los tubos. El mismo ingresa al equipo por uno de los cabezales y penetra dentro de los tubos recorriendo toda la longitud de los mismos para aparecer en el cabezal opuesto por donde se lo extrae.

El otro fluido, ingresa a la carcasa por una de sus bocas de conexión y llena el espacio que rodea los tubos, desplazándose hacia la boca de salida por donde se lo extrae.

De este modo, ambos fluidos están separados por la superficie de los tubos que constituye el área de transferencia del equipo. Si llamamos N al número de tubos del intercambiador, L a la longitud de los mismos y D_0 a su diámetro, el área de intercambio será:

$$A = \pi D_0 N L$$

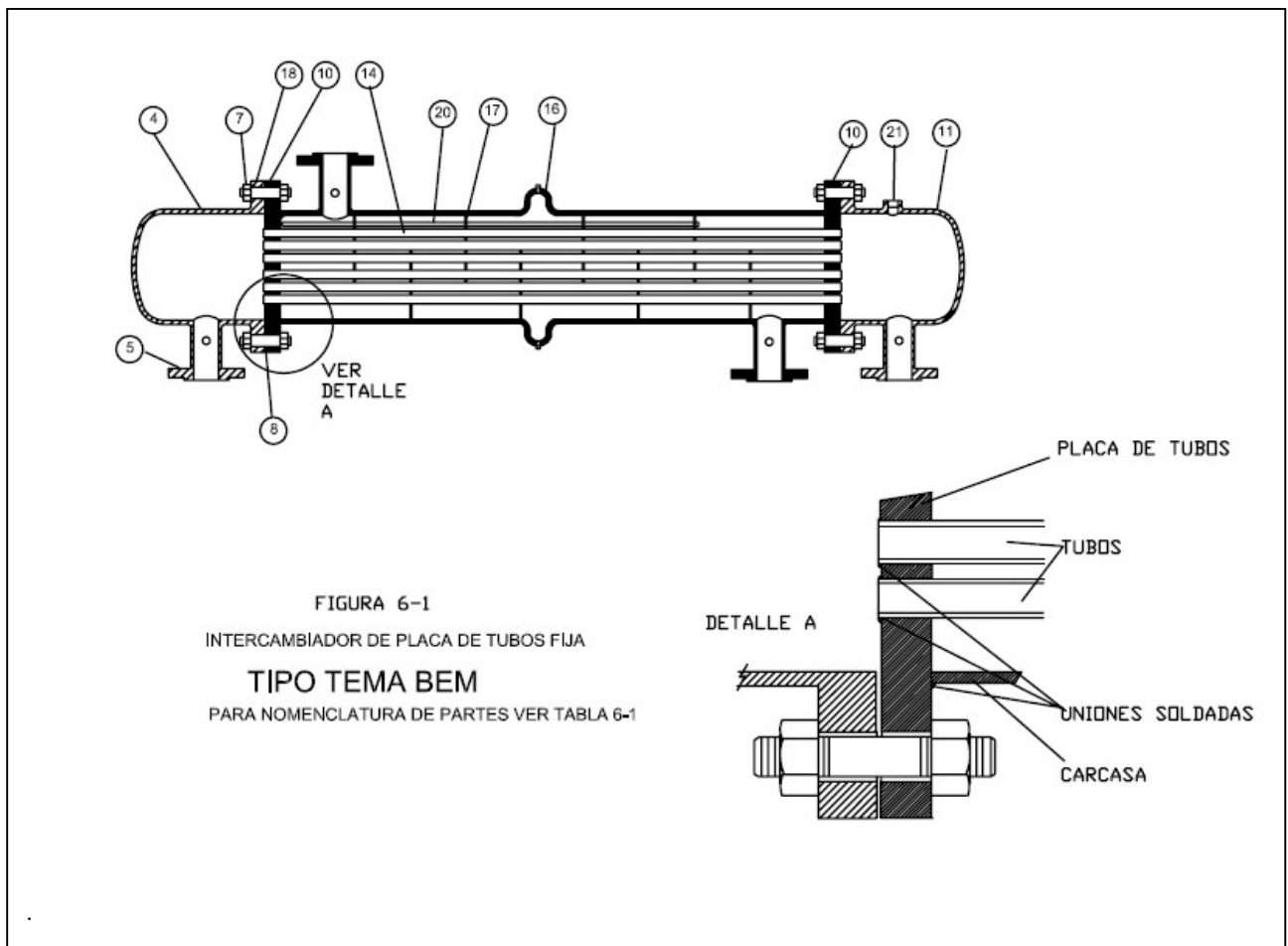


TABLA 6-1
Nomenclatura de componentes de intercambiadores de casco y tubos

(Los números corresponden a los elementos señalados en las figuras 6-1, 6-13, 6-22, 6-26, 6-28, 6-29 y 6-31)

1 -	Tapa del canal.	20 -	Barras distanciadoras y espaciadores
2 -	Cabezal tipo canal.	21 -	Conexión para venteo
3 -	Brida de conexión del canal	22 -	Anillo de respaldo o anillo partido
4 -	Cabezal tipo bonete	23 -	Placa de tubos flotante
5 -	Brida de conexión del bonete	24 -	Cabezal flotante
6 -	Brida de la carcasa, extremo del cabezal estacionario	25 -	Anillo linterna
7 -	Bulonería	26 -	Empaquetadura
8 -	Junta	27 -	Caja de empaquetadura
9 -	Placa de tubos estacionaria	28 -	Prensaestopa
10 -	Placa de tubos fija	29 -	Placa-cabezal flotante
11 -	Brida de conexión de la carcasa	30 -	Brida loca
12 -	Brida de la carcasa, extremo del cabezal posterior	31 -	Anillo chaveta
13 -	Deflector de protección de impacto	32 -	Bonete de retorno
14 -	Tubos	33 -	Tapa del cabezal flotante
15 -	Carcasa	34 -	Tapa de la carcasa
16 -	Junta de expansión	35 -	Oreja de izaje
17 -	Deflector transversal o baffle(*)	36 -	Tapón de drenaje
18 -	Brida del cabezal fijo (canal o bonete)	37 -	Brida de la tapa de carcasa
19 -	Placa de partición de pasos	38 -	Brida del cabezal flotante
		39 -	Brida del bonete de retorno

· (*)A lo largo del texto ,se usarán indistintamente ambos términos

6-3 Deflectores o Baffles

Es sabido que los coeficientes de transferencia de calor crecen al aumentar la velocidad de los fluidos y la turbulencia del escurrimiento.

Por este motivo, casi siempre se colocan en la carcasa, deflectores de flujo o baffles que orientan el movimiento del fluido en la dirección perpendicular al eje de los tubos.

El tipo más común de baffle es el baffle o deflector segmentado. Los mismos, son placas circulares, de casi el mismo diámetro que la carcasa, a las cuales se les efectúa un corte horizontal o vertical.

Estas placas van montadas dentro de la carcasa de tal modo que en placas consecutivas los cortes se encuentran girados en 180° . Obviamente, estas placas deben estar perforadas para permitir que los tubos las atraviesen. La disposición de este tipo de deflector se ilustra esquemáticamente en la Figura 6-2. El fluido de la carcasa se ve entonces obligado a efectuar el recorrido que se ilustra para alcanzar a boca de salida.

Vemos entonces, que la velocidad del fluido tiene una componente en la dirección perpendicular a

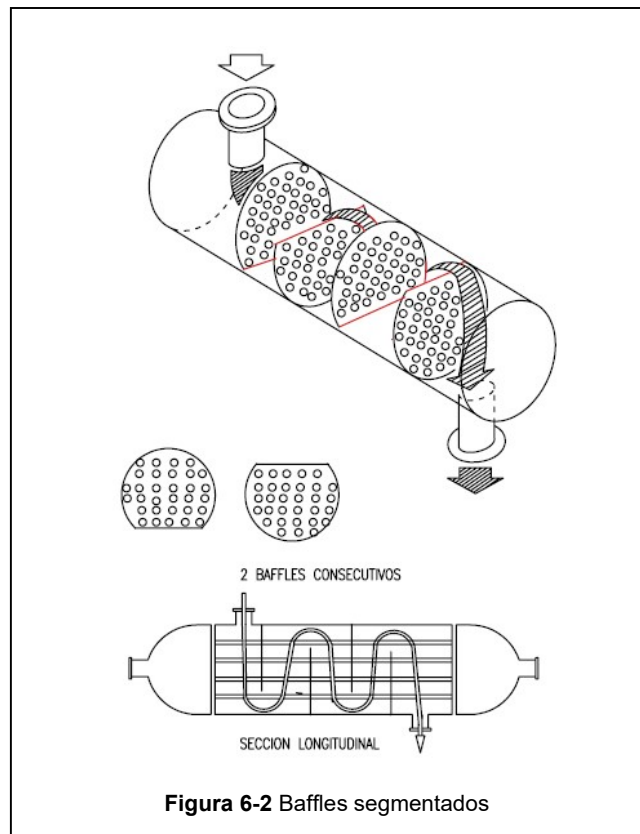


Figura 6-2 Baffles segmentados

los tubos y una componente en la dirección del eje de los mismos. Esta última, ocurre fundamentalmente en la ventana del deflector, es decir en el segmento circular que deja libre el baffle.

La componente del movimiento en la dirección normal al eje de los tubos suele ser la de mayor importancia para la transmisión de calor.

La velocidad del fluido en la dirección normal a los tubos depende de la separación entre deflectores. Cuanto más juntos se encuentren los mismos, tanto menor será el área de flujo por la que tiene que pasar el fluido de la carcasa y mayor la velocidad. Esto tiene una influencia directa sobre el coeficiente pelicular del fluido de la carcasa, que resulta, de este modo, incrementado.

Por supuesto que el aumento de velocidad producirá también un aumento en la pérdida de carga. El diseñador del equipo deberá decidir entonces la separación entre deflectores de tal modo de balancear ambos factores según lo requieran las especificaciones de proceso.

Más adelante, se estudiarán las correlaciones que permiten calcular los coeficientes de transferencia de calor y los factores de fricción en la carcasa de los intercambiadores.

El corte más común con el que se construyen los deflectores es el que corresponde a una seg-

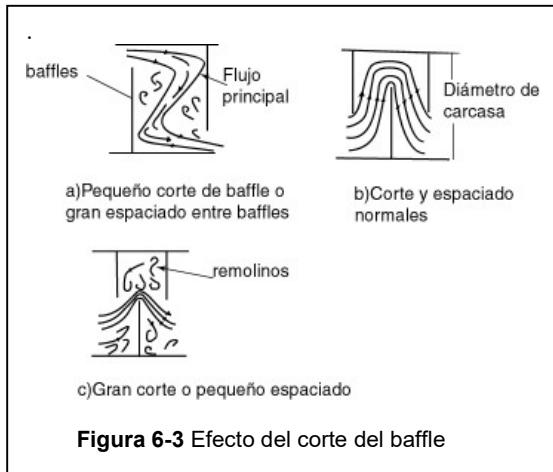


Figura 6-3 Efecto del corte del baffle

mentación del 25%. Esto significa que la flecha del segmento circular que constituye la ventana es el 25% del diámetro.

La Figura 6-3 muestra los tipos de flujo que pueden tener lugar para diferentes cortes de baffle. Si el corte del deflector es muy pequeño (fig. 6-3-a), se produce un efecto de estrangulamiento y gran parte de la energía del fluido se gasta en la ventana donde hay pocos tubos, resultando una muy ineficiente conversión de la caída de presión a transferencia de calor.

Si el corte de los baffles es grande, en cambio, se pueden producir cortocircuitos del fluido entre los bordes de los deflectores como se ilustra en la Figura 6-3-c, produciéndose grandes áreas de baja velocidad, ineficientes para la transmisión de calor, en las bases de los baffles.

El óptimo parece hallarse en un estado intermedio como el que se ilustra en la Figura 6-3-b.

Otros tipos de deflector no tan populares como los anteriores, son los de disco y anillo que se ilustran en la Figura 6-4.

Ranuras de drenaje

Se deben tomar precauciones para que el intercambiador pueda ser drenado cuando se lo saca de servicio. Por este motivo, por lo general en la parte inferior de los deflectores se practican ranuras que impiden que quede líquido atrapado en el espacio comprendido entre deflectores como se ilustra en la Figura 6-5.

Espaciado entre deflectores

Tal como ya se explicó, al disminuir el espaciado entre deflectores se logra aumentar el coeficiente pelicular para el fluido de la carcasa. Sin embargo, existe un límite mínimo para la separación entre deflectores, que las normas T.E.M.A. fijan en una quinta parte del diámetro de la carcasa, y nunca menor que 2" (51 mm).

Por lo general no se utilizan espaciados mayores que el diámetro de carcasa. Si se emplean sepa-

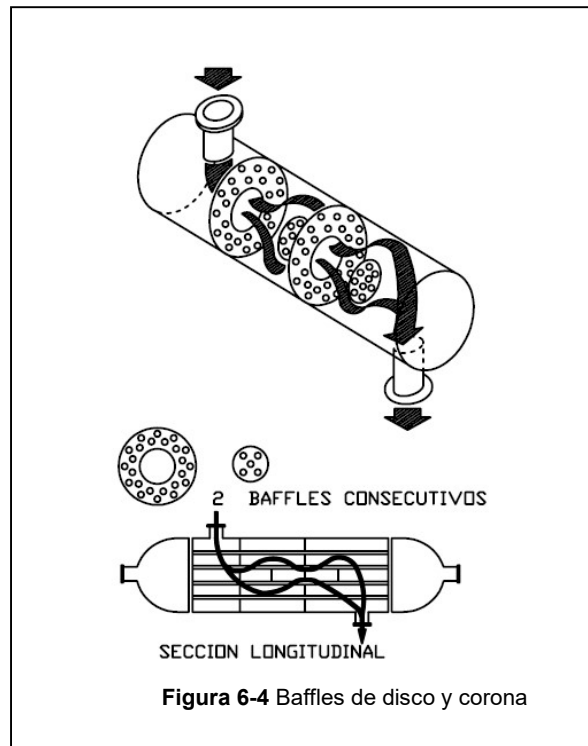


Figura 6-4 Baffles de disco y corona

razones mayores, el efecto que se produce sobre las corrientes de fluido es similar al indicado en la Figura 6-3-c, lográndose una pobre transmisión de calor.

Las normas T.E.M.A. también especifican un espaciado máximo, el cual queda definido por requerimientos mecánicos. Esto se debe a que los deflectores, además de servir como orientadores del flujo, cumplen la función de soportar los tubos.

Si un tubo de intercambiador no está adecuadamente soportado, puede vibrar como consecuencia del efecto inducido por el flujo del fluido llegando en algunos casos hasta su destrucción. Este tema será tratado mas adelante.

Lo que las normas establecen es la máxima longitud no soportada que pueden tener los tubos de intercambiadores. Algunos tubos están soportados en cada uno de los deflectores, sin embargo, aquellos que atraviesan la ventana del deflector solo están soportados cada dos deflectores. Por lo tanto, la máxima longitud no soportada es igual a dos veces la separación entre deflectores.

La máxima longitud no soportada que permite la norma para distintos diámetros y materiales de tubos se indica en la Tabla 6-2.

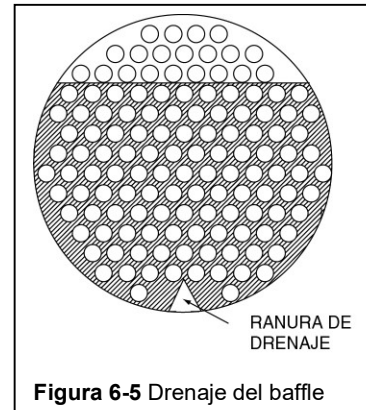


Figura 6-5 Drenaje del baffle

Tabla 6.2 Máxima longitud no soportada (m)

Diámetro externo del tubo " (mm)	Material del tubo y límite de temperatura (°C)	
		<i>Aceros al carbono y de baja aleación (399)</i> <i>Aceros de alta aleación (454)</i> <i>Níquel cobre (315)</i> <i>Níquel (454)</i> <i>Níquel Cromo Hierro (537)</i>
¾ (19)	1.52	1.32
1 (25)	1.88	1.62
1 ¼ (32)	2,23	1.93
1 ½ (38)	2.54	2.21
2 (50)	3.17	2.79

Barras separadoras

Los deflectores deben ser mantenidos en posición de modo firme, dado que cualquier vibración con respecto a los tubos podría desgastar la pared de los mismos y destruirlos.

Para fijar los deflectores se utilizan las barras separadoras ("tie rods"). Son barras que recorren longitudinalmente el intercambiador teniendo uno de sus extremos roscado a una de las placas tubulares (ver Figura.6-1) En estas barras se enhebran pedazos de tubo que actúan como separadores o posicionadores de los deflectores. Los deflectores están perforados de tal modo que pueden ser atravesados por las barras pero no por los segmentos de tubo, que de este modo mantienen los deflectores en posición. Esto se ilustra en la Figura 6-6.

La cantidad mínima. de barras separadoras que deben ser instaladas está normalizada por T.E.M.A. según la siguiente tabla

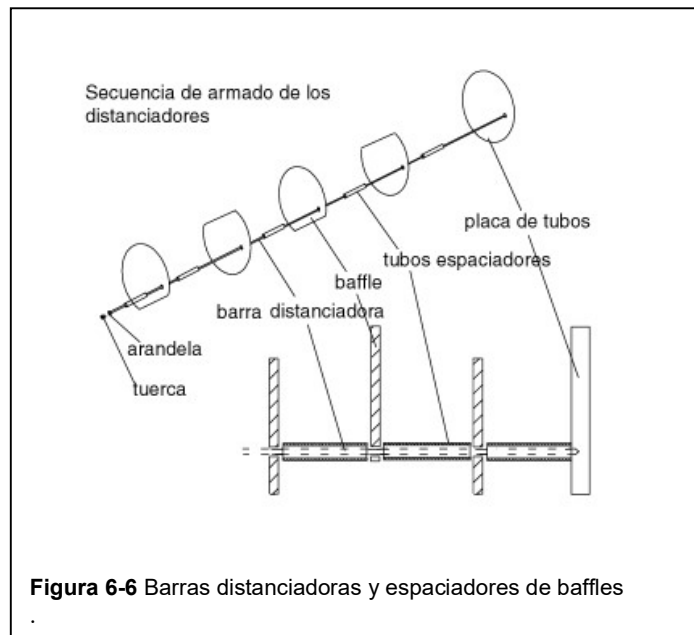


Figura 6-6 Barras distanciadoras y espaciadores de baffles

Diámetro de carcasa (m)	Número de tie rods
hasta 0.4	4
0.4 to 0.83	6
0.83 to 1.22	8
más	10

Cuando se quiere determinar el número de tubos que puede contener una carcasa de cierto diámetro, se debe tener presente que la colocación de las barras separadoras reduce el espacio disponible para la ubicación de tubos.

Tolerancias constructivas

Los deflectores deben ser agujereados para que puedan ser atravesados por los tubos. Las normas T.E.M.A. establecen que el diámetro con que deben taladrarse los agujeros serán 1/64" superior al diámetro exterior del tubo (0,4 mm). La tolerancia diametral entre el baffle y el diámetro interior de la carcasa está definida por la siguiente tabla

Diámetro nominal de carcasa (m)	Diámetro interno de carcasa menos diámetro de baffle (mm)
0.15 to 0.43	3.2
0.45 to 0.99	4.8
1.016 to 1.37	6.4
1.39 to 1.75	7.9
1.78 to 2.1	9.5
2.15 to 2.54	11.1

6-4 Tubos y Distribución de Tubos

Los tubos empleados en la construcción de intercambiadores de calor normalmente responden a las normas dimensionales BWG (Birmingham Wire Gage). La misma normaliza los tubos por su diámetro exterior y por un número de serie que es el que define el espesor del tubo. La tabla del Apéndice 8 resume las características dimensionales de los tubos según la norma BWG.

Pueden utilizarse tubos de diámetros que van desde 1/4" (6,35 mm) hasta 1,5" (38 mm). Sin embargo, casi todos los intercambiadores se construyen utilizando tubos de 3/4" (19 mm) o de 1" (25,4 mm).

El largo de los tubos es definido por el diseñador. No resulta aconsejable la utilización de tubos de más de 6 m de longitud ya que la construcción del equipo se hace más dificultosa. La utilización de tubos excesivamente largos también dificulta las operaciones de limpieza. Pero en algunos casos en que resulta necesario mantener una configuración en contracorriente y se requiere una gran área de intercambio (como por ejemplo en plantas de tratamiento de gas para intercambiar calor entre el gas de entrada y el de salida) se suelen usar longitudes mucho mayores. (hasta 20 m)

Materiales

Gran cantidad de materiales pueden ser utilizados en los tubos de los intercambiadores de calor. El material se elige según las características de los fluidos desde el punto de vista de la corrosión. El material de los tubos está en contacto con ambos fluidos, y por lo tanto debe ser resistente a los dos medios. El espesor del tubo se elige de acuerdo al cálculo mecánico según la presión y temperatura de trabajo del equipo.

Los materiales más comúnmente empleados en los tubos de intercambiadores de calor son los aceros al carbono, aceros aleados; aceros inoxidables; cobre; bronce; níquel y sus aleaciones (monel, inconel, hastelloy) y a veces, en aplicaciones donde los medios son muy agresivos, materiales como titanio, grafito o vidrio

Protección contra impacto

Si se trabaja con fluidos erosivos, o cuando las velocidades de entrada al equipo son muy elevadas es necesario disponer frente a la boca de entrada del fluido de carcasa placas deflectoras que, actuando como escudo eviten el impacto directo del fluido sobre los tubos. Estas placas reciben el nombre de placas de choque o deflectores de escudo o deflector de protección de impacto, la ubicación de esta placa se puede observar en la Figura 6-29.

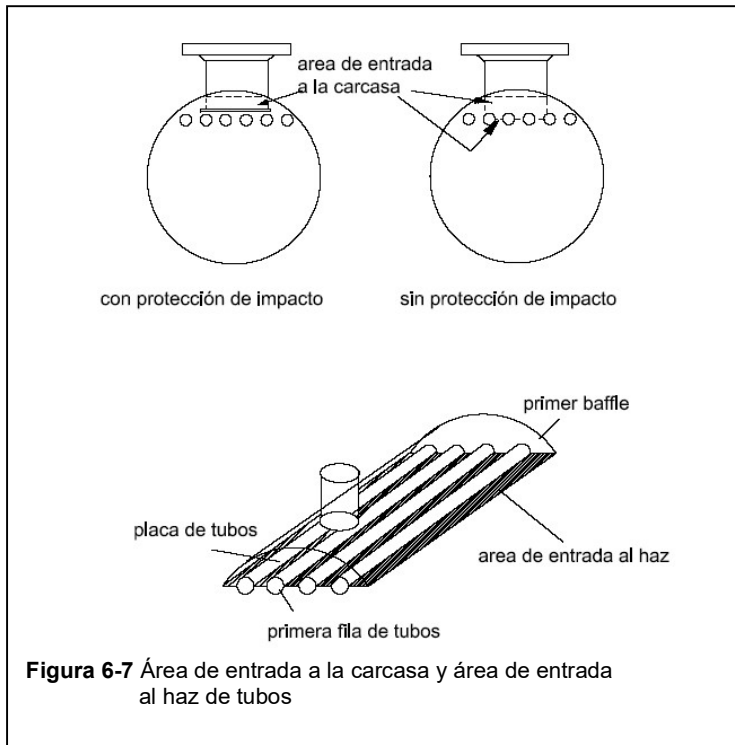


Figura 6-7 Área de entrada a la carcasa y área de entrada al haz de tubos

Según las normas TEMA, la instalación de las placas de protección de impacto es obligatoria cuando el fluido que ingresa es un gas con partículas abrasivas y en intercambiadores que reciben una mezcla de vapor y líquido o vapor con arrastre de gotas líquidas, ya que en estos casos los efectos erosivos son intensos.

En el caso de fluidos de simple fase las normas definen la necesidad de instalación de las placas de protección de impacto según la energía cinética del fluido que ingresa. Para líquidos con partículas abrasivas, la protección contra impacto se requiere si el valor de ρv^2 en la boca de entrada excede de 740 kg/m.s^2 . Para fluidos limpios, la protección contra impacto se requiere si el ρv^2 en la boca de entrada excede de 2232 kg/m.s^2 .

TEMA define además otras dos áreas importantes: el área de entrada o salida a la carcasa y el área de entrada o salida al haz de tubos (Figura 6-7)

Área de entrada o salida de la carcasa

En equipos en que existe la placa de protección de impacto, esta área se define como el área radial no obstruida que se extiende entre el diámetro interno de la carcasa en la boquilla de entrada o salida y la superficie de la placa de protección de impacto.

Si el equipo no tiene placa de protección de impacto, se debe agregar también el área no obstruida comprendida dentro de la proyección de la boquilla

Área de entrada o salida del haz de tubos

Es el área de flujo a nivel de la primera fila de tubos comprendida entre la placa tubular y el primer baffle. Si existe placa de protección de impacto, el área obstruida por la placa se debe descontar (Figura 6-7)

Las normas TEMA establecen que en ningún caso estas áreas deben producir un valor de ρv^2 superior a 5953 kg-m.s^2

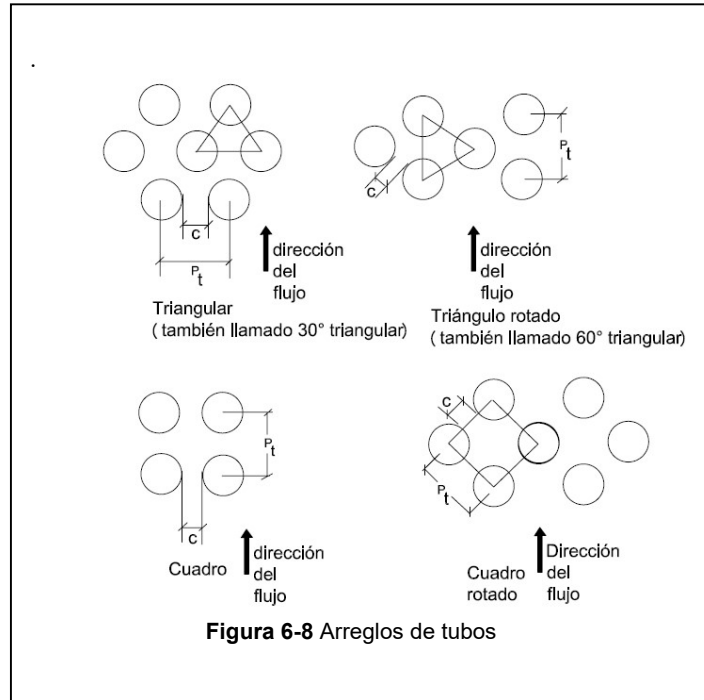
Arreglo

Se llama arreglo a la disposición geométrica de los tubos en la placa tubular. En la Figura 6-8 se muestran los arreglos más comunes utilizados en la construcción de intercambiadores.

Se llama paso (Pt) a la separación entre centros de tubos, medida en la forma que se indica en la Figura 6-8. Un arreglo de tubos, queda definido por su tipo (cuadro, cuadro rotado, triángulo, o triángulo rotado), por el diámetro de los tubos y por el paso. Cuando se utilizan tubos de $3/4"$ o de $1"$, la distancia libre entre tubos c , (ver Figura 6-8) es del orden de 5 a 6 mm.

Por lo general, los arreglos en triángulo permiten lograr mayores coeficientes de transferencia y presentan mayor caída de presión que los arreglos en cuadro.

En los intercambiadores de construcción desarmable, los arreglos en cuadro ofrecen la ventaja de permitir efectuar la limpieza del lado exterior de los tubos en forma mecánica.



Los arreglos más comunes utilizados en la construcción de intercambiadores se indican en la Tabla 6-4.

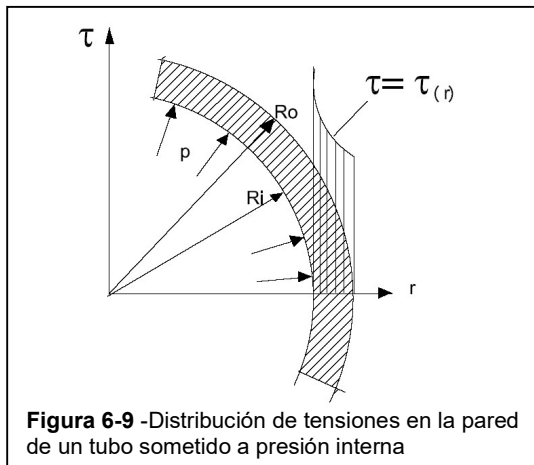
Tabla 6-4 Arreglos típicos de tubos

Arreglos en cuadro		Arreglos en triángulo	
Diámetro del tubo	Pt paso	Diámetro del tubo	Pt paso
3/4" (19mm)	1" (25mm)	3/4" (19mm)	15/16" (24 mm)
1" (25 mm)	1 1/4" (32 mm)	3/4" (19mm)	1" (25mm)
1 1/4" (32 mm)	1 9/16 (40mm)	1" (25 mm)	1 1/4" (32 mm)
1 1/2" (39mm)	1 7/8 (48 mm)	1 1/4" (32 mm)	1 9/16 (40mm)
		1 1/2" (39mm)	1 7/8 (48 mm)

6-5. Fijación de los tubos a las placas tubulares

Existen básicamente dos métodos de unión entre los tubos y las placas:

- a) Por expansión del tubo contra el agujero de la placa
- b) Por soldadura



a) Expansión de los tubos

Quando un tubo es sometido a presión interior, sufrirá una expansión incrementando su diámetro. Mientras la tensión a la que esté sometido el material no supere el valor de fluencia, la deformación es elástica, y el material retomará su forma primitiva una vez que cesa la presión aplicada. Si en cambio se supera este límite, la recuperación es sólo parcial, y quedará una deformación permanente del material.

La distribución de tensiones en función del radio en la pared de un tubo sometido a presión interior es como se muestra en la Figura 6-9. Vemos que la tensión es inversamente proporcional al radio. Es decir que las fibras de la pared interior estarán sometidas a tensión más alta que las exteriores.

Esto significa que a medida que se incrementa la presión

interna, las fibras interiores serán las primeras en alcanzar la tensión de fluencia y el efecto se va propagando hacia el exterior si la presión continúa creciendo.

Supongamos una placa tubular como se indica en la Figura 6-10. Dicha placa se taladra de modo que permita alojar un tubo del mismo diámetro que el agujero. Por ejemplo, para tubos de 1" (0,0254 m) el agujero se taladra con un diámetro de 1,012" (0,0257 m).

Si ahora se aplica una presión interior, el material del tubo se expande contra el de la placa, y ambos materiales se comportarán como un medio continuo, originándose un perfil de tensiones como se indica en la figura.

Supongamos entonces, que continúa incrementándose la presión aplicada hasta que todo el material del tubo y parte del material de la placa alcancen su tensión de fluencia. Entonces, si se retira la presión aplicada, el material que aún no ha alcanzado su estado plástico volverá elásticamente a su estado inicial comprimiéndose contra el tubo.

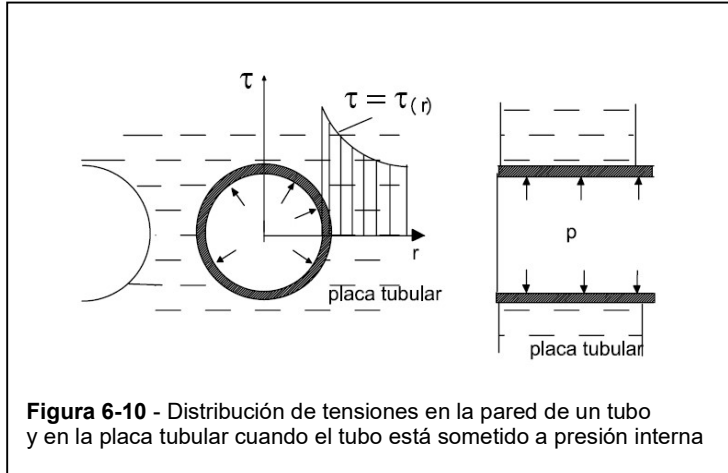


Figura 6-10 - Distribución de tensiones en la pared de un tubo y en la placa tubular cuando el tubo está sometido a presión interna

Puesto que el tubo, por haber alcanzado su tensión de fluencia, tiene una recuperación elástica menor que la placa, se obtiene un estado final permanente con ambos materiales comprimidos uno contra otro.

La unión resultante tiene buena resistencia mecánica y es el modo más común de fijación de los tubos a la placa.

Existen varios métodos para lograr este efecto. De todos, el más común es el mandrilado. Esta es una técnica que se realiza con una herramienta de diseño especial que se introduce dentro del tubo y puede expandirse contra las paredes del mismo por la acción de un mandril. La

herramienta, a su vez, está sometida a un movimiento de rotación y va trabajando contra el material

Otras técnicas de fijación se basan en la aplicación directa de presión en el interior del tubo por medio de expansores hidráulicos o incluso con pequeñas cargas explosivas que se hacen detonar dentro del tubo.

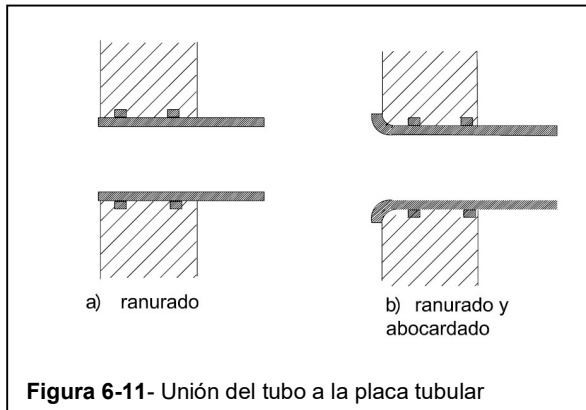


Figura 6-11- Unión del tubo a la placa tubular

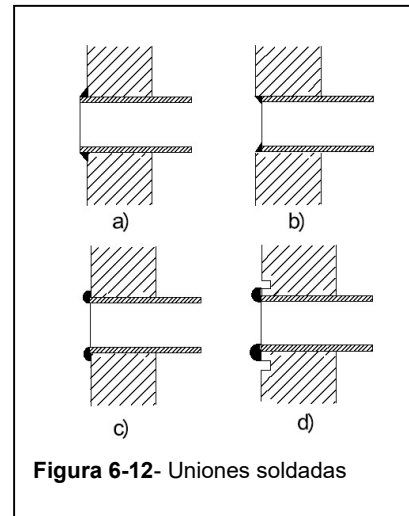


Figura 6-12- Uniones soldadas

La resistencia y la estanqueidad de la unión por mandrilado pueden mejorarse si se tallan ranuras anulares en los agujeros de la placa antes de proceder a la colocación de los tubos. Entonces, el material de los tubos se expande dentro de las ranuras como se indica en la figura 6-11. Las normas TEMA especifican el número y dimensiones de estas ranuras para las distintas clases de intercambiadores (R, B o C).

En los equipos en que la presión de trabajo de la carcasa es mayor que la existente dentro de los cabezales, la resistencia de la unión aumenta si se realiza un abocardado del tubo como se indica en la Figura 6-11.

b) Unión por soldadura

Existen varias maneras de soldar los tubos a las placas, algunas de las cuales se representan en la Figura 6-12. La unión por soldadura es más estanca que la unión por mandrilado, pero la posibilidad de soldar los tubos a las placas depende del material con que se hayan construido ambas partes.

Cuando se sueldan materiales de muy distinto espesor, como en este caso, el material de mayor masa puede disipar el calor con mayor facilidad que el material más delgado y resulta difícil llevar ambos materiales simultáneamente a la temperatura de soldadura. Por eso, a veces se recurre al esquema de la Figura 6-12 d, que permite soldar materiales de parecido espesor

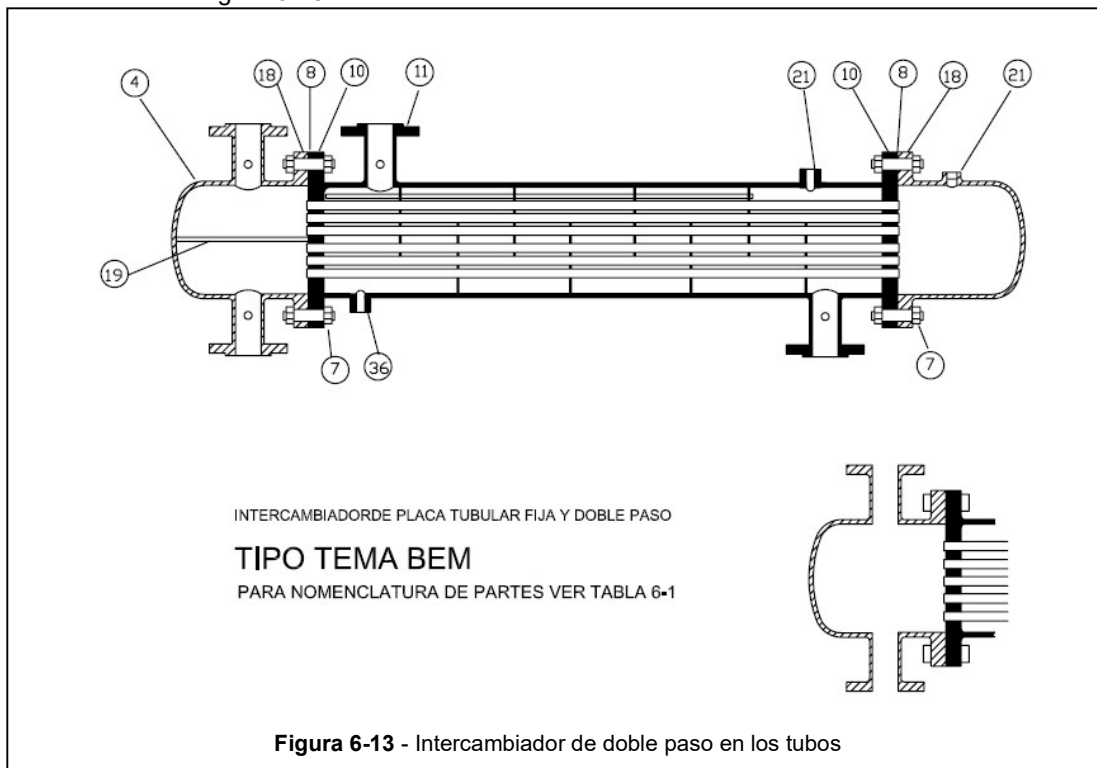
La soldadura de los tubos a la placa es una operación delicada, y cuando se especifica este tipo de unión, los procedimientos de soldadura deben ser cuidadosamente preparados y probados antes de proceder a la construcción.

Otra técnica que suele utilizarse para sellar la unión entre placa y tubo es el brazado (brazing). Consiste en una especie de soldadura que se efectúa con un material de aporte no ferroso de bajo punto de fusión, el cual, por acción capilar fluye dentro del espacio entre tubo y agujero efectuando el sellado. Los materiales de base, de menor punto de fusión no alcanzan a fundirse. Este tipo de unión no tiene buena resistencia mecánica y se lo suele utilizar en combinación con el mandrilado.

6-6 Intercambiadores Multi-paso

Si al intercambiador de la Figura 6-1 se le cambian los cabezales, se lo puede transformar en el equipo de la Figura 6-13. El efecto que se logra, es que el fluido que ingresa por el cabezal de la izquierda de dicha figura (cabezal anterior), recorre toda la longitud del intercambiador circulando por la mitad de los tubos, hasta llegar al cabezal opuesto que se llama cabezal de retorno. Allí el fluido invierte su dirección y circulando por la otra mitad de los tubos vuelve nuevamente al cabezal anterior de donde se lo extrae. Puesto que el fluido recorre dos veces toda la longitud del equipo, se dice que el mismo es de dos pasos.

Obsérvese que el cabezal de entrada debe estar dividido para impedir que el fluido que ingresa al mismo alcance la salida sin entrar a los tubos. Para ello debe instalarse una placa de partición de pasos como se indica en la Figura 6-13.



Si comparamos los intercambiadores de las Figuras 6-1 y 6-13, si ambos equipos tienen igual diámetro, número y longitud de tubos, tendrán la misma área de intercambio. Sin embargo, puesto que en el

equipo de la Figura 6-13, el fluido que ingresa al intercambiador debe distribuirse en un menor número de tubos, el área de flujo será la mitad de la correspondiente al equipo de la figura. Esto significa que si ambas unidades deben procesar igual caudal de fluido la velocidad del mismo en el intercambiador de dos pasos será el doble que en el de simple paso.

Por lo tanto, el coeficiente pelicular de transmisión de calor será mayor en el equipo de dos pasos. Un parecido resultado podría haberse logrado diseñando el intercambiador con la mitad de los tubos y el doble de longitud. Sin embargo, la longitud de un intercambiador suele estar limitada por razones constructivas o de espacio, y la alternativa de aumentar el número de pasos permite obtener diseños más compactos.

Dividiendo adecuadamente los cabezales se consigue aumentar más el número de pasos, y se pueden construir equipos con 2, 4, 6, 8 o más pasos como se observa en la Figura 6-14.

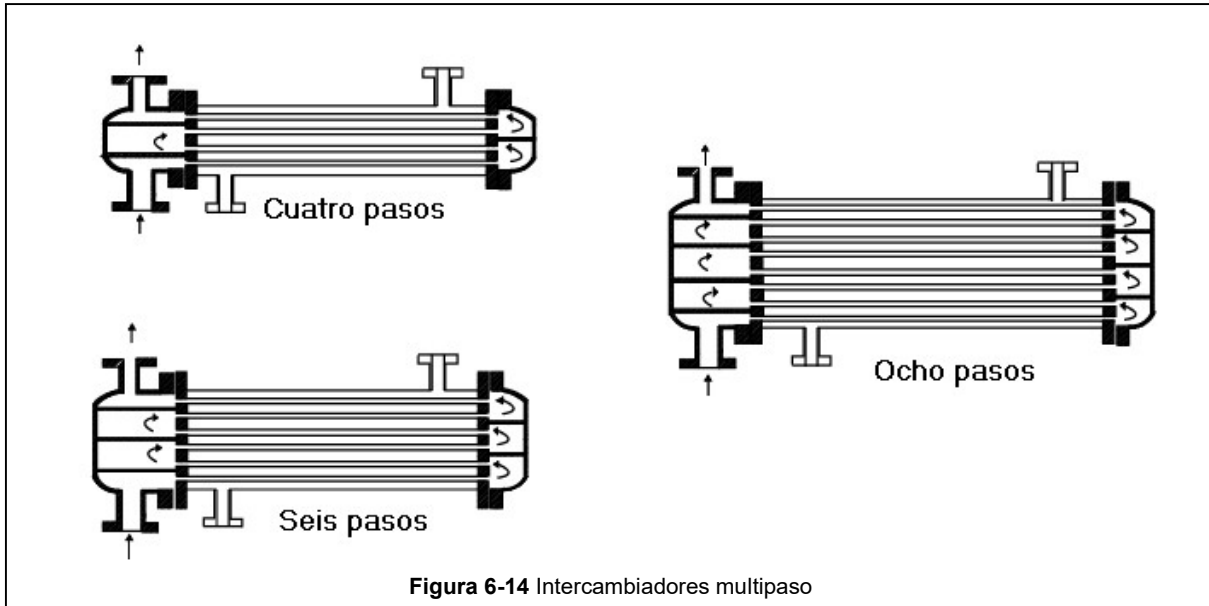


Figura 6-14 Intercambiadores multipaso

Lo usual es que el número de pasos sea par, aunque no habría inconveniente en utilizar un número impar de pasos. Si embargo, al emplear un número par de pasos, se logra que las conexiones de entrada y salida se encuentren en el mismo extremo, lo cual por lo general facilita el tendido de cañerías y las operaciones de limpieza y mantenimiento.

En la Figura 6-15 se pueden observar distintas formas de partición de los cabezales para lograr las distintas configuraciones de pasos.

Los arreglos de la columna izquierda suelen permitir alojar una mayor cantidad de tubos para el mismo diámetro de coraza pero tienen la desventaja que no permiten un trazado simétrico de cañerías respecto del eje vertical central

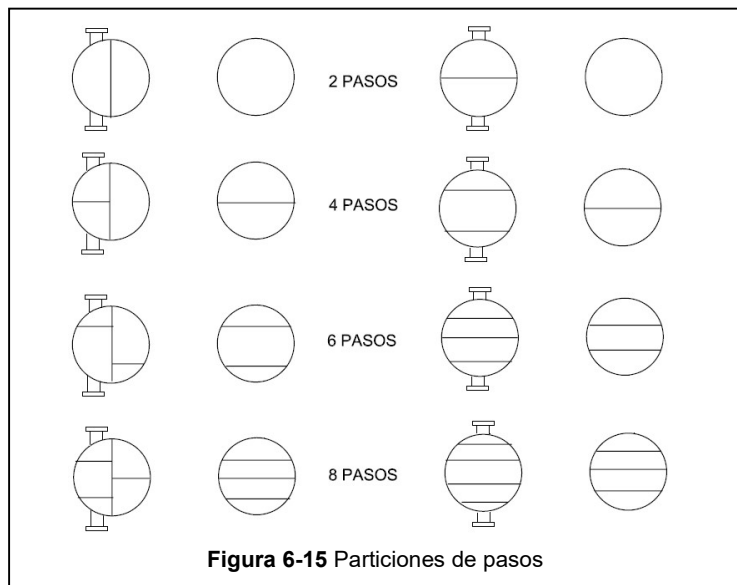


Figura 6-15 Particiones de pasos

Las placas de partición de pasos, reducen el espacio disponible para la colocación de tubos como se muestra en la Figura 6-13. Esto, con frecuencia obliga a la eliminación de una fila de tubos. En la tabla del Apéndice 4, se indica cuál es el número de tubos que pueden ser alojados en determinado diámetro de carcasa según su arreglo y número de pasos. Obsérvese como para el mismo diámetro de carcasa, al crecer el número de pasos pueden ubicarse menor cantidad de tubos. Asimismo, en los gráficos del Apéndice 5, puede verse cual es el espacio libre que debe dejarse en correspondencia con la partición de pasos para los arreglos más comunes.

6-7 Equipos con más de un Paso en la Carcasa.

Supongamos un intercambiador con cuatro pasos en los tubos como el que se representa en la Figura 6-16.

Supongamos que el fluido frío circula por dentro de los tubos. Dicho fluido, ingresa al intercambiador a una temperatura t_1 . En cada paso, incrementará su temperatura realizando una evolución como la que se indica en el diagrama inferior.

Puesto que en cada paso la temperatura del fluido se acerca más a la temperatura del fluido caliente, el ΔT responsable del intercambio se reduce en cada paso y el calor que se transfiere es cada vez menor. Es decir que el fluido se calienta más en los primeros pasos que en los últimos.

Vemos en la figura, que al ingresar al último paso, el fluido tiene una temperatura t'' . Esta corriente, debe recibir calor del fluido de la carcasa el cual, en esta sección del equipo se encuentra a su temperatura más baja, es decir T_2 .

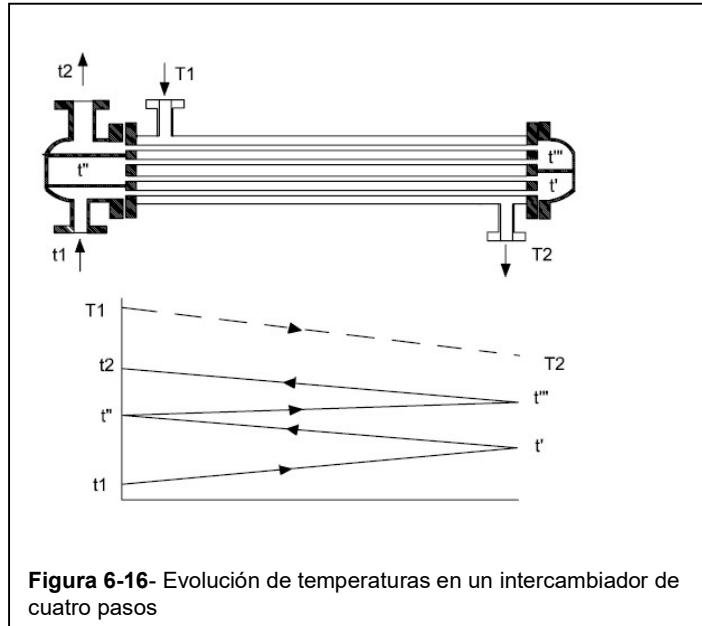


Figura 6-16- Evolución de temperaturas en un intercambiador de cuatro pasos

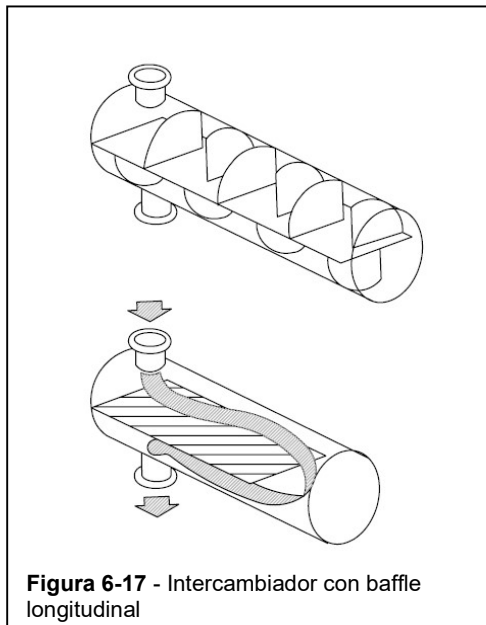


Figura 6-17 - Intercambiador con baffle longitudinal

Deberá entonces ser $T_2 > t''$ para que el fluido del último paso pueda calentarse. Como ya se explicó, en el último paso, el fluido no se calienta mucho, y por lo tanto, la temperatura de salida de la corriente fría t_2 no será mucho mayor que t'' y por lo tanto t_2 no podrá tampoco ser mucho mayor que T_2 . Esto significa que en este tipo de intercambiador no pueden lograrse cruces importantes de temperatura entre los dos fluidos.

Esta limitación no existe en los equipos que funcionan con esquema de flujo en contracorriente. Sin embargo, la longitud de un equipo en contracorriente sería cuatro veces la del equipo de cuatro pasos. Esto puede significar que los tubos sean excesivamente largos, y el diseño resulte poco compacto.

Una forma de mejorar las características de intercambio de los equipos multipaso consiste en recurrir a los deflectores o baffles longitudinales. Estas son placas cuyo ancho coincide con el diámetro de la carcasa y cuya longitud es algo menor que la de los tubos, de modo que permiten que el fluido cruce de la parte superior a la inferior o viceversa en uno de los extremos del equipo.

Esto se esquematiza en la Figura 6-17. Por encima y por debajo del baffle longitudinal se disponen los baffles

transversales, obteniéndose un equipo como el que se ilustra en la parte superior de la Figura 6-17. Si el fluido que circula por dentro de los tubos realiza cuatro pasos; el esquema del equipo y la evolución de las corrientes son como se muestra en la Figura 6-18. En el gráfico inferior, la curva punteada corresponde al fluido de la carcasa.

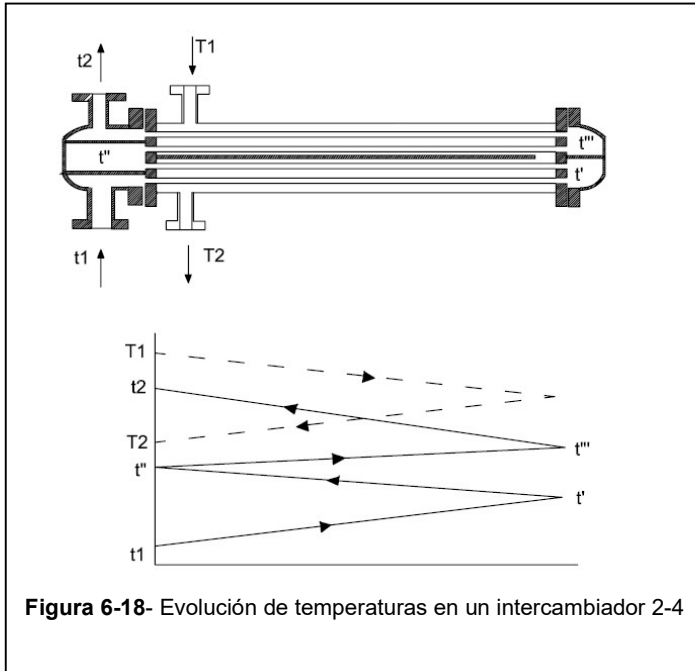


Figura 6-18- Evolución de temperaturas en un intercambiador 2-4

Vemos que en este caso es más simple lograr el cruce de temperaturas con $T_2 < t_2$, puesto que el fluido caliente que abandona el equipo a T_2 , solo está en contacto con los dos pasos más fríos del fluido de tubos.

Se puede apreciar que en este caso es $t'' > T_2$, lo cual no podía lograrse en el equipo sin baffle longitudinal. Vale decir, entonces, que la presencia del baffle longitudinal permite mejorar las características de intercambio para los equipos que deben trabajar con programas de temperatura muy exigentes (cruces de temperatura importantes entre ambas corrientes).

El intercambiador representado en la Figura 6-18 tiene dos pasos en la carcasa. También es posible, construir equipos con tres o más pasos en la carcasa, para lo cual se debe recurrir a la colocación de mayor cantidad de baffles longitudinales como se muestra en la Figura 6-19.

Cuanto mayor es el número de pasos del fluido de carcasa, tanto mayor es el cruce de temperaturas que se puede lograr entre las dos corrientes.

Más adelante se explicará cual es el modo de decidir cuando resulta necesaria a la colocación de baffles longitudinales según el servicio que deba cumplir el equipo.

La forma de designar las distintas configuraciones de intercambiadores es a través de dos cifras, la primera de las cuales indica el número de pasos en la carcasa, y la segunda el número de pasos en los tubos. Así, por ejemplo, el intercambiador de la Figura 6-13 es un 1-2, mientras que el intercambiador de la Figura 6-18 es un 2-4, puesto que tiene dos pasos en la carcasa y cuatro en los tubos.

Es importante, en los equipos provistos de baffles longitudinales, lograr una buena estanqueidad en la unión entre el baffle y la carcasa. De otro modo, el fluido podría cortocircuitar el haz de tubos, alcanzando la salida sin producir un buen intercambio de calor. Esto se ilustra en la Figura 6-20

Para lograr un buen ajuste entre la carcasa y el baffle longitudinal, se debe recurrir a juntas de diseño especial que pueden ser ajustadas desde el exterior antes de proceder al cierre definitivo de la carcasa.

En intercambiadores de gran diámetro, el baffle longitudinal se puede soldar interiormente a la carcasa. Sin embargo, esta alternativa no es factible en un grupo muy importante de intercambiadores que son los equipos de haz removible, que se verán más adelante.

Estas dificultades constructivas, hacen que a veces se prefiera evitar la colocación de este tipo de baffles. Esto es posible, ya que, como se verá más adelante, la misma configuración de intercambio de un equipo 2-4, puede lograrse combinando adecuadamente dos equipos 1-2.

Obsérvese asimismo, que un intercambiador con dos pasos en la carcasa y dos pasos en los tubos, es equivalente a un intercambiador en contracorriente con la mitad de los tubos y el doble de longitud.

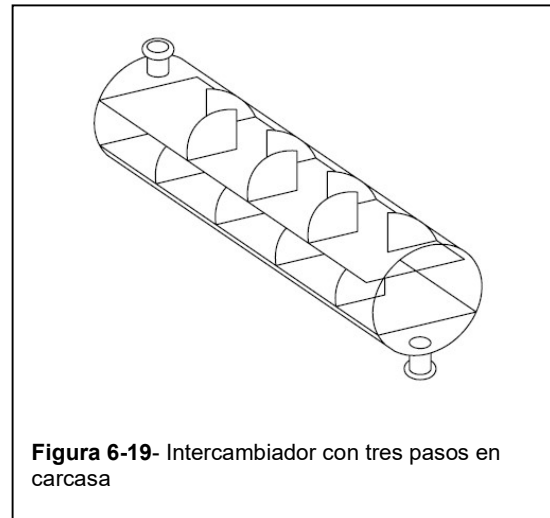


Figura 6-19- Intercambiador con tres pasos en carcasa

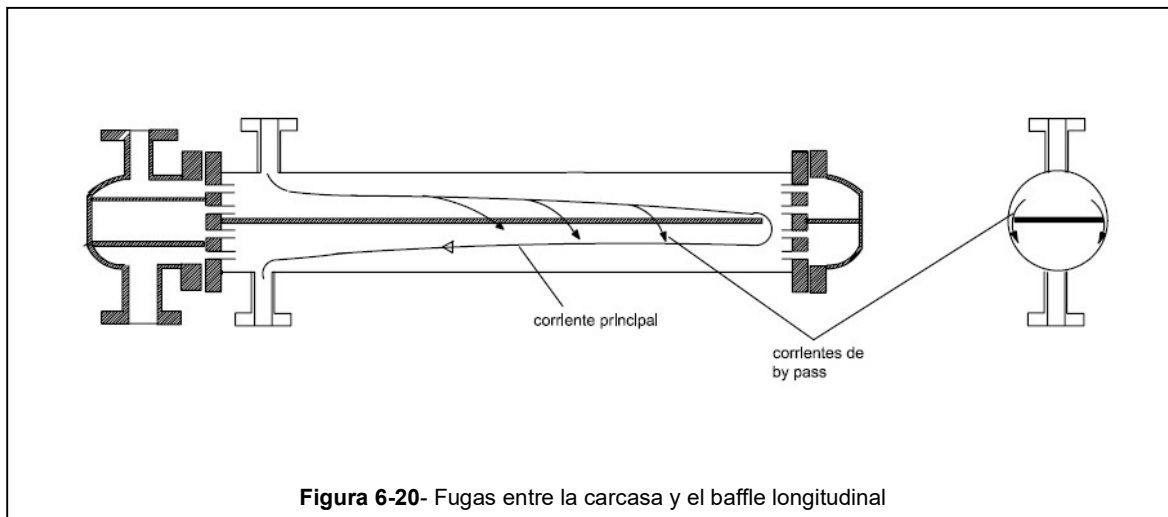


Figura 6-20- Fugas entre la carcasa y el baffle longitudinal

6-8. Cabezales de Entrada

Los cabezales de entrada pueden tener variados diseños como se ilustra en la Figura 6-21. La selección del tipo de cabezal depende fundamentalmente de la facilidad de acceso a los tubos que se requiera y de las direcciones de acometida de las cañerías.

Si un proceso ensuciará al intercambiador con frecuencia, se debe prestar gran importancia a la facilidad de limpieza y se elegirá un cabezal que sea fácilmente extraíble. Los cabezales con conexión radial como el de la Figura 6-21 b) permiten ser desmontados sin desarmar cañerías, siendo por lo tanto, más apropiado para este caso que el de la figura 6- 21 a).

Los cabezales de extremo abierto y sección cilíndrica como el de la figura 6-21 c) reciben el nombre de canal (en inglés: "channel"). Los mismos son provistos de una tapa fácilmente extraíble, que permite el acceso a los tubos sin retirar el cabezal.

El tipo de cabezal como los de la Figura 6-21 a) y 6-21 b) se llama bonete (bonnet).

En algunos casos, el canal está integrado a la carcasa y placa de tubos como en el caso de la Figura 6-21 d). En este caso, solo la tapa puede ser retirada.

El diseño de la Figura 6-21 e) es utilizado en aplicaciones de muy alta presión. En este caso, la placa y el cabezal son forjados en una sola pieza. La tapa (1) es comprimida contra su asiento por efecto de la presión interna, mientras un anillo respaldo (2), que trabaja al corte, absorbe los esfuerzos longitudinales. Si se requiere partición de pasos (3), la misma se realiza con chapa relativamente delgada, ya que si bien la presión es

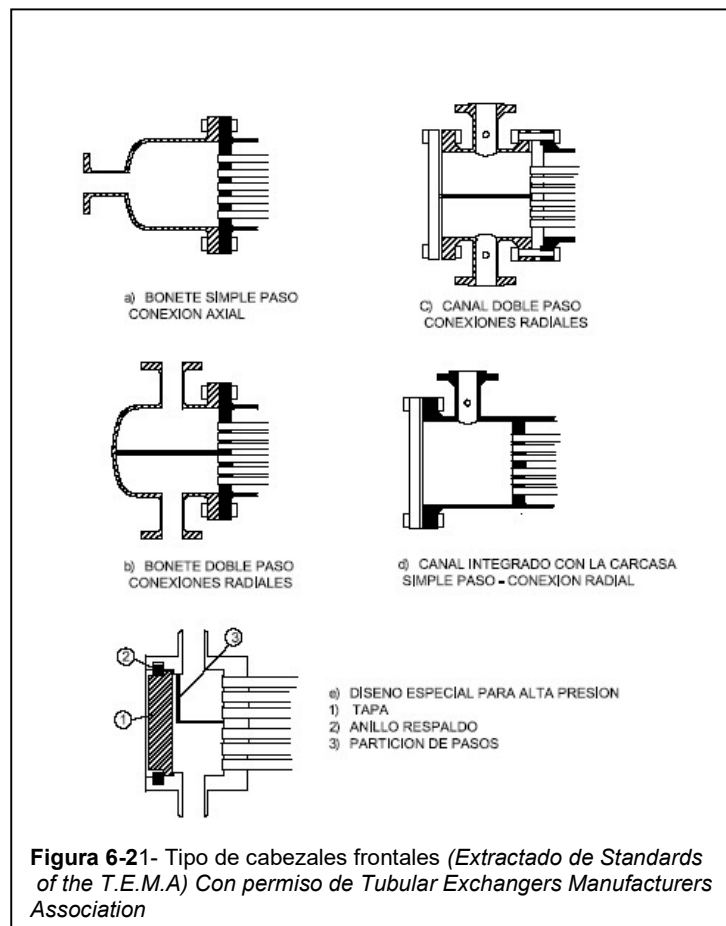


Figura 6-21- Tipo de cabezales frontales (Extractado de Standards of the T.E.M.A) Con permiso de Tubular Exchangers Manufacturers Association

elevada el esfuerzo diferencial que debe resistir la misma está dado simplemente por la pérdida de carga a través del haz de tubos.

Todos estos diseños también pueden ser utilizados como cabezales posteriores o de retomo. Sin embargo en los equipos de construcción desarmable o haz removible se recurre a diseños especiales para los cabezales posteriores como se verá más adelante.

6-9. Intercambiadores de Haz de Tubos Fijo e Intercambiadores de Haz Extraíble

6-9-1 Construcción con Haz de Tubos Fijo

El intercambiador de la Figura 6-1 posee la carcasa soldada a las placas tubulares como se aprecia en el detalle de dicha figura. Esto significa que una vez que se construyó el intercambiador ya no se puede tener acceso a su interior. Este tipo de intercambiadores se llaman de haz de tubos fijo o de placa tubular fija.

La secuencia de construcción de este tipo de equipo es la siguiente:

- 1) Se perforan las placas tubulares y los deflectores.
- 2) Se colocan los tubos en una de las placas.
- 3) Se enhebran los deflectores en los tubos colocando las barras separadoras.
- 4) Se coloca la carcasa.
- 5) Se coloca la segunda placa.
- 6) Se suelda la carcasa.
- 7) Se mandrilan los tubos.

Este tipo de equipo presenta fundamentalmente dos inconvenientes:

- 1) No se puede desarmar el equipo para su limpieza o inspección.
- 2) Si la diferencia entre las temperaturas de trabajo de los dos fluidos es considerable o los coeficientes de dilatación de los materiales de tubos y carcasa son muy diferentes, cuando el equipo entra en operación se producen efectos de dilatación diferencial entre ambas partes. Esto generará tensiones que se transmitirán a las uniones entre tubos y placas pudiendo dañarse el equipo.

El primero de estos dos problemas no es solucionable. Esto significa que esta clase de intercambiador no es apta para aquellas aplicaciones en las que ambos fluidos son muy ensuciantes (si uno solo de ellos es ensuciante se lo puede mandar por los tubos ya que el interior de los tubos sí se puede limpiar).

En algunos casos en lugar de realizar una limpieza mecánica de la parte exterior de los tubos se realiza una limpieza química haciendo circular por la carcasa un agente desincrustante o detergente. Sin embargo esta alternativa no es posible en muchas aplicaciones en las que el tipo de incrustación depositada exige la limpieza mecánica.

El segundo problema, es decir la dilatación diferencial, puede resolverse con la colocación de juntas de dilatación en la carcasa como se aprecia en el intercambiador de la Figura 6-1. Las mismas actúan como fueles elásticos que absorben las dilataciones diferenciales sin que se transmitan esfuerzos a las placas. La necesidad de colocar o no estas juntas de dilatación surge del cálculo mecánico del equipo.

La mayoría de las veces, sin embargo, estos dos inconvenientes se resuelven recurriendo a los intercambiadores de haz removible como se verá a continuación

6-9-2 Intercambiadores de Haz Removible

Estos equipos tienen construcción desarmable. Lo cual permite el acceso a la parte exterior de los tubos para realizar la limpieza de los mismos. Existen varios tipos diferentes que se analizarán a continuación

a) Intercambiador de cabezal flotante de arrastre

En el intercambiador de la Figura 6-22 el cabezal de la derecha no está vinculado a la carcasa sino que se encuentra libre de desplazarse en el interior de la misma en la medida que la dilatación de los tubos así lo requiera. Este cabezal se llama flotante

La placa de tubos del otro extremo está abulonada a la carcasa y al cabezal izquierdo que se llama cabezal fijo. Esta placa de tubos recibe el nombre de placa estacionaria ya que no tiene movimiento relativo respecto a la carcasa. El conjunto formado por dicha placa, los tubos, deflectores y cabezal flotante recibe el nombre de haz de tubos.

Para desarmar el intercambiador se procede de la siguiente manera:

- 1) Se desarma la unión brida del cabezal fijo
- 2) Se retira el haz de tubos por dicho extremo. Durante esta operación el cabezal flotante pasa a través de la carcasa y por este motivo a este tipo de cabezal se lo llama de arrastre (“pull through floating head”). De este modo se tiene acceso a la parte exterior de los tubos,

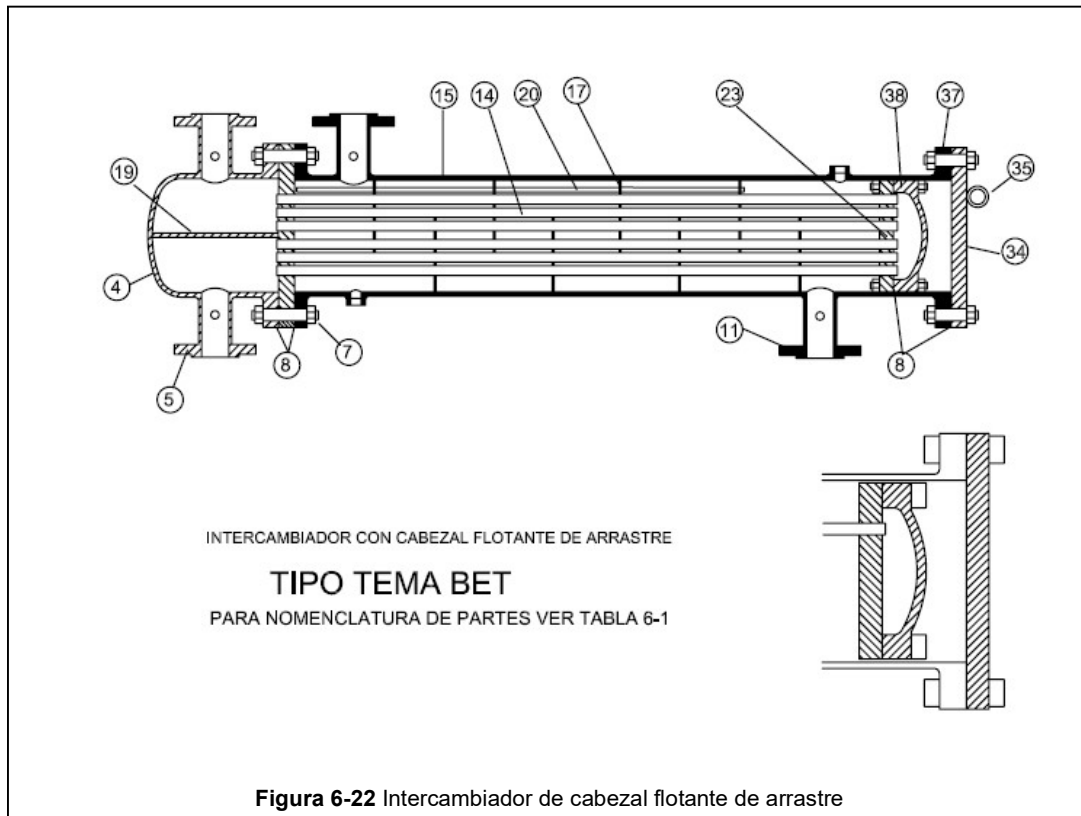


Figura 6-22 Intercambiador de cabezal flotante de arrastre

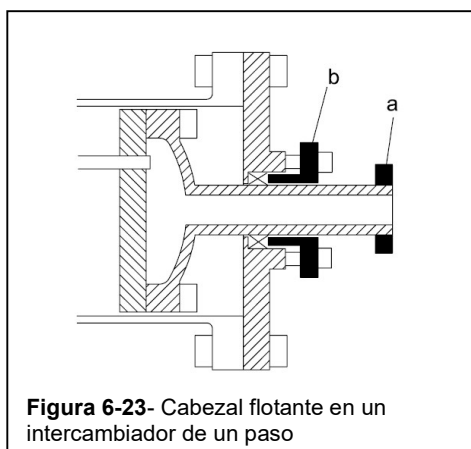


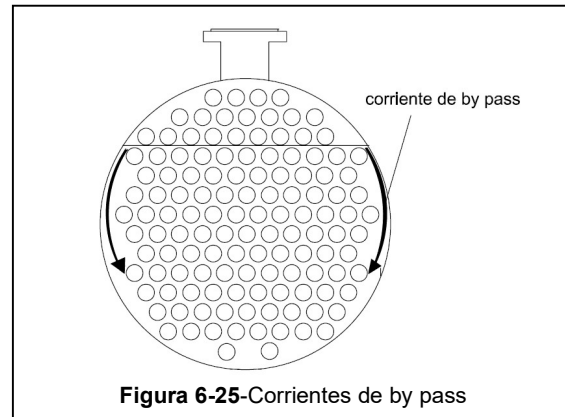
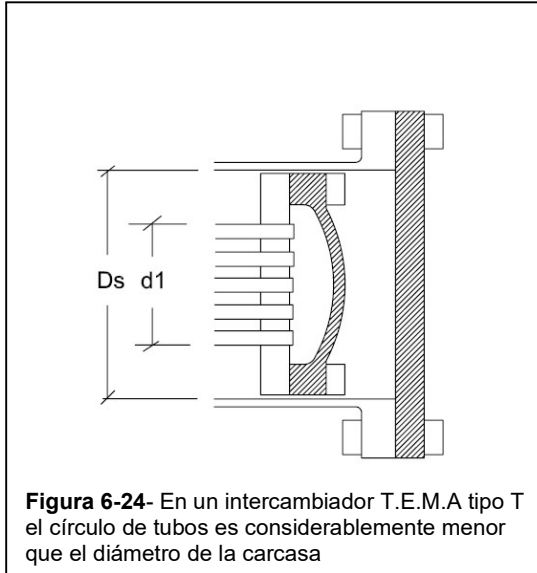
Figura 6-23- Cabezal flotante en un intercambiador de un paso

Si el arreglo de los tubos es en cuadro , esto permite efectuar la limpieza exterior de los tubos por medios mecánicos . En los arreglos en triángulo la limpieza exterior de los tubos no puede lograrse aunque el intercambiador sea desarmable.

Obsérvese que este tipo de equipo no presenta el problema de los esfuerzos de tensión por efecto de la dilatación térmica ya que los tubos pueden dilatar libremente sin transmitir esfuerzos a las placas, Este tipo de construcción sin embargo, presenta algunos inconvenientes. Entre ellos podemos citar

- 1) El diseño no resulta muy apropiado para intercambiadores con un solo paso en los tubos por la dificultad que significa tener que realizar una extracción del cabezal flotante. En tales casos se debe recurrir a una

construcción como la que se indica en la Figura 6-23. En dicha construcción la brida a) está roscada a la cañería de salida de modo que para desarmar el equipo se procede a desmontar dicha brida y a aflojar el prensaestopas b), con lo que el haz de tubos puede ser extraído a través de la carcasa hacia la izquierda una vez desarmado el cabezal fijo.



2) Otro inconveniente que presentan los equipos de cabezal flotante de arrastre, es que debido a la necesidad de disponer de espacio para la unión bridada del cabezal flotante, el diámetro del círculo de tubos d_1 debe ser bastante menor que el diámetro de la carcasa D_s . Esto se aprecia en la Figura 6-24.

De este modo se origina un espacio vacío en la periferia del haz de tubos por donde puede canalizarse el flujo del fluido como se muestra en la Figura 6-25, el cual circula entre las ventanas de los baffles sin penetrar en el haz de tubos. A esta corriente se la llama corriente de by pass o de cortocircuito. Las corrientes de by pass se pueden eliminar colocando planchuelas de sellado como se verá más adelante, pero las mismas no evitan la necesidad de incrementar el diámetro de la carcasa con respecto al círculo de tubos, lo cual aumenta el costo del equipo.

3) Un tercer problema que puede atribuirse a estos equipos se refiere a la existencia de una unión bridada, como es la del cabezal flotante, que se encuentra totalmente sumergida en el fluido de carcasa, y por lo tanto, oculta. Cualquier fuga que se produzca a través de la junta de esta unión, hará que el fluido de mayor presión se mezcle con la otra corriente. Por lo tanto, muchas veces se busca evitar este tipo de construcción, particularmente en aquellos casos en que no puedan tolerarse fugas de una corriente hacia la otra por problemas de toxicidad, incompatibilidad química, etc.

b) Intercambiador de cabezal flotante de anillo seccionado

Esta es una construcción que pretende solucionar el segundo de los problemas señalados para los equipos de cabezal flotante de arrastre, es decir la existencia de una zona de by pass entre la carcasa y el círculo de tubos. Este problema, como se señaló, se origina en la necesidad de proveer espacio para la unión bridada del cabezal flotante.

El intercambiador de anillo seccionado (también llamado anillo respaldo o anillo partido) permite la construcción de la placa de tubos con un diámetro prácticamente igual al diámetro de la carcasa. La construcción se indica en la figura 6-26.

Obsérvese que el cabezal flotante, en lugar de estar abulonado a la placa de tubos, aprisiona a ésta contra un anillo de respaldo (22) con el cual está abulonado. Esto, permite que el diámetro de la placa de tubos sea menor que la circunferencia de bulones de la unión bridada.

El anillo de respaldo no es una pieza entera sino que está dividido en dos mitades. Esto permite que dicho anillo pueda ser retirado del equipo antes de sacar el haz de tubos, una vez que se retiran los bulones que lo unen al cabezal flotante,

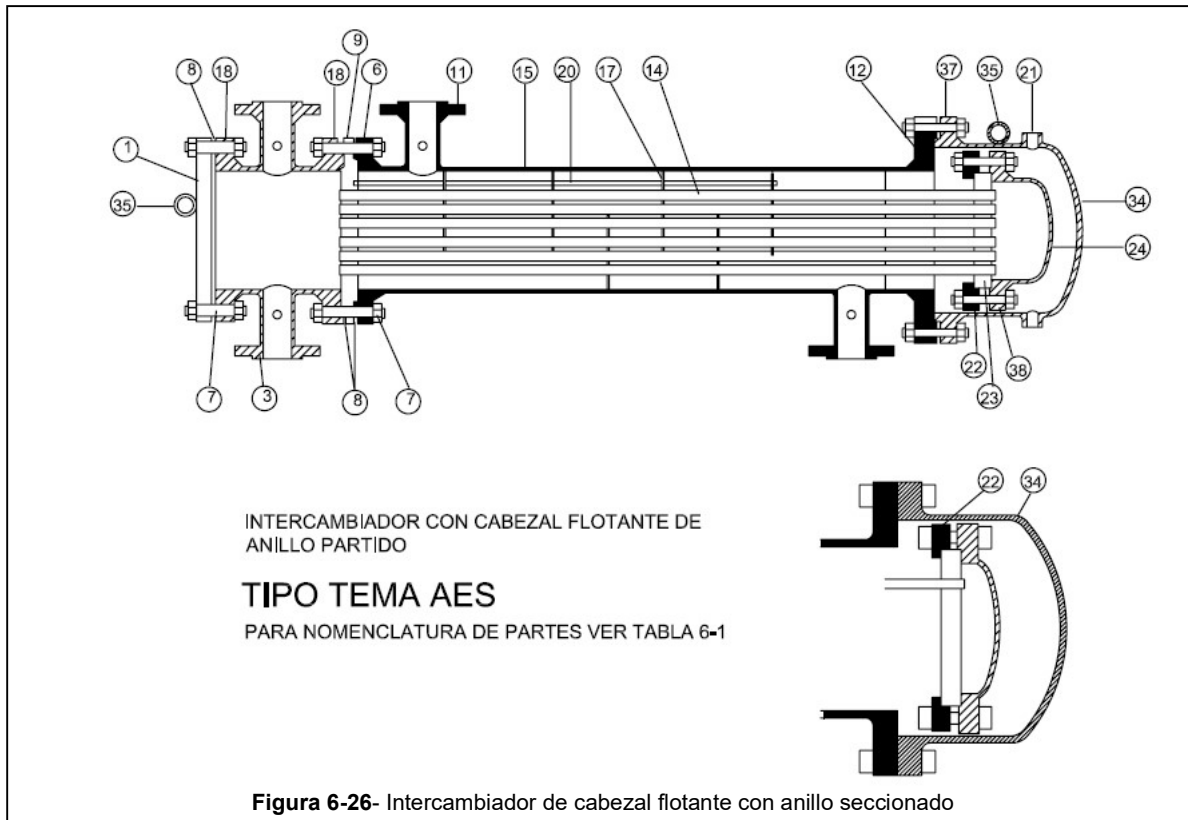


Figura 6-26- Intercambiador de cabezal flotante con anillo seccionado

El procedimiento de desarme es como sigue:

- 1) Se retira la tapa de la carcasa (34).
- 2) Se aflojan los bulones de la unión bridada.
- 3) El anillo partido se divide en dos mitades que pueden ser retiradas del equipo.
- 4) Se desmonta el cabezal estacionario del otro extremo.
- 5) Se saca el haz de tubos pasando la placa flotante a través de la carcasa.

La figura 6-27 muestra una comparación entre un equipo con cabezal flotante de arrastre y un equipo de anillo seccionado. Obsérvese que la segunda construcción permite un menor diámetro de carcasa.

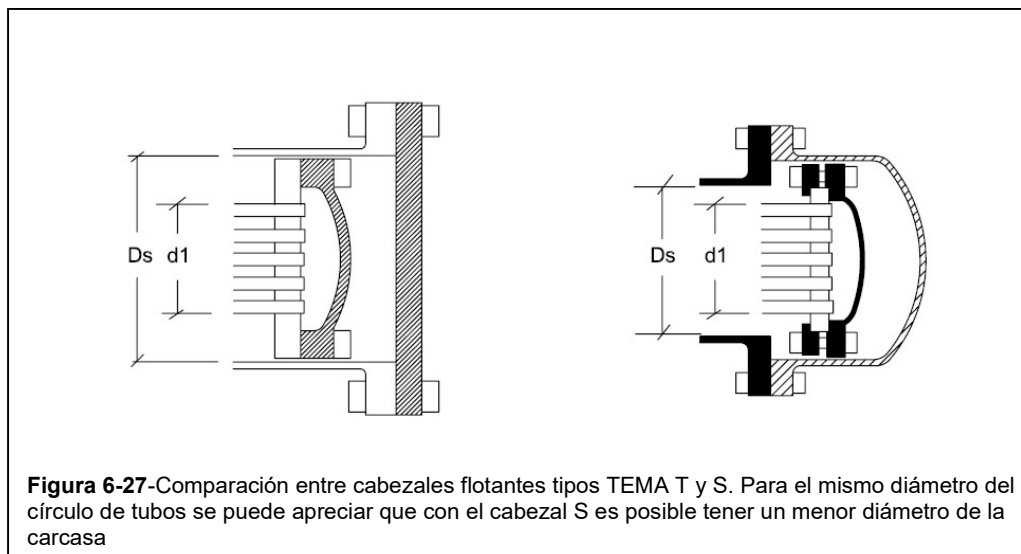


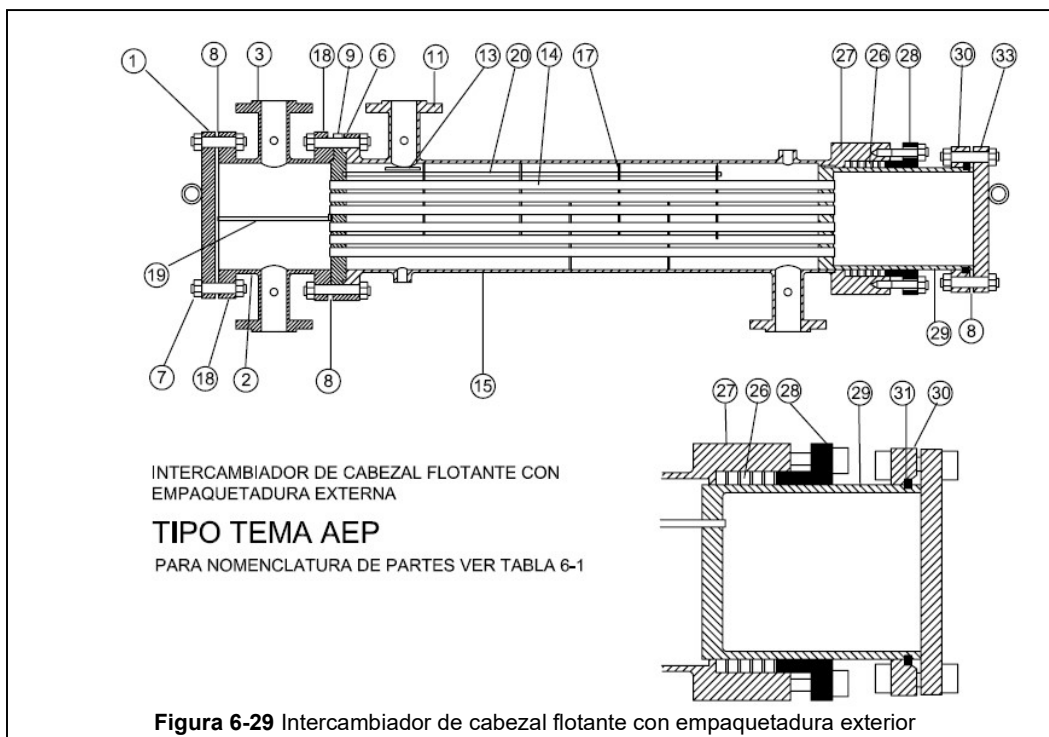
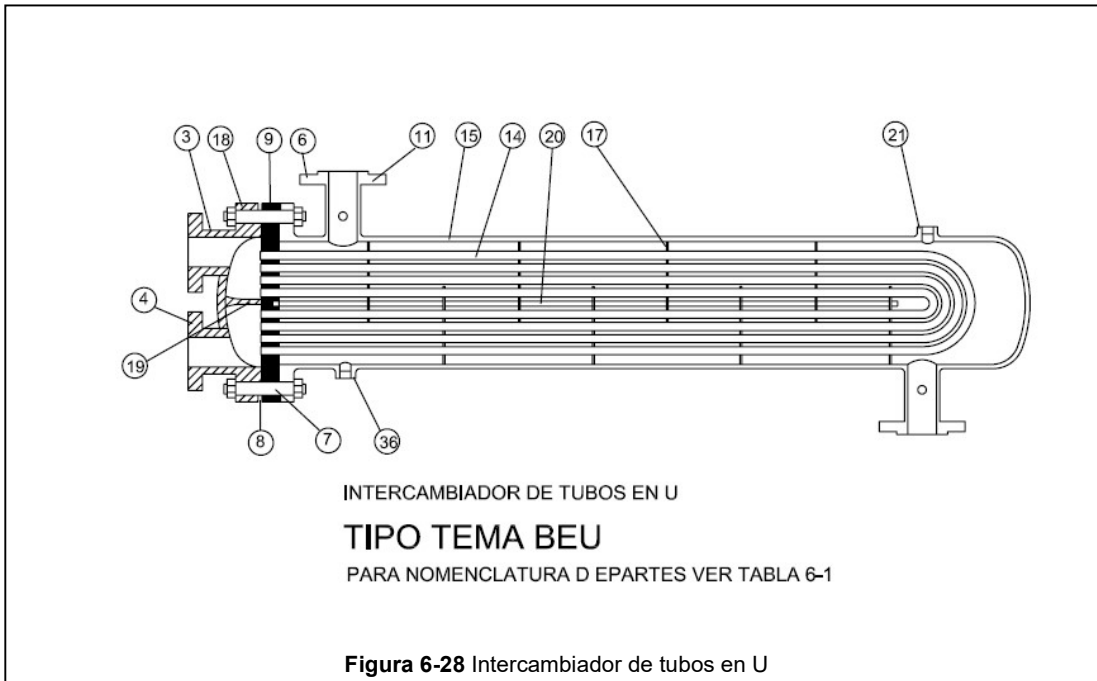
Figura 6-27- Comparación entre cabezales flotantes tipos TEMA T y S. Para el mismo diámetro del círculo de tubos se puede apreciar que con el cabezal S es posible tener un menor diámetro de la carcasa

c) Intercambiador de tubos en U

Otra forma de resolver el problema de la dilatación diferencial es recurriendo a la construcción con tubos en U como se muestra en la Figura 6-28. Esta construcción presenta la ventaja de su menor costo, ya que se elimina un cabezal, pero sus principales limitaciones son:

1. No permite una buena limpieza en la parte interior de los tubos, ya que no se puede pasar una baqueta a través de ellos
2. No se puede utilizar esta construcción en equipos con un solo paso en los tubos.
3. No se pueden cambiar tubos. Si uno de los tubos se perfora se lo debe anular.

Como contrapartida, el número de juntas es mínimo, lo cual hace a este diseño particularmente atractivo en servicio de alta presión



d) Intercambiador de cabezal flotante con empaquetadura externa

Corresponde a la Figura 6-29. El cabezal puede desplazarse en sentido axial efectuándose el sello entre el fluido de carcasa y el exterior por medio de una empaquetadura (26) comprimida por un prensaestopas (28). La placa-canal (29) tiene un diámetro menor que la carcasa, lo que permite que durante el desarme se lo pueda retirar hacia la izquierda pasando a través de ella. Obsérvese que la contrabrida de la tapa (30) es loca, y puede retirarse hacia la derecha previa remoción del anillo partido (31).

Cualquier fuga que se produzca a través de la empaquetadura es fácilmente detectable, pero es una construcción que no se puede emplear para fluidos letales o inflamables.

Su uso está limitado a presiones menores que 40 bar y temperaturas menores que 590K La norma API 660, que fue mencionada anteriormente como de aplicación en la industria del procesamiento de petróleo, y que es mas exigente que las TEMA, no permite este tipo de construcción.

En la Figura 6-30, se representa un cabezal con doble placa de tubos. Este tipo de construcción se emplea en aquellos casos en que se desea evitar la posibilidad de contaminación de alguna de las corrientes como consecuencia de fugas o través de la unión entre tubo y placa. En caso de producirse dichas fugas el fluido goteará hacia el exterior sin contaminar la otra corriente. Esta construcción también puede emplearse en los equipos de tubos fijos o de tubos en U pero no es realizable en los otros modelos de cabezales flotantes.

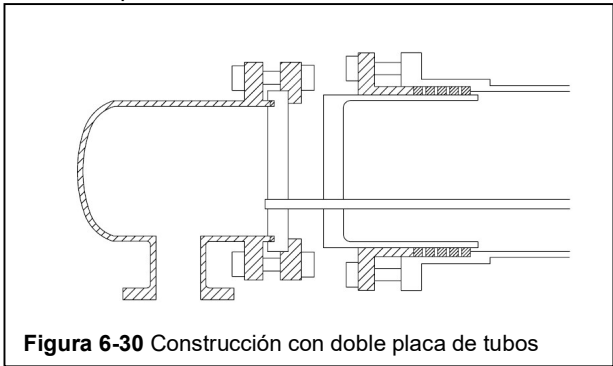


Figura 6-30 Construcción con doble placa de tubos

e) Intercambiador de cabezal flotante con empaquetadura exterior y anillo linterna

En esta construcción la placa tubular se fabrica de un mayor espesor que en las otras alternativas descriptivas hasta ahora (figura 6-31). La misma puede desplazarse axialmente entrando o saliendo del cabezal.

La carcasa y la placa tienen aproximadamente el mismo diámetro. El sellado de los espacios ocupados por cada uno de los fluidos hacia el exterior se realiza por medio de sendos anillos de empaquetadura de sección cuadrada (26), separados por medio de un anillo linterna con 4 o más agujeros de drenaje.

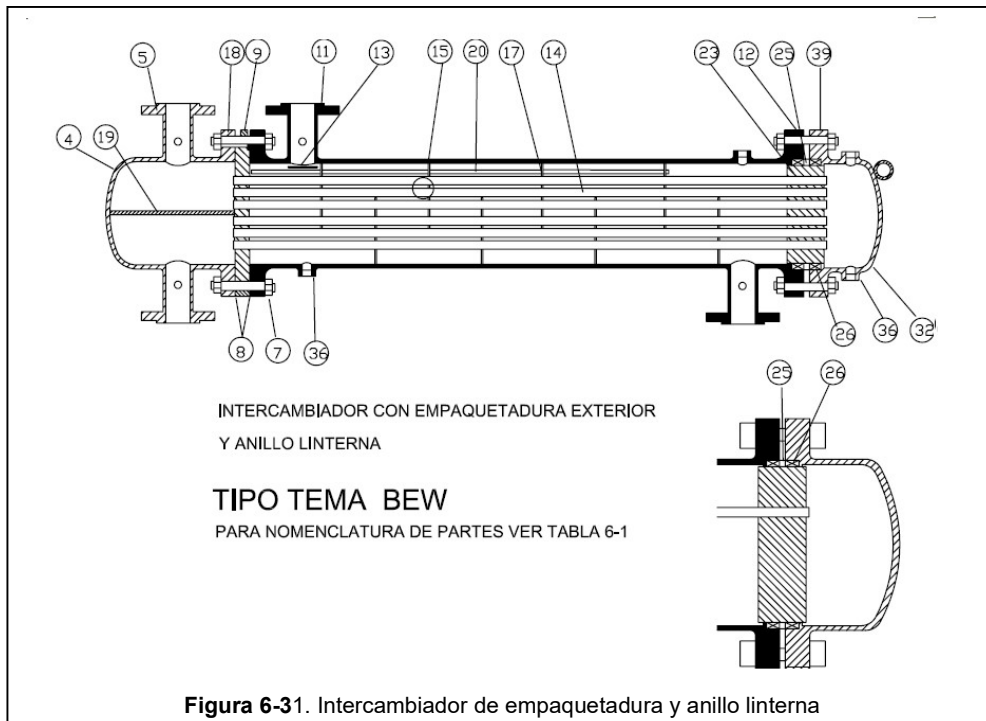


Figura 6-31. Intercambiador de empaquetadura y anillo linterna

Esta construcción es más sencilla que los otros tipos de cabezal flotante y el equipo no presenta área de by pass. El mantenimiento es relativamente simple. Sin embargo es un tipo de construcción limitado a bajas presiones y temperaturas. Las normas TEMA solo lo permiten para servicio con agua, aire, aceite lubricante o aplicaciones similares en condiciones más benignas que 2.106 N/m² y 423K

6-9-3 Comparación entre los Distintos Tipos de Intercambiadores

La Tabla 6-5 permite visualizar en forma comparativa las ventajas relativas de cada uno de los tipos de construcción analizados.

TABLA 6-5 COMPARACIÓN ENTRE DISTINTOS TIPOS DE INTERCAMBIADORES						
Tipo de diseño	Tubos en U (Tipo U)	Placa de tubos fija (Tipos L,M,N)	Cabezal Flotante De arrastre (Tipo T)	Cabezal Flotante anillo Linterna (tipo W)	Cabezal Flotante anillo partido (tipo S)	Cabezal Flotante con Prensaestopa (tipo P)
Costo relativo Creciendo desde A (menos caro) hasta E (más caro)	A	B	C	C	D	E
Forma de lograr la expansión diferencial	Los tubos dilatan libremente	Junta de dilatación en carcasa	Cabezal flotante	Cabezal flotante	Cabezal flotante	Cabezal flotante
Haz extraíble	si	no	si	si	si	si
Tubos individualmente reemplazables	Sólo en las filas más externas	si	si	si	si	si
Tubos limpiables interiormente	Difícil mecánicamente Puede hacerse químicamente	Si- mecánica o químicamente	Si- mecánica o químicamente	Si- mecánica o químicamente	Si- mecánica o químicamente	Si- mecánica o químicamente
Limpieza exterior de tubos en arreglos triangulares	Solo químicamente	Solo químicamente	Solo químicamente	Solo químicamente	Solo químicamente	Solo químicamente
Limpieza exterior de tubos en arreglos en cuadro	Si- mecánica o químicamente	Solo químicamente	Si- mecánica o químicamente	Si- mecánica o químicamente	Si- mecánica o químicamente	Si- mecánica o químicamente
Número de pasos en los tubos	Cualquier número par de pasos es posible	No hay limitaciones	No hay limitaciones (para un solo paso se requiere empaquetadura)	Limitado a uno o dos pasos	No hay limitaciones (para un solo paso se requiere empaquetadura)	No hay limitaciones
Eliminación de juntas internas	si	si	no	si	no	si

6-9-4 Tipos Normalizados y Designación TEMA

Los distintos tipos de cabezal de retorno que se han estudiado en el tema anterior pueden combinarse con distintos diseños de cabezal anterior y de carcasa, dando lugar a un gran número de combinaciones posibles.

Las normas TEMA proporcionan una codificación que permite describir un tipo de intercambiador valiéndose de tres letras. La primera letra designa al cabezal anterior o cabezal de entrada. La segunda letra se refiere al tipo de carcasa La tercera letra designa al cabezal de retorno o cabezal posterior. Así por ejemplo, un intercambiador tipo AEL tendrá un cabezal anterior del tipo A, una carcasa del tipo E, y un cabezal posterior del tipo L. El significado de estos códigos se observa en la Figura 6-32.

La carcasa tipo K se utiliza como evaporados o reboiler. El resto de los elementos de la figura ya han sido analizados.

En las Figuras 6-1, 6-13, 6-22, 6-26, 6-28, 6-29 y 6-31 se indica la codificación del tipo correspondiente a los equipos representados.

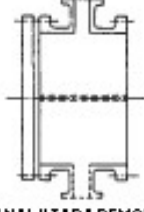
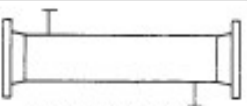
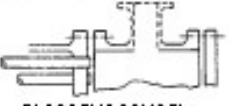
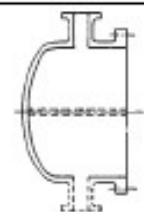
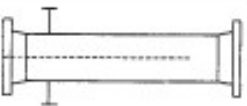
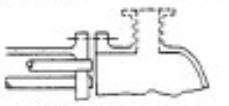
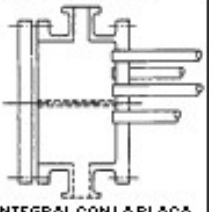
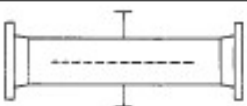





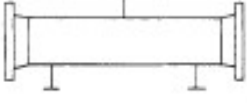
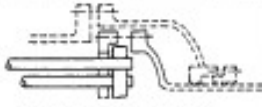

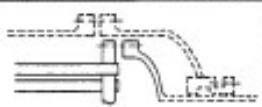
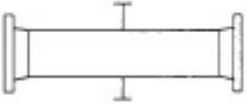
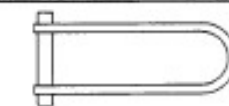

EXTREMO ANTERIOR TIPOS DE CABEZALES ESTACIONARIOS		TIPOS DE CARCASA		TIPOS DE CABEZAL POSTERIOR	
A	 CANAL Y TAPA REMOVIBLE	E	 CARCASA DE UN PASO	L	 PLACA FIJA COMO EL CABEZAL ESTACIONARIO "A"
B	 BONETE (TAPA INTEGRAL)	F	 CARCASA DE DOS PASOS CON BAFLE LONGITUDINAL	M	 PLACA FIJA COMO EL CABEZAL ESTACIONARIO "B"
C	 CANAL INTEGRAL CON LA PLACA DE TUBOS Y TAPA REMOVIBLE	G	 FLUJO PARTIDO	N	 PLACA FIJA COMO EL CABEZAL ESTACIONARIO "N"
N	 CANAL INTEGRAL CON LA CARCASA Y TAPA REMOVIBLE	H	 FLUJO DOBLE DIVIDIDO	P	 CABEZAL CON EMPAQUETADURA EXTERNA
D	 CIERRE ESPECIAL PARA ALTA PRESION	J	 FLUJO DIVIDIDO	S	 CABEZAL FLOTANTE DE ANILLO PARTIDO
		K	 REBOILER TIPO KETTLE	T	 CABEZAL FLOTANTE DE ARRASTRE
		X	 FLUJO CRUZADO	U	 CABEZAL DE TUBOS EN U
				W	 CABEZAL FLOTANTE DE ANILLO LINTERNA

Figura 6-32 Nomenclatura para designar los tipos de intercambiador. De Standards of the T.E.M.A 6th edition
Reproducido con permiso de la Tubular Exchangers Manufacturers Association

6-9-5 Longitud Efectiva de Tubos

Para calcular el área de transferencia de calor, debe computarse el área del tubo que está en contacto con ambos fluidos. Usualmente se considera que la porción del tubo que se encuentra empotrada en la placa tubular no es efectiva para la transferencia de calor. Por lo tanto, se puede definir una longitud efectiva de tubos que resulta de

$$L_{ef} = L - 2 \times \text{espesor de placa}$$

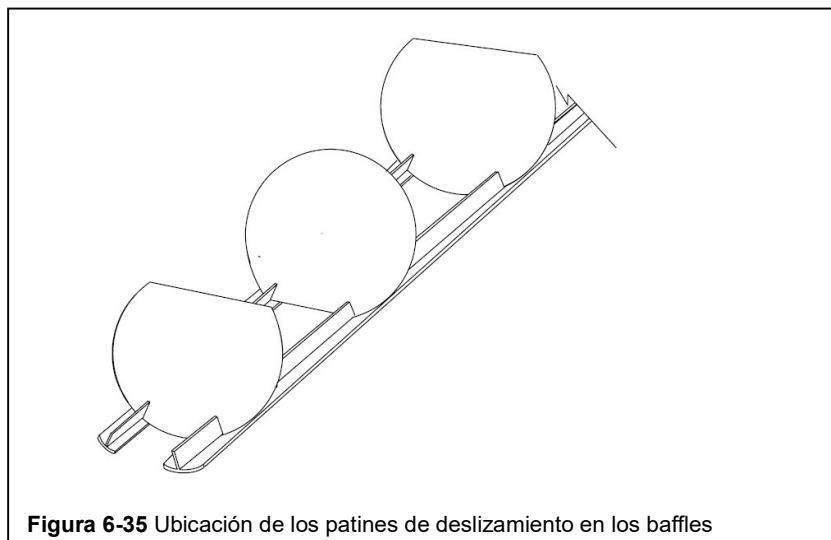
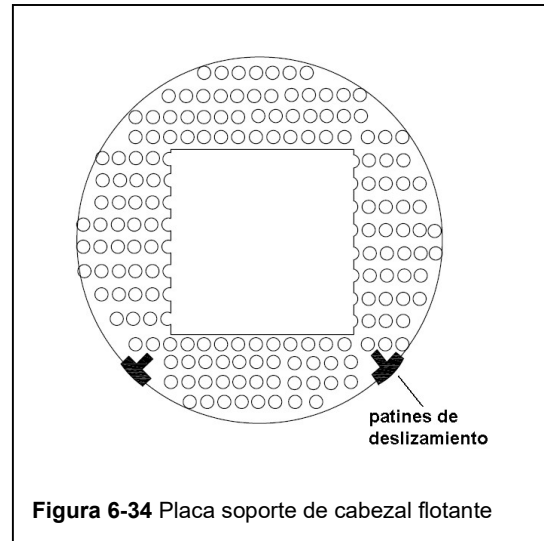
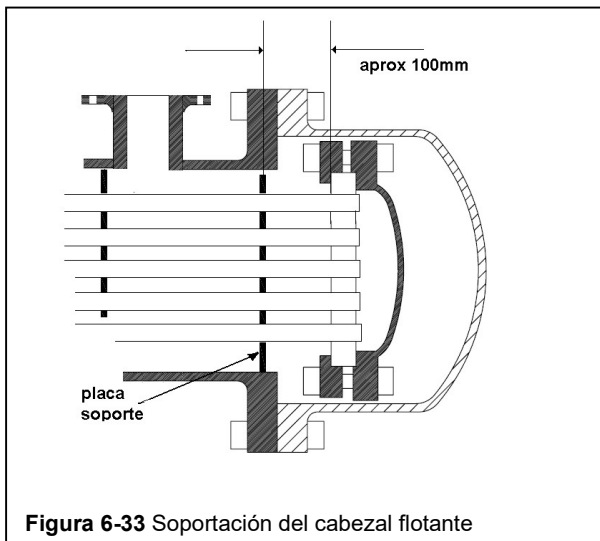
En intercambiadores de tubos fijos, la diferencia entre la longitud real y la efectiva es pequeña, pero la situación cambia en los equipos de cabezal removible.

Los equipos con cabezal flotante, deben tener una placa soporte para sostener el peso del cabezal como se muestra en la Figura 6-33. Esta placa se ubica a una distancia aproximada de 100 mm de la cara más próxima de la placa de tubos. La placa soporte, por lo general no es un círculo completo sino que está abierta en el centro para permitir que el fluido de carcasa penetre detrás de ella (Ver Figura 6-34). Sin embargo, la zona comprendida entre la placa soporte y la placa tubular es una zona estanca y por lo general no se la tiene en cuenta al computar el área de intercambio. Vale decir que en este caso la longitud efectiva sería

$$L_{ef} = L - 2 \times \text{espesor de placa} - 100\text{mm}$$

En el caso de los equipos con tubos en U, también se coloca una placa soporte en coincidencia con el plano de curvado de los tubos, de modo que el área de la U tampoco se suele considerar como área efectiva de transferencia de calor.

En las Figuras 6-34 y 6-35 se muestra también la forma de colocación de los patines de deslizamiento que van soldados a los baffles y a la placa soporte para permitir la extracción e inserción del haz de tubos.



6-10 Vibración de los Tubos

Los tubos de un intercambiador están soportados en sus extremos por las placas tubulares, y en posiciones intermedias por los baffles. Cada sección de un tubo. Comprendida entre dos soportes, constituye un elemento flexible que puede vibrar igual que las cuerdas de una guitarra.

Del mismo modo que las cuerdas de un instrumento musical, cada sección de tubo tiene una frecuencia natural de vibración que depende de su masa (tanto de la propia del tubo como de la del fluido en su interior), de su momento de inercia, del modo en que está soportado, y fundamentalmente de la distancia entre soportes.

Por ejemplo, no tienen la misma frecuencia de vibración un tramo de tubo comprendido entre dos baffles que otro de igual longitud comprendido entre un baffle y la placa tubular o que el extremo de un tubo en U.

La frecuencia natural de vibración de un tubo depende también de la densidad del fluido de la carcasa y del esfuerzo de tracción o compresión a que está sometido el tubo (así como el tensado de las cuerdas de una guitarra cambia la frecuencia natural de vibración.)

Algunas velocidades del fluido en la carcasa pueden excitar esta frecuencia de vibración y provocar que el tubo comience a vibrar. En determinadas condiciones, la amplitud de las vibraciones puede hacerse lo suficientemente importante como para provocar daños a los tubos. Estos daños se producen por los siguientes efectos

1) Daño por colisión

Cuando como consecuencia de la vibración los tubos golpean unos contra otros, se produce aproximadamente en la zona media entre soportaciones un aplastamiento del tubo. Eventualmente puede producirse también un desgaste de la pared que puede conducir a la rotura

2) Daño por baffle

El agujero del baffle por donde atraviesa el tubo, debe ser perforado con una cierta tolerancia para facilitar la fabricación y el armado.

La vibración de los tubos puede provocar impacto contra el agujero del baffle, causando un debilitamiento y desgaste de la pared del tubo en forma circunferencial, en una longitud similar al espesor del baffle. Esto también puede conducir a la rotura

3) Efectos en el empotramiento de la placa tubular

El tubo está empotrado en la placa por mandrilado. Esto rigidiza la unión y contribuye a aumentar la frecuencia natural del tubo. Sin embargo, esto provoca que los esfuerzos de tensión debido a cualquier deflexión lateral del tubo son máximos en la zona en que el tubo emerge de la placa, contribuyendo a posible rotura.

4) Propagación de defectos del material

Puede haber ciertas amplitudes de vibración, que si bien no son capaces de originar roturas en tubos construidos de un material homogéneo, pueden potenciar la propagación de fisuras que pudieran existir en algún tubo con defectos de fabricación

5) Vibración acústica

Este efecto se encuentra en intercambiadores con gas en la carcasa, y se debe a las vibraciones de una columna de gas que en determinadas condiciones puede provocar ruido. Normalmente no está asociado a daños en el equipo a menos que la frecuencia de la vibración acústica coincida con la frecuencia natural del tubo.

6-10-1 Causas de las vibraciones

Se han identificado cuatro fenómenos que pueden producir vibraciones en los tubos de un intercambiador

1. Inestabilidad fluidoelástica
2. Alternancia de vórtices
3. Agitación turbulenta
4. Vibración acústica

1-Inestabilidad fluidoelástica

Es la más perjudicial, y está asociada a las altas velocidades de fluido. Un tubo expuesto a un fluido que circula a alta velocidad perpendicular al mismo, oscila describiendo una trayectoria oval alrededor de su eje

2-Alternancia de vórtices (vortex shedding)

Este fenómeno se conoce también como turbulencia de von Karman. Cuando un fluido incide normalmente sobre un tubo, aparecen aguas abajo del mismo vórtices o remolinos, que se forman, son arrastrados por la corriente y luego reaparecen en forma periódica, normalmente alternándose a uno y otro lado del tubo. La aparición de estos vórtices, origina zonas de baja presión, que producen fuerzas sobre el tubo, de naturaleza cíclica y de igual frecuencia que la de formación de remolinos. Cuando esta frecuencia coincide con alguna de las frecuencias naturales de vibración del tubo, el tubo comienza a vibrar

3-Agitación turbulenta (turbulent buffeting)

Se debe a fuerzas fluctuantes que ocurren en sistemas en régimen altamente turbulento y que sacuden el tubo (de igual modo que el viento sacude una carpa de lona) en forma periódica. Este efecto se observa solo en intercambiadores que manejan gases a altas velocidades

4-Vibración acústica

Tal como se señaló antes, este fenómeno consiste en la vibración de una cierta masa de gas, que puede estar excitada por alguno de los dos fenómenos anteriores y provoca la aparición de ondas sonoras

6-10-2 Zonas Críticas del Intercambiador

Se han reportado fallas por vibración en todas las zonas de un intercambiador. Sin embargo, las zonas más susceptibles de sufrir daño son

a)Zonas de entrada y salida

Con referencia a la Figura 6-36, en las zonas de entrada y salida del intercambiador, ya sea debido a la presencia de las placas de choque (Figura 6-36 a) o porque los diámetros de las conexiones son demasiado pequeñas (Figura 6-36 b) o porque el diámetro del círculo de tubos está muy próximo al diámetro de la carcasa (Figura 6-36 c) pueden existir altas velocidades de fluido localizadas que pueden dar origen a vibraciones.

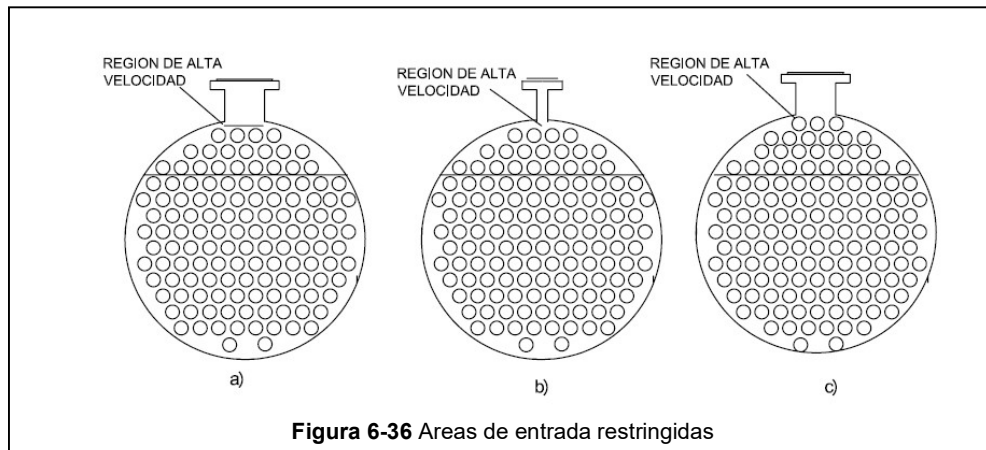


Figura 6-36 Areas de entrada restringidas

b)Tubos en U

Las frecuencias naturales de vibración de las filas exteriores (fila a en la Figura 6-37) son menores que la de los tubos interiores (fila b) y por lo tanto son más susceptibles a vibrar

c)Zona de la placa tubular

La longitud no soportada en la zona cercana a las placas suele ser mayor que en la región central, debido a la necesidad de disponer espacio para las conexiones de entrada y salida (Figura 6-38)

Esta mayor longitud no soportada, hace que la frecuencia natural de vibración del tubo sea menor en esta zona, y por lo general esta es la parte del intercambiador donde más se presentan los problemas de vibración

d) Zona de la ventana de baffles

los tubos que están en la zona de la ventana, tienen longitudes no soportadas que son el doble de los que se encuentran en la zona de cross flow. Por lo tanto la frecuencia natural de vibración de estos tramos de tubos es menor y son mas propensos a sufrir daños.

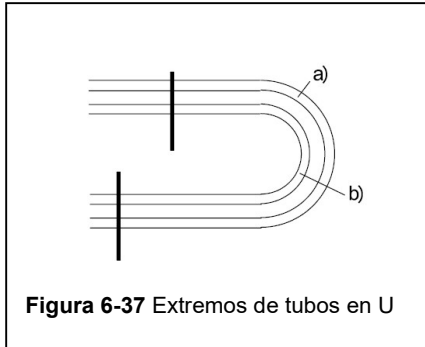


Figura 6-37 Extremos de tubos en U



Figura 6-38- La longitud no soportada es mayor en los extremos

6-10-3 Tratamiento del Problema

La verificación de vibraciones no pertenece al campo de la transferencia de calor, y por lo tanto no será tratada aquí. Sin embargo, en muchos casos la verificación mecánica de las vibraciones requiere efectuar alguna modificación en el diseño del equipo, modificando de algún modo su geometría

El fenómeno de la vibración de los tubos es complejo. Las normas TEMA proveen un método de verificación de vibraciones y el procedimiento de cálculo puede ser consultado allí. Sin embargo, en las normas se aclara que debido a la complejidad del fenómeno, no se garantiza que siguiendo dicho método de cálculo el problema no se presente.

En general los programas comerciales de diseño de intercambiadores poseen un módulo de verificación de vibraciones, que alertan al diseñador sobre la probable aparición de problemas de este tipo.

El método propuesto por TEMA, consiste en calcular la frecuencia natural de vibración de cada sección de tubo del intercambiador. Esta frecuencia, como ya se señaló, depende de la longitud no soportada, del tipo de empotramiento, de la tensión a la que está sometido el tubo y de las propiedades físicas del tubo y los fluidos interno y externo.

El método presenta criterios para evitar la vibración de tubos ocasionada por cada uno de los fenómenos descritos anteriormente.

La vibración por inestabilidad fluido elástica se evita logrando que en cada sección de intercambiador, la velocidad del fluido sea menor que una cierta velocidad crítica. Esta velocidad crítica es una función de la geometría del tubo, de su frecuencia natural de vibración y del amortiguamiento viscoso que producido por el fluido de la carcasa. Si la velocidad del fluido en alguna sección del equipo supera el valor de la velocidad crítica calculada para esa sección existe el riesgo potencial de daño.

Nótese que esta velocidad se debe calcular punto a punto en cada zona del intercambiador y para ello se debe considerar las corrientes de by pass interno, las fugas entre tubo y baffle y entre carcasa y baffle, la presencia de internos como placas de choque, dispositivos de sellado, canales debido a la partición de pasos etc. Las fórmulas de cálculo se encuentran en las normas.

En cuanto a la vibración por alternancia de vórtices, las normas TEMA proporcionan fórmulas y gráficos que permiten calcular la frecuencia con que se produce esta alternancia de vórtices. Si la frecuencia natural del tubo es menor que el doble de dicha frecuencia, existe un riesgo potencial de vibración. En ese caso, se presentan fórmulas que permiten calcular la amplitud de las vibraciones y la misma no debe superar el 2% del diámetro del tubo.

También las normas proporcionan fórmulas para calcular la amplitud de vibraciones asociadas al fenómeno de agitación turbulenta, y también se debe verificar que la misma sea menor que el 2% del diámetro.

Para la vibración acústica, se debe calcular primero una frecuencia acústica de vibración de la carcasa, que depende de las propiedades del gas que circula por ella. Luego, existen criterios de

comparación de esta frecuencia acústica con las frecuencias de excitación producidas por el efecto de alternancia de vórtices y de agitación turbulenta que permiten decidir si se presentará el efecto de resonancia acústica que será fuente de ruido

6-10-4 Acciones Correctivas.

Cuando de la verificación de vibraciones, surge que existe un riesgo potencial de daño para el equipo, se debe corregir el diseño. En general el diseño se corrige

- reduciendo la longitud no soportada. Esto se puede lograr usando baffles que no llevan tubos en el área de ventana o colocando soportes parciales adicionales en las zonas de entrada y salida.
- reduciendo la velocidad del fluido en las zonas críticas, por ejemplo cambiando la distribución de tubos, aumentando el espaciado de baffles (aunque la contrapartida de esto es incrementar la longitud no soportada) aumentando el diámetro de bocas de entrada y salida o eliminando algunos tubos
- El problema de la resonancia acústica se puede corregir agregando un baffle antiresonante paralelo a la dirección de crossflow para incrementar la frecuencia acústica de la carcasa.

6- 11. Hoja de Especificación

Las normas TEMA, sugieren la utilización de un formulario standard para especificar las características constructivas principales de un intercambiador de calor. Este formulario recibe el nombre de Hoja de datos u Hoja de Especificación, y la misma es utilizada como documento básico de ingeniería en las etapas de proyecto, compra y construcción de un intercambiador. Esta hoja de especificación se muestra en el Apéndice 10. Todos los datos que allí aparecen ya han sido explicados con excepción de algunos términos que se definirán a continuación.

- *Presión de operación* -

Es la presión a la que estará sometido el equipo en condiciones normales de funcionamiento

- *Presión de diseño*

Es la máxima presión que puede establecerse en condiciones de operación estables pero extraordinarias. Por ejemplo en maniobras especiales, puestas en marcha o durante fluctuaciones que puedan producirse en la operación y durante las cuales la planta debe seguir operando. -

Es la presión utilizada por el diseñador mecánico para calcular los espesores de chapa, tubos, bridas etc.

- *Presión de prueba hidráulica*

Un equipo diseñado según el código ASME, puede soportar, en condiciones de temperatura ambiente, sin cargas dinámicas y durante un tiempo limitado, una presión bastante superior a la presión de diseño. Por lo tanto, en caso de especificarse la realización de prueba hidráulica, la presión de prueba es fijada por el código en un valor igual a 1,3 veces la presión de diseño.

6-12. Proyecto y Construcción de Intercambiadores de Calor

6-12-1 Proceso de diseño y construcción de un intercambiador

Las etapas que deben cumplirse durante el proyecto de un intercambiador son las siguientes:

- 1)- Especificación de proceso
- 2)- Diseño térmico -
- 3) - Diseño mecánico
- 4)- Construcción

Veremos cuales son las características del equipo que se deben definir en cada una de estas etapas y cuales son los documentos de ingeniería que resultan de ellas.

1) Especificaciones de proceso

Al igual que en el caso ya analizado de los intercambiadores de doble tubo, en esta etapa se define el servicio que debe cumplir el intercambiador y las restricciones con que debe encararse el diseño del equipo. Se deben especificar los caudales de cada corriente, sus propiedades físicas, temperaturas de entrada y salida, resistencias de ensuciamiento, caídas de presión permitidas, presiones de trabajo y de

diseño, y temperatura de diseño. También se suelen especificar los requerimientos geométricos y constructivos a los que debe ajustarse el proyecto del equipo, como ser el largo máximo, la definición respecto de cual será el fluido de tubos y cual el de carcasa, el tipo y clase TEMA, y a veces, los materiales de construcción.

Durante esta etapa, el ingeniero de procesos llenará en la hoja de especificación todos estos datos que suministrarán la información básica para el diseño. -

2) Diseño térmico

Los métodos utilizados para realizar el diseño térmico de un intercambiador de casco y tubos serán estudiados en la sección siguiente. Como resultado de este diseño debe surgir la información sobre las características geométricas básicas del equipo, como ser diámetro, longitud, número y arreglo de tubos, número de pasos en carcasa y en tubos, diámetro de carcasa, tipo y cantidad de deflectores y dimensionamiento de conexiones. Por lo general, hasta aquí el trabajo es efectuado por ingenieros de procesos. El resto del diseño es competencia de la ingeniería mecánica.

Al concluir el diseño térmico, quedará la hoja de especificaciones prácticamente completa. Puede realizarse en esta etapa un plano de silueta del intercambiador indicando posición de conexiones, dimensiones principales del equipo, tipos de soportes o cualquier otro dato que el ingeniero de procesos considere necesario definir

3) Diseño mecánico

En esta etapa se realiza el dimensionamiento mecánico de todas las partes del intercambiador, se completa la definición de materiales, se especifican las pruebas mecánicas, se realizan los diseños de soportes y apoyos y se confeccionan Los planos de detalle del equipo.

4) Construcción

Por lo general se deja en manos del fabricante la realización de los planos constructivos y de taller. En ellos se vuelca la información de los documentos precedentes y se definen los métodos y procedimientos de soldadura realizándose todos los planos de detalle que resulten necesarios para el personal del taller.

6-12-2 Especificación Técnica

Las distintas etapas del diseño de un intercambiador, que fueron mencionados en el tema anterior, pueden ser llevados a cabo por diferentes empresas o por distintos sectores de una misma empresa. A veces, al fabricante de un equipo, se le confía también su diseño mecánico, y aún el diseño térmico, dependiendo de la modalidad de contratación y de la capacidad de ingeniería que tenga la firma compradora.

Con frecuencia, sobre todo cuando el intercambiador forma parte de un proyecto integral, la realización del mismo es contratada a una empresa de ingeniería, la cual realiza el diseño completo del equipo y prepara la documentación necesaria para el llamado a concurso de precios. Esto tiene la ventaja que los distintos oferentes, cotizarán sobre un diseño único, lo cual simplifica la comparación de ofertas

Sea cual fuese la modalidad de contratación que se haya adoptado, resulta frecuente que el comprador realice el control de las distintas, etapas de construcción y/o ingeniería del equipo adquirido, ya sea en forma directa o contratando el servicio con empresas especializadas.

Por lo tanto, el pedido de cotización, incluye por lo general, además de la información técnica mencionada precedentemente, una Especificación Técnica.

La misma, es un documento en el que se incluye la definición de los procedimientos de inspección y control de calidad del equipo en sus distintas etapas de fabricación. Se especifican por ejemplo

- a) Cuales son los certificados de calidad que se exigirán de las distintas partes que entren en la construcción del equipo como ser los certificados de fabricación de tubos, certificados de análisis químicos y mecánicos de las chapas, certificados de forja o de fundición de partes, etc.
- b) Procedimientos para la aprobación de toda la documentación técnica que deba ser generado por el constructor como ser planos de detalle, procesos de soldadura, ensayos de calificación de soldadores, etc.
- c) Procedimientos para la realización de inspecciones de control de calidad en las distintas etapas de construcción
- d) Procedimientos, de recepción y ensayos

La Especificación Técnica, define también todos los requisitos suplementarios de calidad que se agregan a las normas o en las que las mismas permiten varias opciones posibles. Se especifica cualquier otra provisión adicional que deba realizar o suministrar el fabricante como ser. pasivado, pintura, aislación y

que el comprador haya decidido incluir en la licitación.

De este modo, la Especificación Técnica, junto con la hoja de datos y/o planos de detalle del equipo, conforman el paquete de documentos técnicos que integran el pedido de cotización.

Bibliografía ~

- 1) TEMA. *Standards of the Tubular Exchangers Manufacturers Association* - 8th edition.
- 2) Perry - Chilton - *Chemical Engineer's Handbook* Mc Graw Hill 1973.
- 3) Ludwig - *Applied Process Design for Chemical and Petrochemical Plants*
- Gulf Publishing - Co. 1964.
- 4) Kern - *Process Heat Transfer* - McGraw Hill 1954.
- 5) Yorkell - *Heat Exchanger Tube to Tubesheet Connections* - Chem. Eng. Feb. 8- 1982 p. 78-94.
- 6) Gardner en *Heat Exchanger Design and Theory Sourcebook* por Afgan y Schlunder - Mc Graw Hill 1974.
- 7) Taborek - *Evolution of Heat Exchanger design Techniques* - Heat Transfer Engineering Vol. N° 1 julio-set. 1979 p. 15-24.

7- Diseño Térmico de Intercambiadores de Casco y Tubos

7-1 Principios Básicos

7-1-1 La Tarea de Diseño

La tarea del diseño térmico de un intercambiador de calor, puede ser realizado por el constructor del mismo, por el comprador, o puede ser contratada a una empresa de ingeniería. Existen actualmente muchos programas comerciales desarrollados por institutos de investigación o empresas proveedoras de software que pueden comprarse o licenciarse sobre la base de un alquiler anual.

La tarea de diseñar un intercambiador de calor implica la definición de una cantidad de parámetros geométricos, como la longitud, diámetro y espesor de los tubos, arreglo y paso de los tubos, separación de baffles, diámetro de carcasa y número de pasos en tubos y en carcasa. Algunos de estos parámetros suelen estar previamente definidos por especificaciones de proyecto o por preferencias particulares (por ejemplo el tipo de tubos y arreglo). Con respecto al largo de tubos, usualmente el costo de un intercambiador se reduce si se usan tubos más largos, pero algunas veces el largo está limitado por el espacio disponible para su instalación. Una vez que estos parámetros han sido definidos, el resto de las características geométricas (número de tubos, número de pasos y separación de baffles) son determinados por el programa siguiendo un algoritmo de optimización que resulte en una combinación ya sea de costo mínimo o de área mínima.

En algunos casos, los programas de diseño térmico interactúan con módulos de diseño mecánico, y programas de CAD para preparar los planos de ingeniería del intercambiador. Obviamente el acceso a estas herramientas depende de la envergadura de la empresa, su grado de especialización y el volumen de trabajo de diseño que deba realizar, y normalmente está limitado a empresas de Ingeniería o proveedoras de equipos de proceso. En pequeñas compañías que poseen su propio Departamento de Diseño, la tarea de diseño de intercambiadores puede realizarse con programas más sencillos o con ayuda de cálculos manuales.

Al iniciar el diseño de un equipo, es importante analizar que cantidad de esfuerzo de ingeniería se justifica en el diseño.

Esta decisión deberá tener en cuenta los siguientes factores:

- 1) Costo del trabajo de ingeniería.
- 2) Costo del intercambiador. Obviamente el diseño de un equipo de gran tamaño y elevado precio merecerá más atención que uno pequeño y de bajo costo.
- 3) Los efectos que pueda tener sobre el resto del proceso un funcionamiento incorrecto del equipo a diseñar. Si un equipo es de gran importancia para el proceso, justificará la dedicación de un mayor esfuerzo.

Además se debe tener en cuenta la probable precisión de los resultados. Por lo general, las dos fuentes más frecuentes de incertidumbre son las propiedades físicas de los fluidos y el ensuciamiento, y muchas veces esta incertidumbre no justifica la utilización de métodos muy precisos para la predicción de los coeficientes de transferencia.

Un aspecto que también es muy importante analizar, es hacia que parte del diseño debe dirigirse el mayor esfuerzo. En este sentido, no debe nunca perderse de vista el concepto de "resistencia controlante". No tiene sentido, por ejemplo, la utilización de un sofisticado programa de diseño para el cálculo de un reboiler calefaccionado con vapor en el cual la resistencia de ensuciamiento representa un 80 % de la resistencia total. En este caso será mucho más importante poder realizar una buena predicción de la resistencia de ensuciamiento que contar con un método de cálculo muy preciso para determinar los coeficientes h .

El tema del ensuciamiento merece un comentario aparte. Si el valor adoptado para la resistencia de ensuciamiento es excesivo, el equipo resultará sobredimensionado. A veces, en las distintas etapas del diseño o la especificación de un intercambiador, se adopta una alta resistencia de ensuciamiento a manera de coeficiente de seguridad para cubrir otras indeterminaciones en el conocimiento de los fluidos y a veces,

hasta del propio proceso.

Este procedimiento no es recomendable por varias razones. En primer lugar, el efecto que la resistencia de ensuciamiento tiene sobre el resto del diseño depende de la magnitud relativa de dicha resistencia frente a las resistencias peliculares de los fluidos. De este modo, no se puede saber cual es el grado de sobredimensionamiento que se está adoptando hasta no haber calculado el equipo. En aquellos casos en los que el ensuciamiento sea la resistencia controlante, un exceso en el valor de la misma puede conducir a diseños con el doble o el triple de área sobre la realmente necesaria.

Por otra parte, un valor numérico de una resistencia de ensuciamiento volcado sobre una hoja de especificación, tiene con frecuencia el efecto de sentar un precedente para diseños futuros, que pueden resultar de este modo, innecesariamente penalizados.

Lamentablemente, la determinación experimental de resistencias de ensuciamiento no es frecuentemente realizada en las industrias de proceso. Esto se debe a que para lograr resultados confiables, deben encararse programas de mediciones a largo o mediano plazo y para lo cual, se requiere frecuentemente la instalación de instrumentación especialmente destinada a tal fin. Por lo tanto, en ausencia de información más específica pueden adoptarse los valores de resistencia de ensuciamiento de las tablas del Apéndice 6

En este capítulo, se desarrollarán básicamente los métodos de Kern¹ y de Bell⁹ para el cálculo de intercambiadores. Los mismos solo requieren una capacidad de cálculo pequeña, pudiendo ser llevados a cabo manualmente o con simples programas de computadora.

En la medida de lo posible, se ha preferido presentar las correlaciones en forma numérica y no gráfica, para que las mismas puedan ser programadas fácilmente. En los casos en que no se disponía de estas correlaciones numéricas, se realizaron regresiones de las curvas presentadas por las fuentes originales.

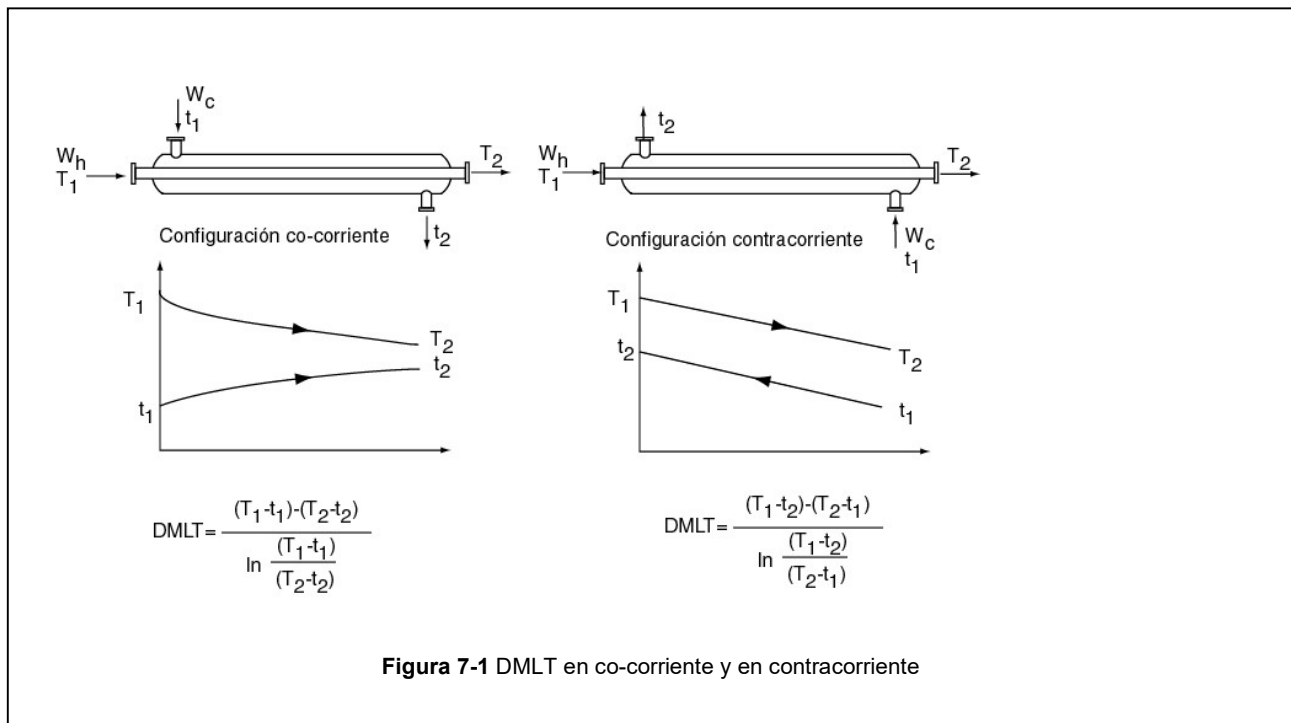
Solo se tratarán aquí los casos de intercambiadores sin cambio de fase. Otro tipo de equipo, como condensadores o reboilers serán tratados en capítulos posteriores

7-1-2. Hipótesis de Mezclado Transversal

Cuando dos fluidos circulan intercambiando calor en contracorriente ó en corrientes paralelas como en los intercambiadores de doble tubo de la Figura 7-1, el calor intercambiado puede calcularse por medio de

$$Q = U.A.(DMLT) \quad (7-1-1)$$

Siendo DMLT la diferencia media logarítmica de temperaturas. La misma se puede calcular según cada una de las expresiones que figuran en los esquemas correspondientes de la Figura 7-1.



El coeficiente global de transmisión de calor U , se puede calcular a partir de los coeficientes peliculares de cada uno de los fluidos por medio de las siguientes expresiones;

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{U_c} + R_f \quad (7-1-2)$$

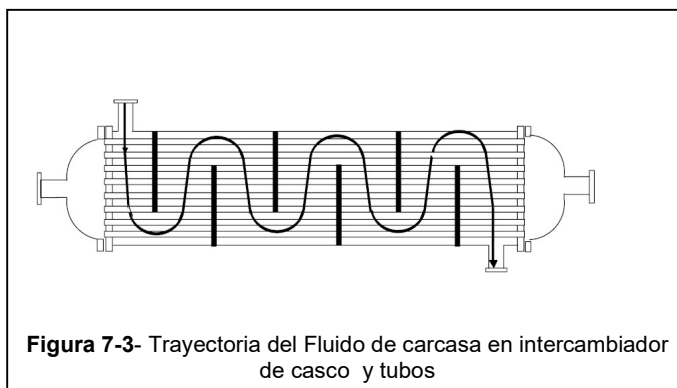
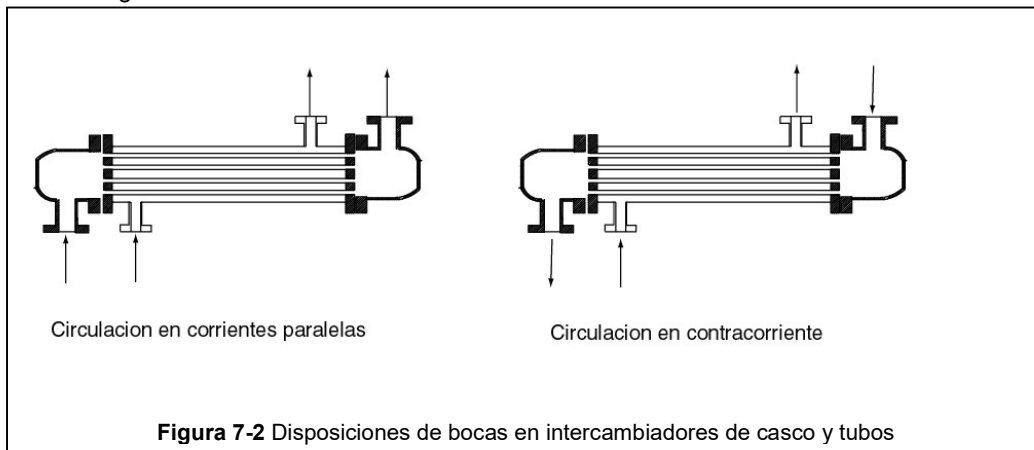
$$\frac{1}{U_c} = \frac{1}{h_o} + \frac{1}{h_{i_o}} \quad (7-1-3)$$

$$h_{i_o} = h_i \cdot \frac{D_i}{D_o} \quad (7-1-4)$$

Donde:

- U = coeficiente global de transmisión de calor.
- U_c = coeficiente limpio de transmisión de calor.
- R_f = resistencia de ensuciamiento combinada.
- h_{i_o} = coeficiente pelicular del fluido del tubo referido al área externa.
- h_o = coeficiente pelicular del fluido del anulo.
- D_i = diámetro interno del tubo interior.
- D_o = diámetro externo del tubo interior

En los intercambiadores de calor de casco y tubos con un solo paso en los tubos, las bocas de entrada pueden estar orientadas según una disposición de contracorriente o de corriente paralela como se muestra en la Figura 7-2.



Sin embargo, en este tipo de intercambiadores, el fluido que circula por la carcasa, lo hace siguiendo un recorrido como se indica en la Figura 7-3, debido a la presencia de los baffles o deflectores. Vemos que existe una componente de flujo transversal al tubo (flujo cruzado o "cross flow"), que tiene lugar en el espacio comprendido entre dos baffles, y al mismo tiempo, existe una componente de velocidad en la dirección del eje del tubo, principalmente en la ventana del baffle. Por lo tanto, ambos fluidos, en realidad, no circulan en forma de contracorriente o corrientes paralelas, sino que aparece un

nuevo patrón de flujo llamado flujo cruzado

No obstante, para el diseño de estos intercambiadores, se admite la hipótesis que en cualquier

sección transversal del equipo, el fluido de la carcasa se encuentra uniformemente mezclado, de tal modo que puede considerarse una temperatura uniforme en toda la sección.

Entonces, si se admite que los coeficientes peliculares son los mismos para todos los tubos del equipo, el fluido que circula dentro de ellos se calentará o enfriará de manera uniforme en cada uno de los tubos.

De esta manera, se puede hablar de una temperatura única en cada sección para cada uno de los fluidos. Luego, puede admitirse que la evolución de cada fluido en el equipo puede representarse por esquemas del tipo de los indicados en la Figura 7-1 a) ó b), y entonces es válido utilizar la diferencia media logarítmica para calcular el calor transferido.

Son entonces válidas las Expresiones (7-1-1) a (7-1-4). En ellas A será el área total del equipo, la que puede calcularse por medio de las expresiones

$$A = N \cdot a_1 \cdot L \quad (7-1-5)$$

$$a_1 = \pi \cdot D_o \quad (7-1-6)$$

Siendo:

A = área del intercambiador

a_1 = área lateral de un tubo por unidad de longitud = πD_o

L = largo de los tubos del intercambiador

D_o = diámetro exterior de los tubos.

El coeficiente global de transferencia se calculará por medio de las Expresiones (7-1-2) a (7-1-4). En ellas, h_o será el coeficiente pelicular de transmisión de calor para el fluido que circula por la carcasa cuyo cálculo se verá más adelante

Ejemplo 7-1: Cálculo de DMLT

Se quiere enfriar 14 kg/s de un aceite cuyo calor específico es 1964 J/kg .°C, desde una temperatura de entrada de 107°C hasta 40°C. El enfriamiento se realizará utilizando 50 kg/s de agua fría disponible a 20°C. Calcular cuál será la DMLT si se emplea:

a) Un equipo en contracorriente

b) Un equipo en corrientes paralelas

Solución

El calor a intercambiar será:

$$Q = W_{hCh}(T_1 - T_2) = 14 \times 1964 \times (107 - 40) = 1842400 \text{ J/s}$$

La temperatura de salida del agua será:

$$t_2 = t_1 + Q/W_{cCc} = 20 + 1842400/50 \times 4180 = 28.8 \text{ }^\circ\text{C}$$

Este valor es independiente del tipo de equipo que se utilice.

Para un equipo en contracorriente

$$DMLT = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1}} = \frac{(107 - 28.8) - (40 - 20)}{\ln \frac{107 - 28.8}{40 - 20}} = 42.6^\circ\text{C}$$

Para un equipo en corrientes paralelas:

$$DMLT = \frac{(T_1 - t_1) - (T_2 - t_2)}{\ln \frac{T_1 - t_1}{T_2 - t_2}} = \frac{(107 - 20) - (40 - 28.8)}{\ln \frac{107 - 20}{40 - 28.8}} = 36.9^\circ\text{C}$$

Vemos que la DMLT en contracorriente es mayor que la de corrientes paralelas. Si quisiera realizarse este servicio con un equipo de corrientes paralelas se requeriría mayor superficie de intercambio que para uno en contracorriente, siendo la relación entre ambas:

$$\frac{A_{cp}}{A_{cc}} = \frac{DMLT_{cc}}{DMLT_{cp}} = \frac{42.6}{36.9} = 1.15$$

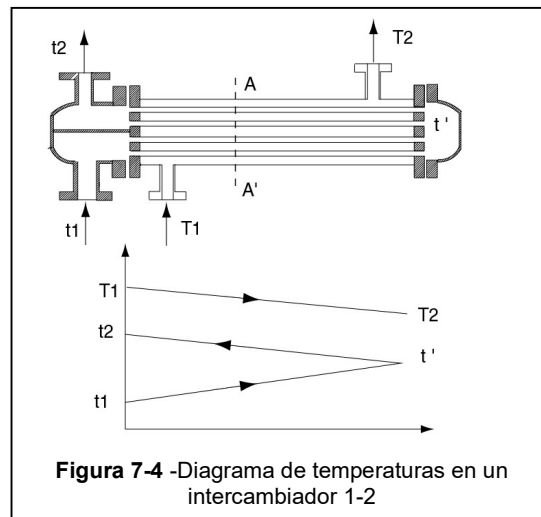


Figura 7-4 -Diagrama de temperaturas en un intercambiador 1-2

7-2 Factor de Corrección de DMLT para Otras Disposiciones de Flujo

Para un intercambiador de calor que posea más de un paso en los tubos la situación es diferente. Ya no puede hablarse de una temperatura única para cada fluido en toda la sección transversal del equipo. Supongamos un intercambiador de calor como el que se indica esquemáticamente en la Figura 7-4. En una sección como la AA' puede admitirse que el fluido de la carcasa está uniformemente mezclado.

Sin embargo, el fluido que circula por los tubos, aumenta su temperatura desde t_1 hasta t' en el primer paso, y luego desde t' hasta t_2 en el segundo; de tal manera que atraviesa la sección AA' dos veces con diferente temperatura cada vez. De este modo, el fluido de la carcasa se encuentra en corriente paralela con el primer paso y en contracorriente con el segundo.

Se ha visto en el Ejemplo 7-1, que un intercambiador en contracorriente requiere siempre menos área que uno de corrientes paralelas e igual coeficiente de transferencia.

En un intercambiador 1-2, el área de transferencia será mayor que la de un equipo en contracorriente y menor que la de uno de corrientes paralelas. El problema se puede encarar manteniendo la forma de la ecuación

$$Q=U.A.\Delta T \quad (7-2-1)$$

Donde ΔT es una diferencia efectiva de temperaturas entre las dos corrientes, que debe ser mayor que la que resultaría de considerar a ambos fluidos en corrientes paralelas pero menor que la de considerarlos en contracorriente.

Si $DMLT_{cc}$ es la diferencia media logarítmica para la disposición en contracorriente, se puede definir un factor F_t , llamado factor de corrección de la diferencia de temperaturas como

$$\Delta T=DMLT_{cc} \cdot F_t \quad (7-2-2)$$

El factor F_t es siempre menor que uno, dado que $\Delta T < DMLT_{cc}$. La Ecuación (7-2-1), puede escribirse entonces como:

$$Q=U.A.DMLT_{cc} \cdot F_t \quad (7-2-3)$$

De este modo, la diferencia de temperaturas para cualquier equipo se calcula como si se tratara de un contracorriente y se multiplica luego por el factor de corrección como se indica en la Ecuación (7-2-3). Por este motivo, al valor ΔT , definido por la (7-2-2), se lo llama diferencia verdadera de temperaturas, para distinguirlo de $DMLT_{cc}$ que no es la real diferencia de temperaturas del equipo. De aquí en adelante, a la

diferencia media logarítmica de la disposición en contracorriente la designaremos simplemente como DMLT, omitiendo los subíndices

7-2-1 Cálculo de los Factores F_t

El valor del factor F_t puede calcularse teóricamente^{2, 13}. La deducción de las expresiones correspondientes es algo tediosa y no será presentada aquí. Su valor depende del tipo de equipo (número de pasos en los tubos y en la carcasa como así también de las temperaturas de entrada y salida.

Un intercambiador con un paso en la carcasa y dos pasos en los tubos (1-2), tiene aproximadamente el mismo factor F_t que un equipo 1-4, ó 1-6 ó 1-8, con las mismas temperaturas de entrada y salida. Es decir que el factor F_t es en realidad solo una débil función del número de pasos en los tubos (siempre que éste sea par). Por lo tanto la bibliografía solo proporciona los valores del factor F_t para configuraciones 1-2, 2-4, 3-6, 4-8 etc., y en cualquier otro caso debe usarse aquél de éstos que corresponda a igual número de pasos en la carcasa.

Los valores de los factores F_t se pueden calcular en función de dos parámetros adimensionales definidos como:

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} \quad S = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1}$$

En los gráficos del Apéndice 2, pueden encontrarse las curvas de los factores F_t para distintas geometrías. Las expresiones analíticas correspondientes a dichas curvas para ser usadas en programas de cálculo son

$$F_t = \frac{\sqrt{R^2 + 1}}{R - 1} \frac{\ln[(1 - Px)/(1 - R \cdot Px)]}{\ln \left[\frac{(2/Px) - 1 - R + \sqrt{R^2 + 1}}{(2/Px) - 1 - R - \sqrt{R^2 + 1}} \right]}$$

Donde (7-2-4)

$$Px = \frac{1 - \left[\frac{R \cdot S - 1}{S - 1} \right]^{1/N_s}}{R - \left[\frac{R \cdot S - 1}{S - 1} \right]^{1/N_s}}$$

N_s es el número de carcasas simples o el número de pasos en carcasa. Si $R=1$ la expresión anterior queda indeterminada y se debe usar la siguiente expresión alternativa:

$$F_t = \frac{(Px \sqrt{R^2 + 1}) / (1 - Px)}{\ln \left[\frac{(2/Px) - 1 - R + \sqrt{R^2 + 1}}{(2/Px) - 1 - R - \sqrt{R^2 + 1}} \right]}$$

Siendo (7-2-5)

$$Px = \frac{S}{(N_s - N_s \cdot S + S)}$$

7-2-2 El Factor F_t como Criterio de Selección de Configuración

Cuando se utiliza un intercambiador en corrientes paralelas, la temperatura de salida del fluido caliente no puede ser nunca inferior a la temperatura de salida del fluido frío. En el caso límite en que ambas temperaturas sean iguales, la DMLT_{cp} se anula, y se requeriría un área infinita.

En un intercambiador en contracorriente, en cambio, es posible lograr un cruce de temperaturas como se ve en la Figura 7-5, obteniéndose una $t_2 > T_2$.

El equipo en contracorriente es, de todos los intercambiadores, el que permite un mayor cruce de temperaturas, ya que en teoría, con un equipo de área infinita, podría llegarse al caso extremo de sacar uno de los fluidos a la temperatura de entrada del otro, obteniéndose alguna de las situaciones indicadas en la Figura 7-6.

En el caso que el producto del caudal másico del fluido caliente por su calor específico ($W_h \cdot c_h$) sea mayor que el del frío ($W_c \cdot c_c$) la situación será la de la Figura 7-6-a, y si sucede lo contrario se tendrá la situación de la Figura 7-6-b.

En el caso de los intercambiadores multipaso, se puede lograr un cierto cruce de temperaturas, pero existe un cruce máximo que se puede lograr para un determinado número de pasos y condiciones de entrada. Esto fija un límite máximo al intercambio de calor entre las dos corrientes que no puede ser superado por un equipo de ese tipo. En estos casos, el factor F_t vale cero, con lo que se requiere un área infinita para alcanzar este límite.

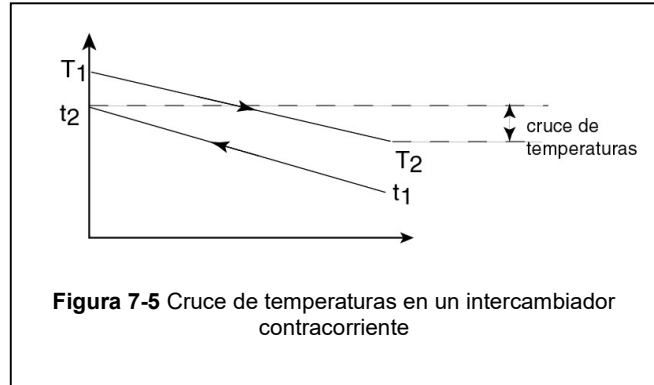


Figura 7-5 Cruce de temperaturas en un intercambiador contracorriente

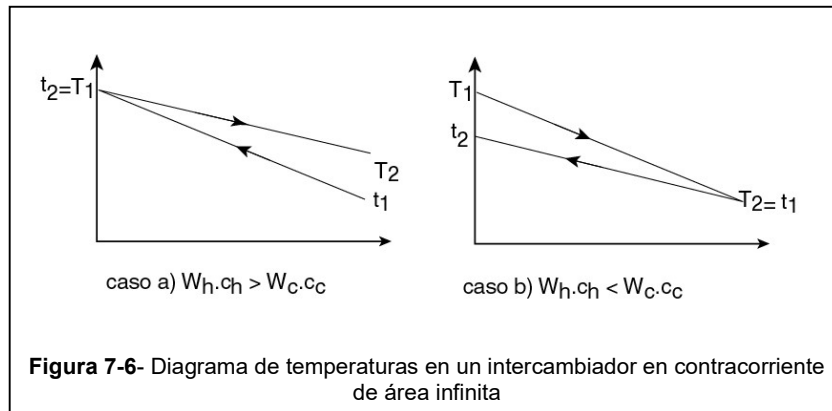


Figura 7-6- Diagrama de temperaturas en un intercambiador en contracorriente de área infinita

Si bien cualquier intercambiador con $F_t > 0$, puede teóricamente funcionar, observando la forma de los gráficos de F_t se puede apreciar que para valores de F_t menores que 0.7 o 0.8, la pendiente de las curvas es prácticamente vertical y el factor F_t disminuye drásticamente con una pequeña modificación de los parámetros.

Por lo tanto, no resulta seguro trabajar en dicha zona y se aconseja no diseñar nunca con un factor F_t menor que 0.75. Se debe tener presente que las curvas y expresiones matemáticas de F_t han sido deducidas teóricamente, y en su deducción se han realizado ciertas hipótesis de idealidad del intercambio de calor que pueden no cumplirse exactamente en la realidad, y de allí que se aconseje no acercarse en el diseño a la zona más empinada de las curvas, en la que el factor F_t real puede ser muy distinto del calculado teóricamente.

Analizando las curvas de F_t , puede verse que para determinadas condiciones de proceso, es decir temperaturas de entrada y salida, a medida que aumenta el número de pasos en la coraza, el factor F_t se hace más grande. De este modo, si un intercambiador 1-2 tiene un factor F_t menor que 0.75 para las condiciones de proceso elegidas, puede cumplirse el servicio utilizando un intercambiador 2-4, 3-6, 4-8, etc.

Ejemplo 7- 2

Se quiere enfriar 20 kg/s de una solución acuosa cuyo calor específico es 4180 J/kg K, desde una temperatura de 67°C hasta 37°C

El enfriamiento se hará con agua de refrigeración disponible a 17°C

Analizar cuál es el número mínimo de pasos con que debe construirse el intercambiador en los casos que se utilice un caudal de agua de refrigeración de a) 40 kg/s y b) 20 kg/s.

Solución

Suponiendo un caudal de agua de refrigeración de 40 kg/s, la temperatura de salida del agua puede calcularse a partir del siguiente balance de calor

$$4180 \times 20 \times (67-37) = 4180 \times 40 \times (t_2-17)$$

De donde se obtiene $t_2 = 32^\circ\text{C}$

será entonces

$$R = \frac{67-37}{32-17} = 2 \quad S = \frac{32-17}{67-17} = 0.3$$

Para un intercambiador 1-2 con estos parámetros se obtiene $F_t = 0.85$, luego es posible la utilización de un Intercambiador de este tipo para cumplir con el servicio.

b) Suponiendo que se emplee un caudal de 20 kg/s. En este caso, la temperatura de salida del agua calculada por medio de un balance de calor es de 47°C será entonces

$$R = \frac{67-37}{47-17} = 1 \quad S = \frac{47-17}{67-17} = 0.6$$

Para una configuración 1-2, se obtendría un F_t muy bajo. Por lo tanto, no puede emplearse un equipo 1-2 para este servicio. Con $R = 1$ y $S = 0.6$ pasando a una configuración 2-4 se obtiene $F_t = 0.9$, y ésta es entonces la configuración mínima para este caudal de agua.

Si el caudal de agua de refrigeración se reduce aún más, ya no será posible tampoco la utilización del equipo 2-4, y será preciso pasar a la configuración 3-6.

Por supuesto que en todos los casos, podría utilizarse un equipo en contracorriente pura para el cual $F_t = 1$. La razón de la utilización de equipos multipaso es la de mejorar los coeficientes de transferencia, puesto que para lograr una buena velocidad con una cierta área de intercambio, podría ocurrir que se necesitase un equipo excesivamente largo si se desea mantener la contracorriente. Esto se comprenderá mejor con el Ejemplo 7-3.

Además, se debe tener presente que, si por razones de limpieza ó de dilatación térmica se requiere un equipo de cabezal flotante, la disposición en contracorriente muchas veces se descarta por la dificultad que significa realizar una extracción de fluido desde el cabezal flotante

Ejemplo 7-3

La experiencia existente sobre el diseño de equipos similares, indica que para lograr un aceptable valor del coeficiente de transferencia de calor, durante el enfriamiento de soluciones como las del Ejemplo 7-2, se debe trabajar a una velocidad mínima de 1 m/s. En este caso, los coeficientes globales de transmisión de calor, serán del orden de $1300 \text{ W/m}^2 \text{ K}$. Para facilitar la limpieza, la solución deberá circular por dentro de los tubos.

Se desea diseñar un intercambiador de calor para enfriar 20 kg/s de solución utilizando 20 kg/s de agua de enfriamiento. Las condiciones de proceso, por lo tanto, corresponden al caso b) del Ejemplo 7-2

El diseño se realizará utilizando tubos de $3/4"$ BWG16, que tienen un diámetro interno de 0.0157 m y un diámetro externo de 0.019 m. Sugerir un diseño preliminar para este equipo.

Solución

Supongamos que se decida en primer lugar analizar la alternativa de utilizar un equipo en contracorriente pura, para el cual $F_t = 1$.

El calor a intercambiar será:

$$Q = W_{hch}(T_1 - T_2) = 20 \times 4180 \times (67 - 37) = 2508000 \text{ J/s}$$

El área de flujo de cada tubo es

$$\pi \times 0.0157^2 / 4 = 1.94 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

Si deseamos mantener una velocidad de 1m/s, el número de tubos en paralelo será

$$N_t = \frac{0.020 \text{ m}^3/\text{s}}{1 \text{ m/s} \times 1.94 \times 10^{-4} \text{ m}^2/\text{tubo}} \cong 102 \text{ tubos}$$

Se ha supuesto una densidad de 1000 kg/m³ para la solución.

Este es el máximo número de tubos en paralelo que se pueden colocar, ya que de otro modo la velocidad sería muy baja.

Para un equipo en contracorriente la diferencia verdadera de temperaturas coincide con la DMLT

Sin embargo como $T_1 - t_2 = T_2 - t_1 = 20^\circ\text{C}$, la DMLT resulta indeterminada.

Entonces es $\Delta T = T_1 - t_2 = T_2 - t_1 = 20^\circ\text{C}$

Para transferir $2.508 \times 10^6 \text{ J/s}$ con un coeficiente de $1300 \text{ W/m}^2 \text{ K}$, y una diferencia de temperatura de 20°C el área necesaria es

$$A = \frac{Q}{U \cdot \text{DMLT}} = \frac{2508000}{1300 \times 20} = 96.5 \text{ m}^2$$

El área lateral de transferencia de los 102 tubos por metro de longitud de intercambiador es:

$$\pi \times 0.019 \times 102 = 6 \text{ m}^2/\text{m de intercambiador}$$

Por lo tanto, la longitud del equipo que haría falta es de

$$L = \frac{96.5}{6} = 16 \text{ m}$$

Esta longitud es excesiva para un intercambiador de calor, lo cual obligaría a utilizar dos o tres cuerpos conectados en serie como se muestra en la Figura 7-7, para mantener la disposición en contracorriente. Esto puede no resultar económico. Si se desea obtener un equipo más compacto, deberá recurrirse a un intercambiador multipaso.

La alternativa de intercambiador 1-2 debe descartarse de acuerdo a los resultados del Ejemplo 7-2.

Por lo tanto, se pensará en utilizar un intercambiador 2-4. De acuerdo con el ejemplo 7-2, para un intercambiador 2-4, el factor F_1 vale 0.9. Entonces $\Delta T = 20 \times 0.9 = 18^\circ\text{C}$

Si se desea mantener la velocidad de 1 m/s, el equipo deberá tener 102 tubos en cada paso, es decir un total de 408 tubos.

El área de transferencia requerida será:

$$A = Q / U \cdot \Delta T = 2508000 / (1300 \times 18) = 107 \text{ m}^2$$

El área lateral de transferencia de los 408 tubos por metro de longitud es:

$$408 \times \pi \times 0.019 = 24 \text{ m}^2/\text{m de intercambiador}$$

El largo del equipo será

$$L = 107 / 24 = 4.5 \text{ m}$$

Por lo tanto, una decisión aceptable es la de utilizar un intercambiador de 408 tubos, dispuestos en cuatro pasos, de 4.5 m de longitud con dos pasos en la carcasa.

El diseñador deberá ahora decidir qué diámetro debe tener la carcasa para poder contener los 408 tubos y elegir el espaciado de los deflectores de modo tal de tener una buena velocidad para el fluido de carcasa. Por supuesto que este es un diseño preliminar que deberá ajustarse con los métodos de diseño que se verán más adelante.

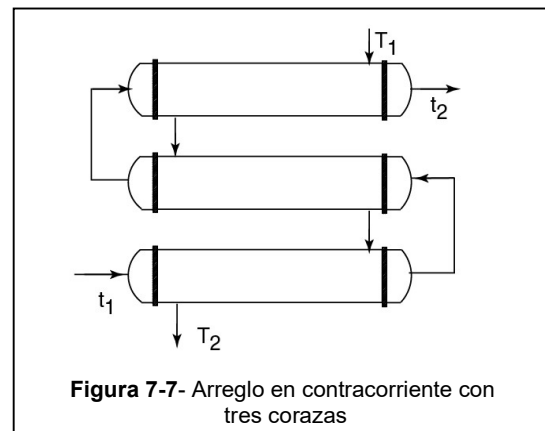


Figura 7-7- Arreglo en contracorriente con tres corazas

7-2-3 Combinación de Intercambiadores

Los factores F_t son característicos de una configuración de intercambio más que de un tipo particular de intercambiador. Por ejemplo, con dos intercambiadores 1-2, conectados como se muestra en la Figura 7-8, se logra la misma configuración de intercambio que con un equipo 2-4.

En este caso, si los dos intercambiadores son iguales, el coeficiente de transferencia será único para todo el conjunto y puede calcularse el factor F_t a partir de las temperaturas T_1 , T_2 , t_1 , y t_2 , como si se tratase de un único intercambiador 2-4.

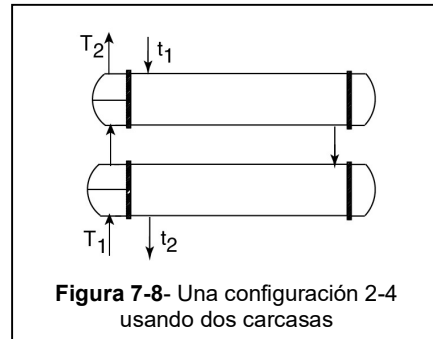
El calor intercambiado será entonces:

$$Q = U \cdot A \cdot DMLT \cdot F_t \quad (7-2-6)$$

Siendo

$$DMLT = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1}} \quad (7-2-7)$$

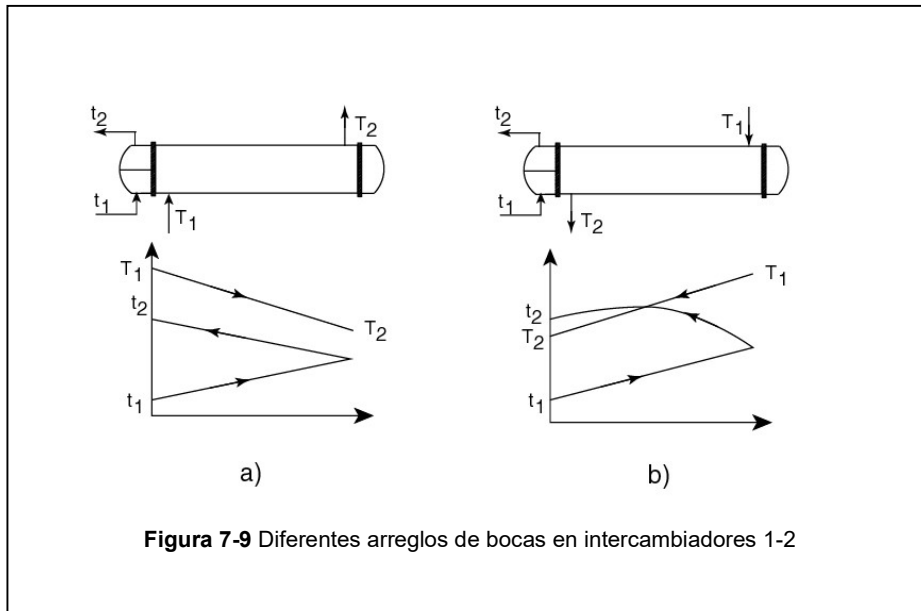
y siendo A la suma de las áreas de las dos unidades.



7-2-4 Orientación de las Bocas de Entrada

Un intercambiador multipaso puede construirse de tal modo que las bocas de entrada de ambos fluidos se encuentren en el mismo extremo del equipo o en extremos opuestos. Esto puede verse en la Figura 7-9 para un intercambiador 1-2.

Puede demostrarse² que los valores de F_t para ambos casos son idénticos. Nótese que en la Figura 7-9-b, cerca de la salida del fluido frío, este invierte el sentido del flujo de calor, ya que la temperatura del fluido caliente ha disminuido por debajo de la curva del fluido frío como consecuencia de la acción del primero de los pasos del fluido de los tubos.



7-3 Parámetros Básicos del Diseño de un Intercambiador

El diseño de un intercambiador significa decidir las características constructivas que definen el equipo, Entre ellas podemos enumerar:

- 1) Tipo de Intercambiador (cabezal fijo, tubos en U, cabezal flotante etc.).
- 2) Diámetro de tubos y arreglo de los mismos (cuadro, triángulo, cuadro rotado, separación entre tubos).
- 3) Ubicación de los fluidos en el equipo, es decir cual circulará por los tubos y cual lo hará por la carcasa.
- 4) Número de cuerpos (carcasas), y número de pasos de las mismas.
- 5) Número de tubos y número de pasos en los tubos. Diámetro de carcasa.
- 6) Longitud de tubos.
- 7) Tipo y espaciado de los deflectores

El diseño térmico de un intercambiador implica siempre la adopción de una solución de compromiso entre lograr un alto coeficiente de transferencia o bajas pérdidas de carga en los fluidos. Es sabido que para mejorar los coeficientes de transferencia, es preciso siempre incrementar la velocidad de pasaje por el intercambiador. Necesariamente, esto trae aparejado un aumento en la pérdida de carga, lo cual implica mayor potencia de bombeo o puede hacer que el equipo no se adapte a las condiciones de proceso. Al aumentar el coeficiente de transferencia el área de equipo necesaria disminuye.

De este modo, el problema puede plantearse como el de obtención de una solución óptima balanceando los mayores costos de inversión (mayor área) y reducido costo operativo (baja pérdida de carga) contra las alternativas opuestas.

Puede ocurrir también que la pérdida de carga máxima admisible para cada fluido sea un dato de proceso al cual deba ajustarse el diseñador. En este caso, se tratará de aprovechar al máximo esta pérdida de carga de modo de lograr los mayores coeficientes de transferencia de calor posibles.

Veremos brevemente cuales son los factores que condicionan la elección de cada uno de los parámetros de diseño mencionados más arriba.

1) Tipo de intercambiador.

Las ventajas relativas de los diferentes tipos de intercambiadores ya han sido mencionadas y no serán repetidas aquí. La selección se realiza según factores como facilidad de limpieza, costo relativo, dilatación térmica, toxicidad de los fluidos, etc.

2) Diámetro de los tubos y arreglo de los mismos

Los tubos utilizados en los intercambiadores de calor son generalmente normalizados por su diámetro exterior. La norma más utilizada es la BWG. El espesor de tubo se seleccionará según las presiones interior y exterior. Si bien el espesor del tubo es un dato que surge del diseño mecánico, se trata de una información que debe conocer el ingeniero de procesos para realizar el diseño térmico y por lo tanto debe ser seleccionado desde el primer momento. En la tabla del Apéndice 8, se indican las dimensiones de tubos según norma BWG. Puede verse en ella, que al aumentar el código BWG para un dado diámetro, disminuye el espesor del tubo.

Los tubos normalmente utilizados son de diámetro 1" ó 3/4". Tubos de menor diámetro son difíciles de limpiar mientras que tubos más grandes presentan una desfavorable relación área de flujo/área de transferencia.

El arreglo en cuadro permite la limpieza del lado exterior de los tubos en forma mecánica, cosa que no ocurre con los arreglos en triángulo. Las disposiciones en triángulo permiten colocar una mayor cantidad de tubos en una cierta coraza que una disposición en cuadro con la misma separación entre tubos, y los coeficientes de transferencia son algo mayores.

De todas maneras no se trata de variables que afecten al diseño en forma muy significativa, y el diámetro de tubos, así como su arreglo y separación es adoptado de antemano según las preferencias del diseñador y por lo general no es modificado durante el diseño.

3) Ubicación de los fluidos en el equipo

Por lo general la decisión común es la de enviar por los tubos al fluido que sea más ensuciante. La razón es que resulta más sencillo limpiar un tubo por dentro que por fuera.

Si uno de los fluidos es más corrosivo que otro, también puede resultar ventajoso hacerlo circular por dentro de los tubos, ya que de este modo resulta posible construir la carcasa de un material de menor calidad. El material de los tubos debe ser resistente a ambos fluidos.

Si los caudales de ambos fluidos son muy diferentes, puede ocurrir que la decisión de hacer circular a uno u otro por dentro de los tubos, esté condicionada por la posibilidad de conseguir una buena velocidad en ambos medios. Sin embargo, existen muchos recursos para modificar las áreas de flujo, y lo más corriente es que la decisión acerca de cual será el fluido de tubos y cual el de carcasa se tome en función de alguna de las consideraciones mencionadas previamente.

4) Número de cuerpos y números de pasos en la carcasa

La utilización del factor F_t como criterio de diseño para decidir el número de pasos ya fue comentada y analizada en los Ejemplos 7-2 y 7-3.

La utilización de carcasas con deflectores longitudinales (Tipo TEMA F) presenta algunos problemas de construcción mecánica, dado que debe asegurarse un buen cierre entre dicho deflector y la carcasa del equipo. Por eso, a veces, se prefiere evitar este tipo de construcción, y conseguir la configuración multipaso usando varias carcasas convenientemente conectadas (ver la Figura 7-8).

5) Número de tubos y número de pasos en los tubos

Para lograr una cierta área de transferencia debe elegirse una combinación entre número de tubos y largo de los mismos. Cuanto mayor sea el número de tubos, menor será su longitud.

Por lo general, el costo de un intercambiador con tubos largos, resulta menor que el de uno de tubos cortos y de la misma superficie de transferencia, pues el costo de la mano de obra aumenta al crecer el número de tubos que deben soldarse ó mandrilarse.

También el costo de los cabezales y placa de tubos aumenta significativamente al crecer el diámetro de la carcasa. Por este motivo, la práctica usual es adoptar la mayor longitud compatible con el lay out de la planta. El límite superior para el largo de tubos usualmente se adopta alrededor de 6m porque longitudes mayores hacen difícil la limpieza

Cuanto mayor sea el número de tubos, el área de flujo para el fluido que circula dentro de ellos se hace mayor, con lo que la velocidad disminuye. Si se requiere un gran número de tubos puede entonces ser necesario aumentar el número de pasos en los tubos para mantener un buen coeficiente de transferencia.

Supongamos por ejemplo un intercambiador en contracorriente como el esquematizado en la Figura 7-10- a). Este intercambiador puede transformarse en 1-2 como se indica en la Figura 7- 10 - b) cambiando los cabezales, manteniendo aproximadamente el mismo número de tubos. Si ambos equipos se hacen funcionar con los mismos caudales de fluidos, la velocidad dentro de los tubos será el doble en el caso b)

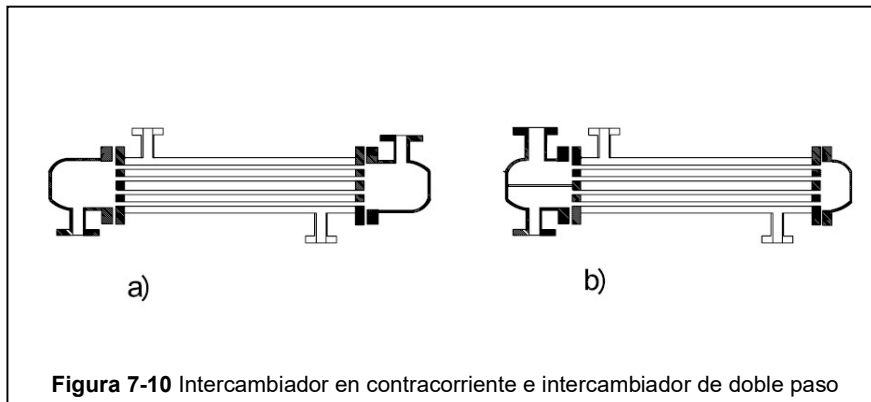


Figura 7-10 Intercambiador en contracorriente e intercambiador de doble paso

que en el a).

El coeficiente pelicular para flujo dentro de los tubos, es proporcional a la potencia, 0.8 de la velocidad, es decir que con el cambio realizado se logra incrementar el coeficiente h_i en $2^{0.8}=1.74$.

Si suponemos que el factor de fricción no se modifica demasiado al aumentar la velocidad en la zona de régimen turbulento, la pérdida de carga es proporcional al cuadrado de la velocidad y a la longitud recorrida. Puesto que la longitud del recorrido en el caso b) es el doble que en el a), resulta que la pérdida de carga se incrementa ocho veces con la modificación realizada.

Debe tenerse presente además que el coeficiente total de transferencia está dado por las Expresiones (7-1-2) y (7-1-3), y puede ocurrir, sobre todo si el coeficiente de los tubos no es la resistencia controlante, que el incremento logrado en el coeficiente global U sea mucho menor que el del factor 1.74, no justificando la modificación realizada.

Obviamente, cuanto mayor sea el número de tubos del intercambiador, tanto mayor debe ser el diámetro de la carcasa. Una vez que se ha seleccionado el número de tubos y la configuración de pasos y arreglo de los mismos, debe determinarse cual es el diámetro de la carcasa necesario para contenerlos. Esto puede hacerse con la ayuda de las tablas del Apéndice 4 y con los esquemas de distribución de las figuras del Apéndice 5.

El diámetro de la carcasa está relacionado con la separación entre baffles, puesto que un aumento

en el diámetro de aquella debe compensarse, en el diseño, con una menor separación de éstos, para mantener una alta velocidad del fluido en la carcasa.

6) Largo de los tubos

La selección del largo de tubos ya fue tratada en conexión con los demás parámetros de diseño. Debemos agregar que se debe tener presente en el momento de definir la longitud del intercambiador, cuales son los largos estándar con que pueden conseguirse los tubos en el mercado. Si el equipo se diseña con un largo diferente de los normales, será necesario realizar el corte de los tubos con el consiguiente desperdicio del material sobrante

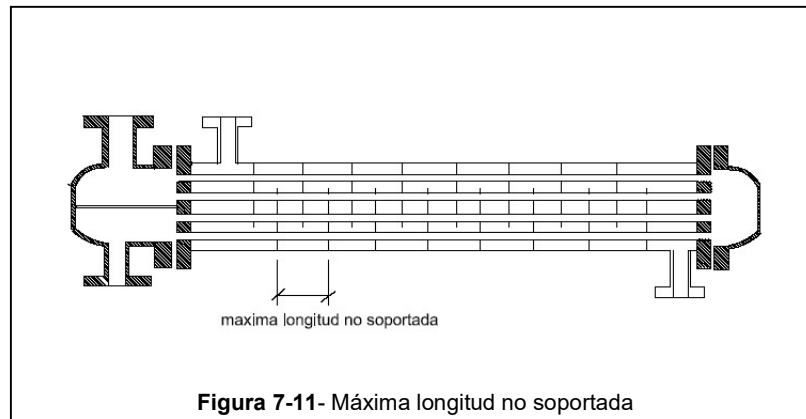
7) Tipo y separación de baffles

El tipo de baffle más utilizado es el del 25 % de segmentación. Su separación permite modificar la velocidad del fluido en la carcasa. Cuanto más juntos se encuentren, mayor será la velocidad del fluido y mayor su coeficiente de transferencia y pérdida de carga.

Nuevamente el problema es lograr un correcto balanceo entre ambos factores.

Las normas TEMA fijan una separación mínima igual a una quinta parte del diámetro de la carcasa, no debiendo nunca utilizarse una separación menor de 2".

Los baffles cumplen también la misión de impedir la flexión de los tubos. Por este motivo, la norma fija también la máxima longitud no soportada que puede tener un tubo. Puesto que los tubos que atraviesan la ventana del deflector no son soportados por éste, resulta que la máxima longitud no soportada a que está sometido un tubo es igual al doble de la separación entre baffles como se ve en la Figura 7-11.



7-4. Coeficientes de Transferencia de Calor y Caída de Presión del Lado de los Tubos

7-4-1 Coeficiente Pelicular de Transferencia de Calor

Los coeficientes peliculares para el fluido que circula por dentro de los tubos de un intercambiador se obtienen por medio de las relaciones normalmente utilizadas para flujo en el interior de conductos. Se define un número de Reynolds como

$$Re = \frac{D_i \cdot G_t}{\mu} \quad (7-4-1)$$

Siendo:

G_t = velocidad másica de flujo = W/a_t

a_t = área de flujo en los tubos = $\frac{N \cdot \pi \cdot D_i^2}{4 \cdot n}$ (7-4-2)

N = número de tubos

n = número de pasos en los tubos

D_i = diámetro interno del tubo

En función de este número de Reynolds se correlacionan los resultados de la siguiente forma:

a) Para régimen de escurrimiento laminar ($Re < 2100$), según Sieder y Tate ³

$$\frac{h_i \cdot D_i}{k} = 1.86 \left(Re \cdot Pr \cdot \frac{D_i}{L} \right)^{0.33} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} = 1.86 \left(\frac{4 \cdot W \cdot n \cdot c}{\pi \cdot k \cdot L \cdot N} \right)^{0.33} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (7-4-3)$$

En un intercambiador multipaso, L sigue siendo la longitud de un tubo y no la longitud total del recorrido L. n, debido a que en los cabezales la temperatura del fluido se uniformiza debiendo desarrollarse nuevamente el perfil de temperaturas.

b) Para la zona de flujo turbulento ($Re > 10.000$), la correlación es⁴

$$\frac{h_i D_i}{k} = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.33} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (7-4-4)$$

Esta ecuación dio una desviación máxima media de aproximadamente + 15 y -10 % para números de Reynolds superiores a 10.000.

Para el caso particular de agua a temperaturas moderadas circulando en régimen turbulento, la correlación anterior no ha dado resultados satisfactorios y se sugiere utilizar la siguiente ecuación dimensional.

$$h_i = 1423 \times (1 + 0.0146 \cdot t) \frac{v^{0.8}}{D_i^{0.2}} \quad (7-4-5)$$

Donde

(h_i) = W/m².K

(t) = °C (temperatura media del agua)

(v) = m/s

(D_i) = m

c) Zona de transición ($2100 > Re < 10.000$)

Esta zona corresponde a condiciones de flujo totalmente inestables y no resulta posible correlacionar los datos experimentales, con aceptable precisión. Se ha sugerido la correlación que se indica a continuación¹⁸, aunque la mejor recomendación es evitar esta zona durante el diseño.

$$\frac{h_i}{cG_t} = 0.116 \left(\frac{Re^{0.66} - 125}{Re} \right) \left(1 + \left(\frac{D_i}{L} \right)^{0.66} \right) Pr^{-0.66} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (7-4-6)$$

7-4-2 Pérdida de carga

La caída de presión para fluidos que circulan por el lado de los tubos de un intercambiador puede considerarse como la suma de dos efectos

a) La pérdida de carga en los tubos

b) La pérdida de carga producida por los cambios de dirección en los cabezales.

La pérdida de carga en los tubos se calcula a partir de la ecuación de Fanning

$$\Delta p = 4 \cdot f \cdot n \cdot \frac{L}{D_i} \cdot \frac{G_t^2}{2\rho} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^a \quad (7-4-7)$$

donde el exponente a vale -0.14 para régimen turbulento y -0.25 para régimen laminar. En esta ecuación, n.L es la longitud total recorrida en los n pasos.

El factor de fricción, para la zona de flujo laminar es

$$f = \frac{16}{Re} \quad (7-4-8)$$

Mientras que para la zona turbulenta puede utilizarse la ecuación de Drew, Koo y Mc Adams⁶

$$f = 0.0014 + 0.125Re^{-0.32} \quad (7-4-9)$$

Se acepta normalmente que la (7-4-8) se puede utilizar para $2100 > Re$, mientras que para $Re > 2100$ se utiliza la (7-4-9)

Los factores de fricción que se obtienen de la expresión anterior son para tubos lisos. Algunos autores sugieren incrementarlos en un 20 % para tubos de intercambiador.

La pérdida de carga correspondiente a los cambios de dirección que se producen en los cabezales de los intercambiadores multipaso, se pueden calcular como

$$\Delta p_r = 4n \frac{G_t^2}{2\rho} \quad (7-4-10)$$

donde n es el número de pasos en los tubos. La pérdida de carga total se puede calcular entonces como

$$\Delta p_T = \Delta p_i + \Delta p_r \quad (7-4-11)$$

Ejemplo 7- 4

Un intercambiador de calor tiene 300 tubos de 3/4" BWG 16, de 2 metros de longitud dispuestos en dos pasos . Se lo utiliza para calentar 58 kg/s de un aceite cuyas propiedades son

$\rho = 790 \text{ kg/m}^3$
 $c = 2100 \text{ J/kgK}$
 $k = 0.133 \text{ W/mK}$

Viscosidad en función de la temperatura (kg/m.s)					
T(°C)	57	67	77	147	177
μ	3.6×10^{-3}	3.02×10^{-3}	2.5×10^{-3}	7.4×10^{-4}	5.2×10^{-4}

El aceite ingresa al equipo a una temperatura de 57°C y se lo desea calentar hasta una temperatura de 77°C. El calentamiento se realiza utilizando vapor saturado de 927000 N/m² (temperatura de condensación: 177°C). Decidir si el equipo es apropiado para este servicio, y en tal caso cuál es la resistencia de ensuciamiento que permite. Suponer que el aceite circula por dentro de los tubos.

Solución

Veremos algunas particularidades de los calentadores con vapor:

1) Si observamos la tabla del Apéndice 7 vemos que los coeficientes peliculares para la condensación de vapor de agua a presión mayor que la atmosférica son muy elevados. Por lo tanto en la expresión:

$$U = \left(\frac{1}{h_{io}} + \frac{1}{h_o} + R_f \right)^{-1}$$

el término $1/h_o$ es mucho menor que los otros sumandos.

Esto hace que, aunque se cometa un error porcentual elevado en la predicción de h_o , este error tendrá poca influencia en el valor de U. Por lo tanto, es costumbre, en los calentadores que utilizan vapor, suponer, para el coeficiente pelicular del mismo, un valor de aproximadamente 8500 W/m²K, el cual no hace falta verificar. Es decir que para calcular el coeficiente global de transferencia U, en el caso de un calentador con vapor, basta con calcular el coeficiente h_i , y será:

$$U = \left(\frac{1}{h_{io}} + \frac{1}{8500} + R_f \right)^{-1}$$

2) En este tipo de equipos, uno de los fluidos (el vapor de agua) sufre un cambio de estado dentro del equipo. Puesto que se trata de un fluido puro, la condensación es isotérmica, y será

$$Q = W_h \lambda = W_c c_c (t_2 - t_1)$$

Siendo λ el calor de condensación.

Puede verse en los gráficos del factor F_t , que si uno de los fluidos es isotérmico el factor F_t vale 1 independientemente de la configuración (número de pasos) del equipo.

De este modo será:

$$Q = U.A.(DMLT) = U.A. \frac{(T-t_1)-(T-t_2)}{\ln \frac{T-t_1}{T-t_2}} = U.A. \frac{t_2-t_1}{\ln \frac{T-t_1}{T-t_2}}$$

La temperatura media del fluido frío en el intercambiador es de $\frac{1}{2}(57+77)=67^\circ\text{C}$

A esta temperatura la viscosidad vale 3.02×10^{-3} kg/ms. Por lo tanto

$$Pr = \frac{c \cdot \mu}{k} = \frac{0.00302 \times 2100}{0.133} = 47.68$$

$$a_t = \text{área de flujo en los tubos} = \frac{1}{4} \cdot \pi \cdot D_i^2 \cdot \frac{N}{n} = \frac{\pi \times 0.0157^2 \times 300}{4 \times 2} = 0.029 \text{ m}^2$$

$$G_t = W/a_t = 58/0.029 = 1997 \text{ kg/m}^2\text{s}$$

$$Re = D_i \cdot G_t / \mu = 0.0157 \times 1997 / 3.02 \times 10^{-3} = 10381$$

$$h_i = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.33} \frac{k}{D_i} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} = 0.023 \times (10381)^{0.8} \times (47.68)^{0.33} \times \frac{0.133}{0.0157} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} = 1151 \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14}$$

En primera aproximación supondremos que $\left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} = 1$ Luego se verificará

Entonces

$$h_i = 1151 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$h_{io} = 1151 \frac{D_i}{D_o} = 1151 \frac{0.0157}{0.019} = 951 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Calcularemos ahora la temperatura de la pared del tubo. El calor que se transfiere desde el vapor a la pared del tubo por unidad de superficie se puede expresar como

$$Q/A = h_o (T - T_w)$$

Y el calor que se transfiere desde la pared hacia el aceite

$$Q/A = h_{io} (T_w - t)$$

Si tomamos para t la temperatura media del aceite en el equipo, o sea 67°C e igualamos las dos expresiones anteriores surge:

$$8500 \times (177 - T_w) = 951 \times (T_w - 67)$$

de donde

$$T_w = 165^\circ\text{C}$$

Podemos entonces obtener la viscosidad a la temperatura de pared y se obtiene $\mu_w = 5.2 \times 10^{-4}$ kg/m.s
Luego

$$\left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} = \left(\frac{0.00302}{0.00052} \right)^{0.14} = 1.27$$

Aplicando esta corrección al valor de h_{io} se tiene

$$h_{io} = 951 \times 1.27 = 1207 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Aquí podríamos iterar nuevamente con este valor y recalcular T_w , pero por lo general las variaciones serán despreciables.

El coeficiente limpio global del equipo (sin incluir ensuciamiento) será entonces

$$U_c = \left(\frac{1}{h_o} + \frac{1}{h_{io}} \right)^{-1} = \left(\frac{1}{8500} + \frac{1}{1207} \right)^{-1} = 1056 \text{ W/m}^2\text{K}$$

La cantidad de calor que se debe transferir en el equipo es :

$$Q = W_c c_c (t_2 - t_1) = 58 \times 2100 \times (77 - 57) = 2436000 \text{ W}$$

La diferencia de temperaturas disponible es

$$\frac{t_2 - t_1}{\ln \frac{T - t_1}{T - t_2}} = \frac{77 - 57}{\ln \frac{177 - 57}{177 - 77}} = 109.7 \text{ }^\circ\text{C}$$

El área del equipo es

$$A = \pi \cdot D_o \cdot L \cdot N = \pi \cdot 0.019 \times 2 \times 300 = 35.8 \text{ m}^2$$

Con una fuerza impulsora de 109.7°C hace falta un coeficiente U de:

$$U = \frac{Q}{A \cdot DMLT} = \frac{2436000}{35.8 \times 109.7} = 620 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Como este valor es menor que el U_c calculado, el equipo es apto para transferir la cantidad de calor deseada. La resistencia de ensuciamiento que permite el equipo será

$$R_f = \left(\frac{1}{U} - \frac{1}{U_c} \right) = \frac{1}{620} - \frac{1}{1056} = 6.6 \times 10^{-4} \text{ m}^2\text{K/W}$$

Calcularemos ahora la pérdida de carga del aceite

$$f = 0.0014 + 0.125 \text{ Re}^{-0.32} = 0.0014 + 0.125 \times 10381^{-0.32} = 7.88 \times 10^{-3}$$

$$\Delta p_t = 4 \cdot f \cdot n \cdot \frac{L \cdot G_t^2}{D_i \cdot 2 \cdot \rho} = \frac{4 \times 7.88 \times 10^{-3} \times 2 \times 2 \times 1997^2}{0.0157 \times 2 \times 790} = 20269 \text{ N/m}^2$$

$$\Delta p_r = \frac{4 \cdot n \cdot G_t^2}{2 \rho} = \frac{4 \times 2 \times 1997^2}{2 \times 790} = 20192$$

luego $\Delta p_T = \Delta p_t + \Delta p_r = 20269 + 20192 = 40461 \text{ N/m}^2$

7-5 Coeficientes de Transferencia de Calor y Caída de Presión del Lado de la Carcasa

7-5-1 Método de Kern

El cálculo de los coeficientes de transferencia de calor y caída de presión del lado de la carcasa es bastante más complejo que el correspondiente al lado de tubos.

Los primeros métodos de cálculo que se conocen corresponden a la década 1930-1940. Uno de los métodos que han sido más populares es el de Kern 1. Este método ha sido extensamente utilizado en el diseño de intercambiadores. En algunos casos, sin embargo, el error que presenta puede ser bastante elevado. Actualmente, existen métodos de cálculo más precisos, y por lo tanto, podemos recomendar el método de Kern para la realización de estimaciones preliminares, estudios de factibilidad o presupuestos. Se recomienda sin embargo la utilización de un método más preciso para el proyecto definitivo del equipo.

Número de Reynolds para el flujo en la carcasa

En el espacio comprendido entre dos baffles de un intercambiador, la dirección del flujo es normal al eje de los mismos como se muestra en la Figura 7- 12.

Puede verse que la velocidad del fluido está sometida a continuas fluctuaciones debido a la reducción de área cuando el fluido atraviesa una hilera de tubos en comparación con el flujo en el espacio

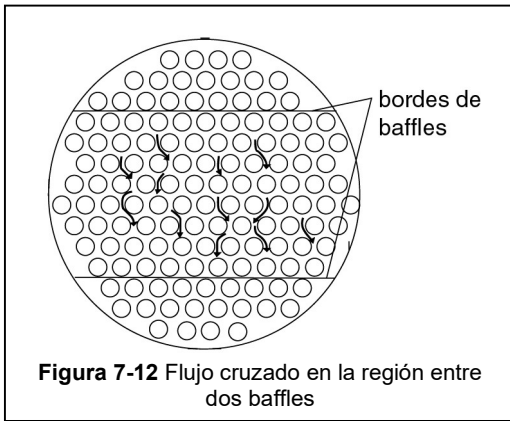


Figura 7-12 Flujo cruzado en la región entre dos baffles

entre dos hileras sucesivas

Por otra parte, el ancho de la sección de flujo transversal varía continuamente desde cero en la parte superior y en el fondo hasta un máximo en el centro de la carcasa. Por lo tanto, no puede definirse un área de flujo única en la carcasa. De manera que a los efectos de determinar una velocidad de flujo para el fluido de la carcasa la definición de un área de flujo es arbitraria y convencional.

Kern considera un área de flujo en correspondencia con la hilera hipotética de tubos que pasa por el centro de la carcasa. Decimos hipotética porque puede ocurrir que no exista en el centro de la carcasa una hilera de tubos, sino que haya dos hileras desplazadas hacia arriba y hacia abajo del plano central. Esta área de flujo

hipotética se muestra en la Figura 7-13.

Llamaremos P_t a la separación entre los ejes de dos tubos y c al claro o distancia libre entre dos tubos adyacentes de una misma fila (ver Figura 7-13). El número de claros entre tubos se obtiene aproximadamente dividiendo el diámetro de la carcasa por P_t

Puesto que el área de cada uno de estos claros es $c \cdot B$, siendo B la separación entre baffles, resulta que el área de flujo para la carcasa es

$$a_s = \frac{D_s \cdot c \cdot B}{P_t} \quad (7-5-1)$$

Siendo D_s el diámetro de la carcasa. Entonces, puede definirse una velocidad másica para el fluido de la carcasa como

$$G_s = \frac{W}{a_s} \quad (7-5-2)$$

Se debe notar que la distancia libre entre tubos en correspondencia con el plano central de una fila de tubos coincide con el claro c solo en los casos de arreglos triangular y en cuadrado. Para los arreglos en triángulo rotado y en cuadrado rotado (ver Figura 6-8) estas magnitudes difieren. Kern no indica como calcular el área de flujo en estos casos. Sin embargo los arreglos en cuadrado y en triángulo son los usados en la mayoría de los casos

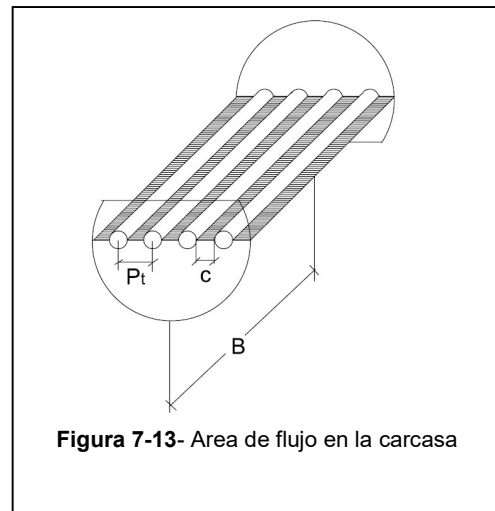


Figura 7-13- Área de flujo en la carcasa

Diámetro equivalente

Para completar la definición del número de Reynolds, Kern utiliza un diámetro equivalente para la carcasa. La definición usual del diámetro equivalente es

$$D_e = 4 \times \text{Radio hidráulico} = 4 \times \frac{\text{Área de flujo}}{\text{Perímetro húmedo}} \quad (7-5-3)$$

Si bien el flujo del fluido, tiene su principal componente en la dirección normal al haz de tubos, Kern define el diámetro equivalente como si el flujo fuera en la dirección paralela al eje de los tubos. De esta manera, el radio hidráulico de la (7-5.3) está definido por el arreglo dispuesto en la placa portatubos.

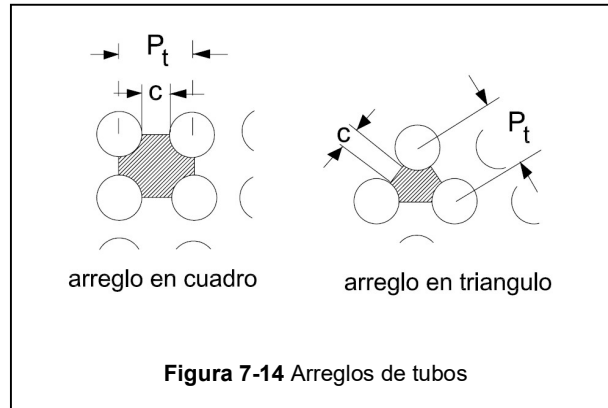
Refiriéndonos a la Figura 7-14, donde el sombreado representa el área libre de la ecuación (7-5.3) resulta que para arreglo en cuadrado

$$D_e = \frac{4 \times (P_t^2 - \pi D_o^2 / 4)}{\pi D_o} \quad (7-5-4)$$

Para el arreglo en triángulo mostrado en la figura 7-14, el perímetro húmedo para la porción representada

corresponde a medio tubo

$$D_e = \frac{4x(1/2 P_t \times 0.86 P_t - 1/2 \pi D_o^2/4)}{1/2 \pi D_o} \quad (7-5-5)$$



la siguiente tabla resume los diámetros equivalentes calculados con las expresiones anteriores para las geometrías más comunes

Diámetro de tubos	Distribución	Separación	Diámetro equivalente
3/4" (0.019m)	cuadro	1" (0.0254m)	0.95" (0.0241m)
1" (0.0254m)	cuadro	1 1/4" (0.0317m)	0.99" (0.0251m)
1 1/4" (0.0317m)	cuadro	1 9/16" (0.0397m)	1.23" (0.0312m)
3/4" (0.019m)	triángulo	15/16" (0.0238m)	0.55" (0.0139m)
3/4" (0.019m)	triángulo	1" (0.0254m)	0.73" (0.0185m)
1" (0.0254m)	triángulo	1 1/4" (0.0317m)	0.72" (0.0183m)
1 1/4" (0.0317m)	triángulo	1 9/16" (0.0397m)	0.91" (0.0231m)

De este modo, se define un número de Reynolds para la carcasa como:

$$Re_s = \frac{D_e \cdot G_s}{\mu} \quad (7-5-6)$$

En función de este número de Reynolds, pueden correlacionarse los datos de transferencia de calor y factor de fricción.

Correlación para el Coeficiente de Transferencia h_o

La correlación sugerida por Kern, para una carcasa con baffles segmentados un 25 % es :

$$\frac{h_o \cdot D_e}{k} = 0.36 Re_s^{0.55} \cdot Pr^{0.33} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (7-5-7)$$

Es posible también encontrar correlaciones gráficas para otras segmentaciones de baffles⁷.

Pérdida de carga

Según Kem, la caída de presión a través de la carcasa de un intercambiador, es proporcional al número de veces que el fluido cruza el haz de tubos entre los baffles.

Si llamamos NB al número de baffles, entonces, el número de veces que el fluido cruza el haz de tubos es NB + 1.

La pérdida de carga también es proporcional a la distancia a través del haz cada vez que lo cruza, la

cual puede representarse por el diámetro de carcasa.

La correlación que presenta Kern, es una modificación de la Ecuación (7-4-6), en que la distancia recorrida se expresa como $(N_B + 1) \times D_s$.

$$\Delta p_s = f \frac{(N_B + 1) \cdot D_s}{D_e} \frac{G_s^2}{2\rho} \left(\frac{\mu_w}{\mu} \right)^{0.14} \quad (7-5-8)$$

El factor de fricción f puede correlacionarse en función del número de Reynolds de la carcasa. Las correlaciones son presentadas por Kern en forma de un gráfico. Los valores de este gráfico pueden considerarse adecuadamente ajustados por medio de las siguientes ecuaciones:

a) Para $Re_s < 500$

$$f = \exp \left\{ 5.1858 - 1.7645 \cdot \ln(Re_s) + 0.13357 (\ln(Re_s))^2 \right\} \quad (7-5-9)$$

b) Para $Re_s > 500$

$$f = 1.728 Re_s^{-0.188} \quad (7-5-10)$$

Intercambiadores 2-4

En los intercambiadores de configuración 2-4 armados sobre una carcasa, es decir con baffle longitudinal, el cálculo se realiza teniendo presente que en este caso el área de flujo para el cálculo de la velocidad másica en la carcasa será la mitad que la correspondiente a un intercambiador sin baffle longitudinal, y el número de cruces para computar la caída de presión será el doble, puesto que una serie de baffles se encuentra por encima y otra por debajo del deflector longitudinal, (Figura 7-15)

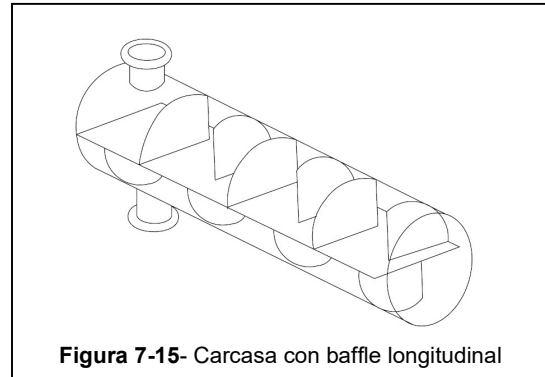


Figura 7-15- Carcasa con baffle longitudinal

7-5-2 Factores que afectan al diseño, no considerados en el método de Kern

Al método presentado en la Sección 7-5-1, pueden efectuarse una serie de críticas⁸. Entre ellas, las siguientes:

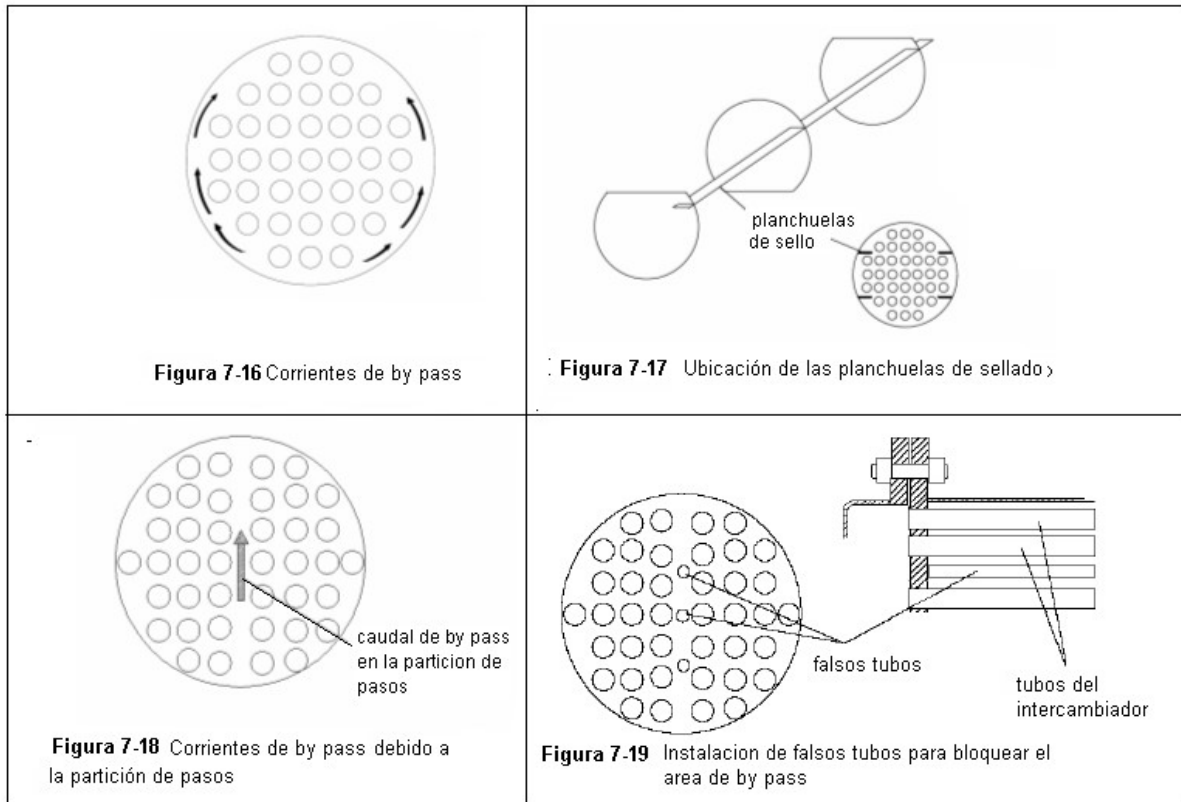
1 - Caudales de By-Pass y Fugas

El método supone que todo el caudal que circula por la carcasa, lo hace con un modelo de flujo perpendicular al haz de tubos.

Esto no es cierto por lo siguiente:

- En la zona correspondiente a la ventana de los baffles el flujo es paralelo al haz de tubos.
- En la zona entre bordes de baffles, parte del caudal que atraviesa el intercambiador en la carcasa, se desvía por el espacio lateral comprendido entre la carcasa y el haz de tubos como se muestra en la Figura 7-16. A esta fracción se la llama corriente de "by pass". Evidentemente la magnitud de esta corriente es mayor en equipos que posean una separación grande entre el haz de tubos y la carcasa como es el caso de los equipos de cabezal flotante tipo TEMA T. Una de las formas de solucionar este problema es la colocación de dispositivos de sellado (sealing strips) que consisten en planchuelas que insertadas en los baffles, actúan como deflectores de flujo (Figura 7-17).

El problema se manifiesta también en equipos que poseen varios pasos en los tubos, ya que entonces es necesario aumentar la separación de los tubos en la zona en que se colocan las placas de partición de pasos. Se genera así una zona libre a la que se desvía parte del caudal (partition pass flow) (ver Figura 7-18). Este efecto en algunos casos se disminuye con la colocación de tubos cerrados en esa zona que actúan como deflectores (ver Figura 7-19).

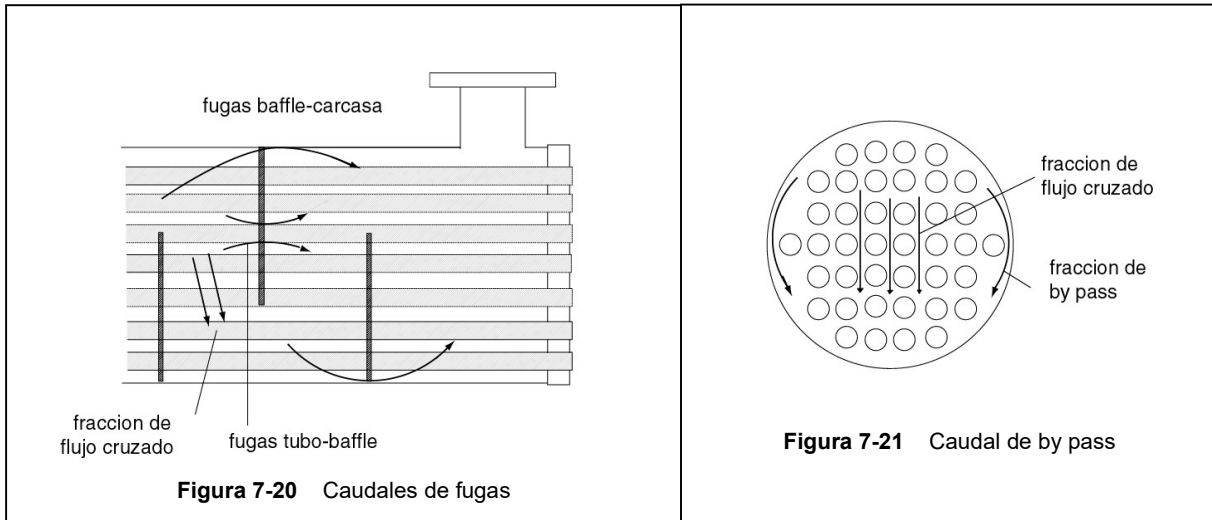


- Debido a que los agujeros de los baffles que son atravesados por los tubos se taladran con un diámetro superior al de los tubos, existen fugas a través del área libre. Del mismo modo se producen también fugas a través del espacio comprendido entre el baffle y la carcasa. Estas fugas son totalmente ineficientes desde el punto de vista de la transmisión de calor, no así las fugas entre tubo y baffle que ocurren con una cierta transmisión de calor entre los fluidos (ver Figura 7-20).

De esta forma, el caudal total de fluido en la carcasa de un intercambiador, puede considerarse compuesto por:

- Un caudal de flujo cruzado (cross-flow) que es la fracción que realmente penetra dentro del haz de tubos.
- Caudal de "by-pass" que rodea el haz de tubos.
- Fugas entre tubo y deflector.
- Fugas entre deflector y carcasa.

Estos caudales se representan en las Figuras 7-20 y 7-21.



La magnitud relativa de los distintos tipos de flujo se muestra en la Tabla 7-1 como % del caudal total de la carcasa. Los datos corresponden a experiencias realizadas con equipos cuyas características variaban en el siguiente rango:

- Diámetro de carcasa entre 3 y 44"
- Diámetro de tubos de 1/4" a 3/4"
- Corte de baffles de 9.6% a 50%
- Relación distancia entre baffles/diámetro de carcasa: de 0.1 a 0.8
- Número de sealing strips de 0 a 3 por cada 5 filas
- Número de Reynolds entre 2 y 100000
- Número de Prandtl entre 0.7 y 9000

La observación de la tabla permite intuir la grave desviación que puede tenerse al calcular un coeficiente de transferencia suponiendo que el 100% del caudal circula en flujo cruzado como suponen los métodos globales del tipo del de Kern.

Tabla 7-1

	Flujo turbulento	Flujo laminar
<i>Flujo cruzado</i>	10 a 45%	10 a 50%
<i>By pass</i>	15 a 35%	30 a 80%
<i>Fugas entre deflector y carcasa</i>	6 a 21%	6 a 48%
<i>Fugas entre deflector y tubo</i>	9 a 23%	9 a 10%

2 .Distribución de Tubos

Tal como ya se ha explicado, Kern define un diámetro equivalente para el flujo en la carcasa, La definición de este diámetro equivalente varía según se trate de una distribución de tubos en cuadro o en triángulo. (Expresiones (7-5-4) y (7-5-5)). Este procedimiento de correlacionar los datos ha sido criticado por lo siguiente

- a) En primer lugar, el diámetro equivalente está definido para un flujo paralelo a los tubos, mientras que el escurrimiento real es fundamentalmente normal a los mismos-
- b) No puede plantearse una correlación única para cualquier geometría si no existe similitud geométrica. Es decir que para cada configuración debería obtenerse una correlación distinta. Si existe similitud geométrica, entonces cualquier dimensión característica de la configuración es buena para definir un número de Reynolds. No existe entonces necesidad de definir un diámetro equivalente. Por lo tanto, el concepto de diámetro equivalente ha sido abandonado en la actualidad, utilizándose en general el diámetro de los tubos para definir el Reynolds y utilizando distintas correlaciones para cada configuración

3 - Efecto de Distorsión de los Perfiles de Temperatura

La existencia de caudales de fuga y by-pass, no solamente trae como consecuencia el efecto de la disminución de los coeficientes globales de transferencia del equipo, sino que también produce una distorsión en los perfiles de temperatura que puede llegar a afectar notablemente el funcionamiento del equipo.

Por ejemplo, supongamos que se desea calentar un determinado fluido desde una temperatura inicial t_1 , hasta una temperatura de salida t_2 usando un fluido caliente que ingresa a una temperatura T_1 . Conociendo los caudales de ambas corrientes, puede plantearse el balance de calor y obtener la temperatura de salida del fluido caliente T_2 , con lo que se tiene un diagrama de temperaturas como el indicado en la Figura 7-22:

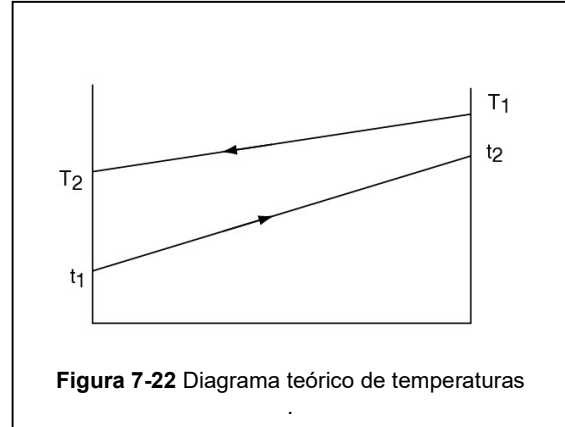


Figura 7-22 Diagrama teórico de temperaturas

Supongamos que el fluido frío circula por la carcasa. Debido a que el caudal total de la carcasa se descompone en caudales parciales, y cada uno de ellos se calienta con distinta eficiencia, resultará que cada uno de esos caudales parciales sufrirá una evolución que se aparta de la indicada en la Figura 7-22.

Por ejemplo, supongamos que consideramos el caudal de la carcasa dividido en fracciones. Una de ellas corresponderá a los caudales más eficientes en la transmisión de calor, y su evolución corresponde a la curva b) de la Figura 7-23.

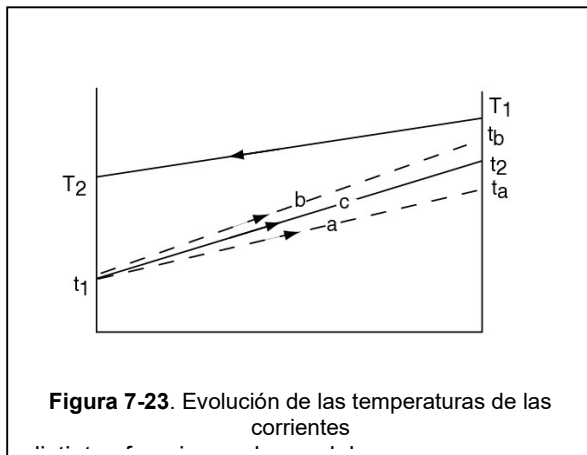


Figura 7-23. Evolución de las temperaturas de las corrientes

La fracción que corresponde a los caudales más ineficientes (por ejemplo fugas entre carcasa y baffle) puede seguir una evolución del tipo de la indicada en la curva a) de la figura. La resultante de ambas será la curva c), que es la que surge del balance de calor.

Puede verse entonces que la diferencia verdadera de temperaturas entre el fluido caliente y el caudal W_b (que es el principal responsable de la transmisión de calor, ya que W_a corresponde a la fracción de caudales de menor eficiencia), resulta menor que la que surge de la aplicación simple de un balance de calor (curva c). Por lo tanto, el área necesaria para lograr dicha transferencia será mayor que si no hubiera fugas.

La temperatura de salida t_2 surge de

$$t_2 = \frac{W_a \cdot t_a + W_b \cdot t_b}{W_a + W_b}$$

Ahora bien, si la fracción de caudales que hemos llamado "ineficientes" es muy grande, entonces para lograr la temperatura de salida t_2 , será necesario que la temperatura máxima alcanzada por las corrientes más eficientes, es decir t_b , sea muy alta.

De esta forma, puede incluso llegarse a la situación en que la curva b), alcanza a la temperatura del fluido caliente en T_1 como se muestra en la Figura 7-24. Este es un caso extremo; para lograrlo sería preciso un área de transferencia infinita.

Por lo tanto, debe tenerse especial cuidado en aquellos equipos en los que se tienen grandes caudales de fugas y un acercamiento muy estrecho en las temperaturas de salida de los fluidos. En estos

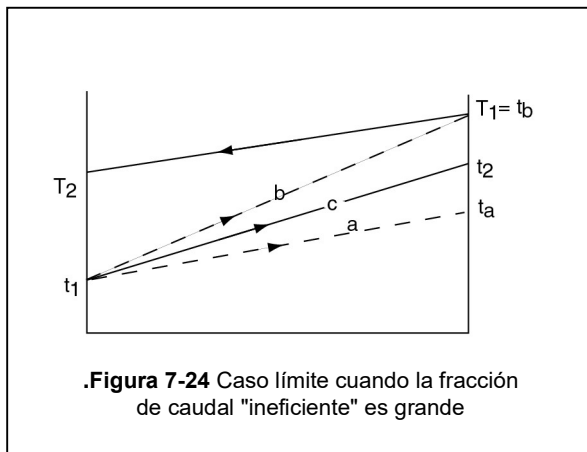


Figura 7-24 Caso límite cuando la fracción de caudal "ineficiente" es grande

casos, los métodos globales pueden conducir a errores considerables como consecuencia de la reducción de la diferencia real de temperaturas con respecto al valor teórico, calculado sin tener en cuenta la eficiencia relativa de los distintos caudales parciales en la transmisión de calor.

7-5-3 Método de Bell

En 1950, la universidad de Delaware realizó un programa de investigación en materia de transferencia de calor y pérdida de carga con el apoyo de TEMA y ASME. En dicho programa trabajó gran número de investigadores que fueron publicando sus conclusiones en diversos artículos a lo largo de toda la década. El resultado de todos los trabajos fue sintetizado por K. Bell en 1963⁹, produciendo el que hoy en día se conoce como método de Bell o de Delaware.

Fundamentos del método

El método se basa en datos de pérdida de carga y transferencia de calor correspondientes a un banco ideal de tubos (banco de tubos de ancho infinito). El banco ideal se materializa con un intercambiador rectangular sin baffles con flujo cruzado en cuyos extremos se colocan medios tubos para simular la continuidad (Figura 7-25)

Los datos correspondientes al banco ideal¹⁷ se corrigen luego con coeficientes que tienen en cuenta las características propias de cada intercambiador (áreas de fuga, cortes de baffles, corrientes de by pass etc.).

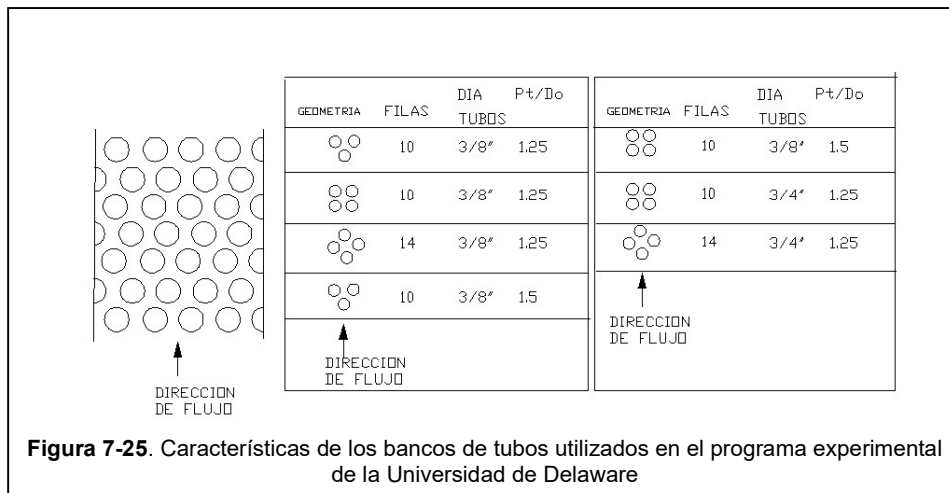


Figura 7-25. Características de los bancos de tubos utilizados en el programa experimental de la Universidad de Delaware

Datos correspondientes al banco ideal

Los datos se correlacionan en función de un número de Reynolds definido como:

$$Re_m = \frac{W \cdot D_o}{S_m \cdot \mu} \quad (7-5-11)$$

Siendo

- W= Caudal másico en la carcasa
- Do=Diámetro externo de tubos
- μ = viscosidad
- S_m= Área de flujo cruzado

El área de flujo cruzado se define como el área libre para el escurrimiento normal calculado en la sección en que dicho valor es mínimo. En los arreglos más

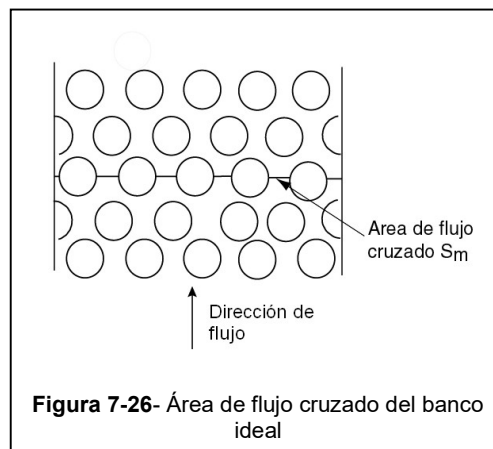


Figura 7-26- Área de flujo cruzado del banco ideal

usuales, en cuadro y en triángulo, esta sección corresponde al plano central de una fila de tubos (ver Figura 7-26)

Se define

$$G_m = \frac{W}{S_m} \quad (7-5-12)$$

Se obtienen entonces datos que se expresan en función de un factor de fricción f , y de un coeficiente de Colburn j , definidos como

$$f = \frac{2 \cdot \Delta p_b \rho}{4 \cdot G_m^2 \cdot N_c} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{-0.14} \quad (7-5-13)$$

Siendo Δp_b = pérdida de carga del banco

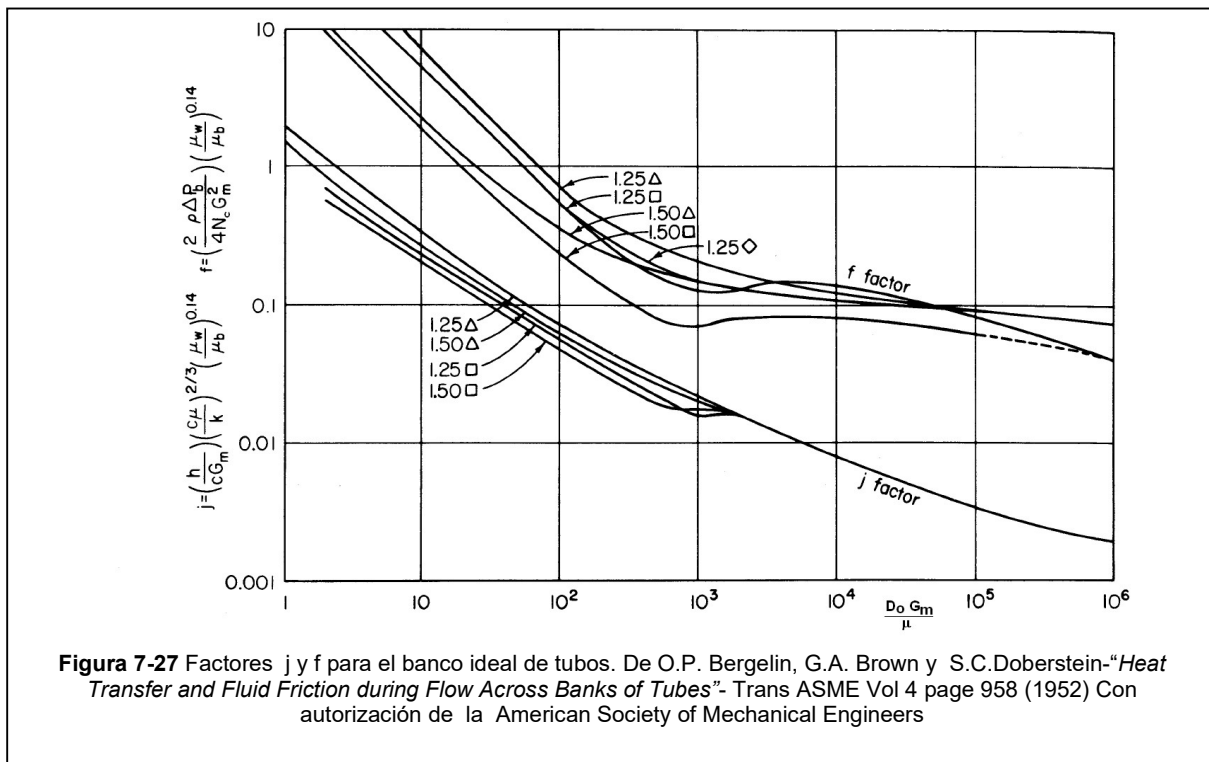
N_c = Número de filas de tubos perpendiculares al flujo.

Para el caso de intercambiadores, N_c será el número de filas de tubos comprendidas entre los bordes de dos baffles consecutivos

$$j = \frac{h_B}{c \cdot G_m} Pr^{2/3} \left(\frac{\mu_w}{\mu} \right)^{0.14} \quad (7-5-14)$$

Siendo h_B el coeficiente de transmisión de calor correspondiente al banco ideal

(en la definición de h_B se utiliza la DMLT para expresar la diferencia de temperatura)



Los datos se grafican en función del número de Reynolds para distintas configuraciones del haz de tubos y distintas relaciones entre paso y diámetro de tubos (paso = separación entre ejes de tubos). Este gráfico se muestra en la Figura 7-27. Los datos de la figura corresponden a un banco ideal con 10 filas de tubos. Con los datos de la Figura 7-27 se ha efectuado una regresión numérica, cuyos resultados se resumen en la Figura 7-27 b).

Se observa en el gráfico que algunas curvas (las que corresponden a arreglo en cuadro), presentan un mínimo que corresponde a una transición de régimen¹⁵, en cambio para los arreglos no alineados (en triángulo ó en cuadro rotado) la transición no es muy clara.

FIGURA 7-27b
CORRELACIONES PARA EL CALCULO DEL FACTOR j EN LACARCASA
 Regresión de los valores del gráfico de la figura 7-27
 $j = (h/c \cdot G_m) Pr^{2/3} (\mu_w/\mu)^{0.14}$ (Ver definición de variables en el texto)

INTERVALO	Re _m < 100				100 < Re _m < 3000				Re _m > 3000			
	a	b	c	d	a	b	c	d	a	b	c	d
Geometría y relación Pt/Do												
→ Δ 1.25	1.81	-0.72	1.70	-1.25	0.065	0.275	-0.38					
→ □ 1.25	0.97	-0.62	3.29	1.9	0.121	0.275	-0.38					
→ ∅ 1.25	1.81	-0.72	0.32	-0.76	0.025	0.275	-0.38					
→ Δ 1.5	1.34	-0.68	-0.4548	-0.5413	0.00718	0.275	-0.38					
→ □ 1.5	0.88	-0.64	1.3132	-1.2937	0.0743	0.275	-0.38					

CORRELACIONES PARA EL CALCULO DEL FACTOR f EN LACARCASA
 Regresión de los valores del gráfico de la figura 7-27

$$f = \left(\frac{2 \cdot p \cdot \Delta p}{4 \cdot N_c \cdot G_m^2} \right) (\mu/\mu_w)^m$$

(Ver definición de variables en el texto)
 ln f = a + b · ln Re_m + c · (ln Re_m)² + d · (ln Re_m)³

INTERVALO	Re _m < 100				100 < Re _m < 1300				1300 < Re _m < 3000				Re _m > 3000			
	a	b	c	d	a	b	c	d	a	b	c	d	a	b	c	d
Geometría																
→ Δ 1.25	4.376	-1.025	0	0	5.293	-1.864	0.1584	-0.00472	5.293	-1.864	0.1584	-0.00472	5.293	-1.864	0.1584	-0.00472
→ □ 1.25	3.923	-0.984	0	0	3.871	-0.498	-0.2052	0.0221	3.871	-0.498	-0.2052	0.0221	-7.907	1.774	-0.160	0.00407
→ ∅ 1.25	3.923	-0.984	0	0	6.30	-2.403	0.226	-0.00721	6.3	-2.403	0.226	-0.00721	6.3	-2.403	0.226	-0.00721
→ Δ 1.5	3.196	-1.176	0.0557	0	3.472	-1.547	0.1425	-0.00454	3.472	-1.547	0.1425	-0.00454	3.4472	-1.547	0.1425	-0.00454
→ □ 1.5	3.04	-1.13	0.031	0	-8.015	5.152	-1.166	0.0771	-8.015	5.152	-1.166	0.0771	-6.666	1.152	-0.0981	0.00237

La dificultad para apreciar la transición de régimen se debe a que la misma se determina por un cambio brusco en la pérdida de carga. Lo que ocurre es que al no ser constante la sección de flujo, tienen lugar aceleraciones y desaceleraciones del fluido que hacen que los términos inerciales de la ecuación de Navier Stokes no sean nulos. Por lo tanto, el efecto de la turbulencia real queda enmascarado por estos efectos inerciales. El efecto es más pronunciado en los arreglos de tubos no alineados.

Se acostumbra sin embargo, a aceptar que la zona de régimen laminar se prolonga hasta números de Reynolds del orden de 100. Para esta zona los efectos inerciales son pequeños frente a los efectos viscosos y aproximadamente f es inversamente proporcional al número de Reynolds.

El régimen de transición se extiende en un intervalo de números de Reynolds entre 100 y 4000, en el que fotográficamente puede observarse una aparición ocasional de remolinos (eddies) turbulentos. El factor de fricción se vuelve mayor de lo que podría esperarse si continuara siendo inversamente proporcional al número de Reynolds, correspondiendo la diferencia a la energía gastada en la formación de dichos remolinos.

En los arreglos no alineados (configuración en triángulo y a 45°) la aparición de remolinos comienza en la última fila de tubos aguas abajo y al aumentar el valor del número de Reynolds el efecto va avanzando aguas arriba.

En los arreglos alineados en cuadro, los remolinos aparecen en forma simultánea en todo el manjón de tubos produciéndose un aumento brusco del factor de fricción. Cuanto mayor es la distancia entre filas de tubos, este aumento del factor de fricción se hace más suave.

El régimen de escurrimiento turbulento se produce para $Re_m > 4000$. En esa zona, f es proporcional a una potencia de Re_m que va de -0.2 a -0.4 .

Influencia del Número de Filas de Tubos

Es sabido que, en régimen laminar el coeficiente pelicular de convección disminuye cuando aumenta la distancia a la sección de inicio del calentamiento. (Por ejemplo ver ecuación 7-4-3 para convección dentro de tubos). Esto se debe a que a medida que se desarrolla el perfil de temperaturas se reduce el gradiente de temperatura en la pared y por lo tanto disminuye el coeficiente de transferencia de calor. Este fenómeno también se manifiesta en el flujo a través de bancos de tubos.

En intercambiadores de gran tamaño en régimen laminar, esto puede significar una reducción importante en el coeficiente de transferencia en un factor de dos o más en comparación con el que se hubiera predicho basándose en un banco de 10 filas de tubos como el usado en el trabajo de investigación de Delaware.

Bell propuso introducir un factor de corrección que depende del número total de filas de tubos que atraviesa el fluido en el intercambiador, que es

$$N'_c = (N_c + N_w)(N_B + 1) \quad (7-5-15)$$

Donde

N_c = Número de filas de tubos en cada sección de flujo cruzado (Número de filas de tubos entre bordes de baffles)

N_w = Número efectivo de filas de tubos en la ventana (Definido en la Ecuación (7-5-31))

El factor de corrección es

$$\text{a) Para } Re_m < 20 \quad X = \left(\frac{N'_c}{10} \right)^{-0.18} \quad (7-5-16a)$$

$$\text{b) Para } Re_m > 100 \quad X = 1 \quad (7-5-16b)$$

$$\text{c) Para } 20 \leq Re_m \leq 100 \quad X = 1 - \left\{ (1.217 - 0.01217 Re_m) \left[1 - \left(\frac{N'_c}{10} \right)^{-0.18} \right] \right\} \quad (7-5-16c)$$

Entonces, para un intercambiador real, el coeficiente de transferencia de calor del lado carcasa se relaciona con el coeficiente de un banco ideal con 10 filas de tubos por

$$h_{\text{int intercambiador}} = h_{\text{banco ideal}} \cdot X \quad (7-5-17)$$

El número de filas de tubos no tiene ningún efecto sobre el factor de fricción

Otros Factores de Corrección para Intercambiadores Tubulares

Como ya se dijo, los datos correspondientes a un banco ideal de tubos deben corregirse para tener en cuenta los efectos de fugas, by-pass y ventana del baffle cuando se los quiere aplicar a equipos reales.

Efectos de By-Pass

Se realizaron estudios en bancos de tubos no ideales, en los cuales parte del caudal tenía la posibilidad de desviarse por el área lateral al banco de tubos¹⁹ (correspondiente al espacio comprendido entre el haz tubular y la carcasa) y se observó que aún para fracciones de área de by-pass no demasiado grandes, una gran parte del caudal se derivaba por esa área. La fracción de caudal que "bypasseaba" el haz tubular llegaba hasta 3/4 partes del caudal total en régimen laminar y hasta 50% en régimen turbulento con la consiguiente reducción de coeficientes de transmisión de calor y pérdida de carga (evidentemente el camino del by-pass tiene una menor resistencia de fricción que el haz tubular).

Los resultados se muestran en la Tabla 7-3. (los datos corresponden a un determinado intercambiador, no son generales).

Tabla 7-3 Influencia de las áreas de by pass en el coeficiente pelicular y en la caída de presión en la carcasa

% del área de by pass respecto. al área de crossflow	Régimen Laminar		Régimen turbulento	
	$\frac{\Delta p \text{ con by pass}}{\Delta p \text{ sin by pass}}$	$\frac{h \text{ con by pass}}{h \text{ sin by pass}}$	$\frac{\Delta p \text{ con by pass}}{\Delta p \text{ sin by pass}}$	$\frac{h \text{ con by pass}}{h \text{ sin by pass}}$
	<i>Banco ideal</i>	100%	100%	100%
<i>17.8% de by pass sin dispositivo de sellado</i>	42%	76-79%	43%	77-80%
<i>27% de by pass sin dispositivo de sellado</i>	22%	60-65%	31%	69-73%
<i>17.8% de by pass con un dispositivo de sellado</i>	68%	90-94%	67%	90-94%
<i>27% de by pass con un dispositivo de sellado</i>			63%	85-88%

Se observa que la influencia de los dispositivos de sellado es muy grande. El efecto de estos dispositivos se aprecia en la Figura 7-28.

Los datos correspondientes al manejo ideal a que se refiere la tabla, fueron determinados para un banco ideal con el mismo caudal global que el del banco con by-pass.

Estos efectos son introducidos por el método de Bell por medio de un coeficiente de corrección para el coeficiente h .

$$\xi_h = \frac{h_{BP}}{h_B} \quad (7-5-18)$$

Siendo

h_{BP} = coeficiente del banco con by pass

h_B = Coeficiente del banco ideal

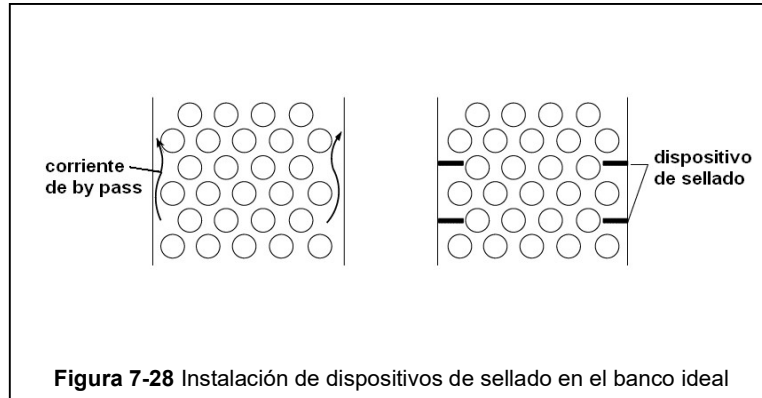
Y para pérdida de carga se define

$$\xi_{\Delta p} = \frac{\Delta p_{BP}}{\Delta p_B} \quad (7-5-19)$$

Siendo

Δp_{BP} = Pérdida de carga del banco con by pass

Δp_B = Pérdida de carga del banco ideal



Estos factores de corrección se calculan como:

$$\xi_h = \xi_{\Delta p} = \exp \left[-\alpha \cdot \text{FBP} \cdot \left(1 - \sqrt[3]{\frac{2 \cdot N_s}{N_c}} \right) \right] \quad (7-5-20)$$

Donde

- F_{BP} = fracción de by pass = $\frac{S_{BP}}{S_m} = \frac{\text{area de by pass}}{\text{area de flujo cruzado}} \quad (7-5-21)$
- N_s = Número de pares de dispositivos de sellado del banco de tubos
- N_c = Número de filas de tubos de cross flow (o sea los comprendidos entre bordes de dos baffles consecutivos)
- Si $N_s > 1/2 N_c$ tomar directamente $\xi_h = \xi_{\Delta p} = 1 \quad (7-5-22)$
- α : Coeficiente que depende del régimen de escurrimiento y de si se trata de pérdida de carga o transferencia de calor. Su valor se obtiene de la Tabla 7-4

	Tabla 7-4 valores de α	
	laminar	turbulento
Para $\xi_{\Delta p}$	5	4
Para ξ_h	1.5	1.35

Las áreas de flujo cruzado y by pass para un intercambiador de calor se pueden hallar como

- $S_m = \text{Area de flujo cruzado} = (D_s - N_{CL} \cdot D_o) B \quad (7-5-23)$
- D_s = Diámetro de la carcasa
- N_{CL} =Número de tubos en la fila central
- B = Separación entre deflectores
- $S_{BP} = [D_s - (N_{CL} - 1) P_t - D_o] B \quad (7-5-24)$
- P_t = Separación entre ejes de tubos

(Nota: La Ecuación (7-5-24) es válida para arreglos en cuadro y en triángulo. Para los arreglos rotados P_t

se debe sustituir por la separación entre ejes de tubos de una misma fila perpendicular al flujo)

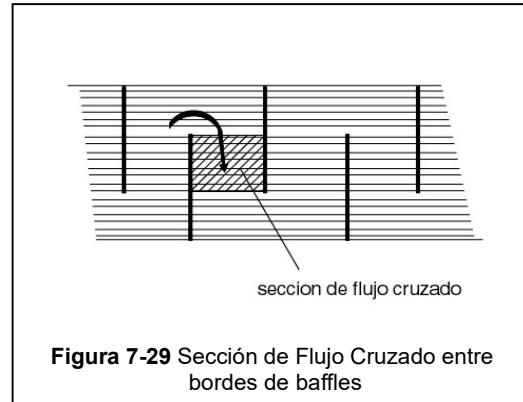
Efecto de la ventana del baffle

Se analizará por separado el efecto sobre la pérdida de carga y sobre la transmisión de calor

1) Efecto de la ventana del baffle sobre la pérdida de carga

Hasta ahora se analizó la pérdida de carga correspondiente a una sección de flujo cruzado, entendiendo por tal, al escurrimiento del fluido a través del banco de tubos delimitado por los bordes de dos deflectores consecutivos como se muestra en la Figura 7-29.

Se analizará ahora la pérdida de carga en la ventana. Se observó que para correlacionar los datos de la ventana era necesario utilizar una velocidad v_z definida como el promedio geométrico de las velocidades en la ventana y en el flujo cruzado



$$v_m = \text{velocidad del fluido en flujo cruzado} = \frac{G_m}{\rho} \quad (7-5-25)$$

$$v_w = \text{velocidad del fluido en la ventana} = \frac{G_w}{\rho \cdot S_w} = \frac{W}{S_w \cdot \rho} \quad (7-5-26)$$

Siendo S_w el área de flujo a través de la ventana:

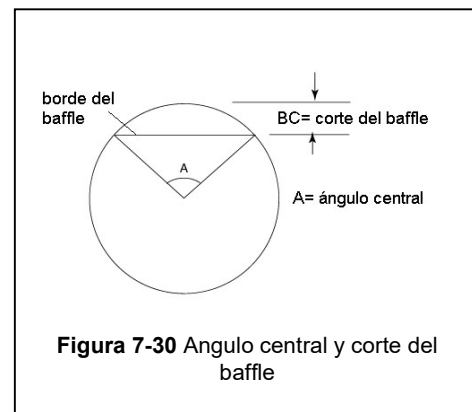
$$S_w = \pi \left(\frac{D_s}{2} \right)^2 \frac{A}{360} - \left(\sin \frac{A}{2} \right) \left(\frac{D_s}{2} \right) \left(\frac{D_s}{2} - BC \right) - N_{WT} \frac{\pi}{4} D_o^2 \quad (7-5-27)$$

Donde N_{WT} es el número de tubos en la ventana
 BC el corte del baffle y A el ángulo central del baffle (Figura 7-30)

Será entonces

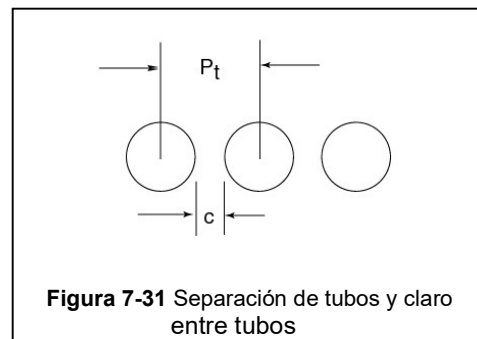
$$v_z = \sqrt{v_m \cdot v_w} \quad (7-5-28)$$

(la necesidad de definir esta velocidad surgió de la observación que variando la separación entre baffles se modificaba la pérdida de carga en la ventana a pesar que la velocidad v_w no variaba)



a) Caída de presión en la ventana del baffle en régimen laminar ($Re < 100$)

La velocidad en la ventana tiene una componente en la dirección del flujo y otra perpendicular al mismo. Existe por lo tanto una componente de fricción debida al flujo paralelo al tubo, otra debida al flujo normal y un tercer efecto debido a los cambios de dirección



Los datos se correlacionan en función del parámetro $\frac{v_z \mu}{c}$

Donde c es la distancia entre tubos $c = P_t - D_o$ (Figura 7-31)

Entonces la pérdida de carga en la ventana en flujo laminar se calcula como

$$\Delta p_{wl} = 28 \left(\frac{v_z \mu}{c} \right) N_w + 26 \left(\frac{v_z \mu}{D_v} \right) \left(\frac{B}{D_v} \right) + \left(\frac{2 \rho v_z^2}{2} \right) \quad (7-5-29)$$

Siendo D_v el diámetro hidráulico de la ventana

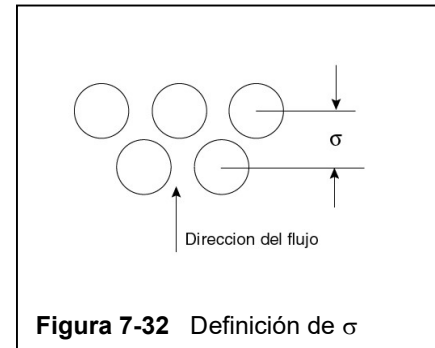
$$D_v = \frac{4 \cdot S_w}{\pi \cdot N_{WT} D_o + \pi D_s \frac{A}{360}} \quad (7-5-30)$$

N_w es el número efectivo de filas de tubos en la ventana que se define como

$$N_w = \frac{0.8 BC}{\sigma} \quad (7-5-31)$$

Siendo σ la distancia entre dos filas de tubos medida en la dirección del flujo (ver Figura 7-32).

El primer término de la expresión de Δp_{wl} se debe al efecto de fricción por flujo normal al tubo. El segundo al efecto por flujo paralelo y el tercero al cambio de dirección.



b) Caída de presión en la ventana del baffle en régimen turbulento ($Re > 100$)

La correlación para calcular la pérdida de carga en la ventana en flujo turbulento es:

$$\Delta p_{wt} = (2 + 0.6 N_w) \frac{\rho v_z^2}{2} \quad (7-5-32)$$

2) Efecto de la ventana sobre la transferencia de calor

La influencia de los tubos que están en la ventana sobre la transmisión de calor se estudió tapando los tubos correspondientes a la sección de flujo cruzado de manera que la transferencia de calor se deba solo a los tubos de la ventana.

Se observó que los datos pueden correlacionarse para un intercambiador con baffles, afectando al coeficiente correspondiente a un banco ideal de un factor ϕ que tiene en cuenta todo lo que hace a la resistencia de la ventana

$$h_{NL} = \phi \cdot h_B \quad (7-5-33)$$

Siendo

h_B el coeficiente correspondiente al banco ideal

h_{NL} = Coeficiente de un intercambiador con deflectores pero sin fugas (ya que el efecto de las fugas todavía no ha sido tratado)

Se encuentra que

$$\phi = 1 - r + 0.524 \cdot r^{0.32} \left(\frac{S_m}{S_w} \right)^{0.03} \quad (7-5-34)$$

Siendo $r = \frac{\text{N}^\circ \text{de tubos en la ventana}}{\text{N}^\circ \text{total de tubos}} = \frac{N_{wt}}{N}$

De esta forma, el coeficiente de transferencia de calor para un intercambiador sin fugas se obtiene como

$$h_{NL} = \left[j.c.GmPr^{-2/3} \left(\frac{\mu_w}{\mu} \right)^{-0.14} \right] \phi \cdot \xi_h \cdot X \quad (7-5-35)$$

El término entre corchetes corresponde a h_B y el resto son los factores de corrección

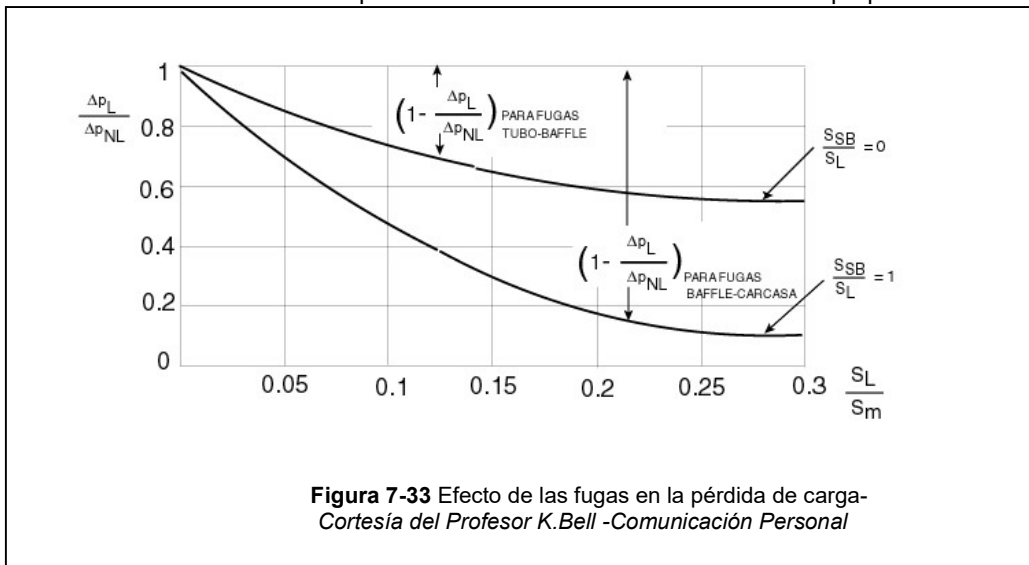
Efecto de fugas

a) Efecto de las fugas sobre la pérdida de carga

Como consecuencia de las fugas entre deflector y tubo y entre deflector y carcasa, tanto la pérdida de carga como el coeficiente de transferencia de calor se modifican con respecto a los valores del banco ideal. Este tema fue estudiado por Sullivan y Bergelin^{10,12}

El tratamiento analítico fue simplificado por Bell, que supuso que la relación entre el caudal de fugas y el caudal de flujo cruzado es independiente del régimen de flujo y solo depende de la relación entre el área de fugas y el área de flujo cruzado.

Esta es una hipótesis simplificadora. Otros métodos de cálculo más elaborados permiten calcular exactamente cada uno de los caudales parciales en función de las características propias del escurrimiento.



Entonces, de acuerdo con el tratamiento de Bell, la relación entre Δp_L (pérdida de carga para el intercambiador con fugas) y Δp_{NL} (pérdida de carga para un equipo similar, para igual caudal total pero sin fugas) se representa con una curva como la de la figura 7-34

La curva superior corresponde a un intercambiador con fugas entre tubo y deflector y la inferior a un intercambiador con fugas entre deflector y carcasa. Se puede apreciar que $[1 - (\Delta p_L / \Delta p_{NL})]$ para las fugas entre tubo y deflector es aproximadamente igual a la mitad del valor $[1 - (\Delta p_L / \Delta p_{NL})]$ correspondiente a las fugas entre deflector y carcasa. Por lo tanto, el tratamiento se simplifica usando una curva única que corresponde a las fugas entre tubo y deflector (figura 7-35).

Esta figura representa en ordenadas el valor $(1 - \Delta p_L / \Delta p_{NL})$ para un equipo con fugas exclusivamente entre tubo y baffle. La expresión matemática de esta curva es

$$\left(1 - \frac{\Delta p_L}{\Delta p_{NL}} \right)_o = 0.57 \frac{S_L}{S_m} + 0.27 \left[1 - \exp \left(-20 \frac{S_L}{S_m} \right) \right] \quad (7-5-36)$$

Y entonces será

$$\left(1 - \frac{\Delta p_L}{\Delta p_{NL}}\right)_{\text{intercambiador}} = \left(1 - \frac{\Delta p_L}{\Delta p_{NL}}\right)_o \frac{S_{TB} + 2S_{SB}}{S_L} \quad (7-5-37)$$

Siendo S_{TB} = Área de fuga entre tubo y baffle
 S_{SB} = Área de fuga entre baffle y carcasa

$$S_{TB} + S_{SB} = S_L \quad (7-5-38)$$

Los valores de S_{TB} y S_{SB} pueden calcularse como

$$S_{TB} = N_{BT} \frac{\pi}{4} (D_{BT}^2 - D_o^2) \quad (7-5-39)$$

Siendo

N_{BT} = Número de tubos que atraviesan el deflector

D_{BT} = Diámetro del agujero del deflector por el que atraviesa el tubo

$$S_{SB} = \left(\frac{360-A}{360}\right) \frac{\pi}{4} (D_s^2 - D_B^2) \quad (7-5-40)$$

Siendo D_s = Diámetro de la carcasa

D_B = Diámetro del deflector

b) Efecto de las fugas sobre la transmisión de calor

Con simplificaciones análogas a las asumidas para el caso de la pérdida de carga, se pueden encontrar curvas que vinculan el valor de h_L (coeficiente para un equipo con fugas) en relación al h_{NL} (coeficiente para un equipo sin fugas con igual caudal total) en función de la relación S_L/S_m

También aquí se observa que el valor de $(1-h_L/h_{NL})$ para el caso de las fugas entre tubo y deflector es aproximadamente la mitad del valor correspondiente a las fugas entre carcasa y deflector. Por lo tanto, también puede obtenerse una curva única

$$\left(1 - \frac{h_L}{h_{NL}}\right)_o = 0.45 \frac{S_L}{S_m} + 0.1 \left[1 - \exp\left(-30 \frac{S_L}{S_m}\right)\right] \quad (7-5-41)$$

Y luego

$$\left(1 - \frac{h_L}{h_{NL}}\right)_{\text{intercambiador}} = \left(1 - \frac{h_L}{h_{NL}}\right)_o \frac{S_{TB} + 2S_{SB}}{S_L} \quad (7-5-42)$$

De estas expresiones, conociendo los valores de $(1-h_L/h_{NL})$ y $(1-\Delta p_L/\Delta p_{NL})$ pueden calcularse h_L/h_{NL} y $\Delta p_L/\Delta p_{NL}$ que son los factores de corrección a aplicar sobre los valores calculados para h y Δp del equipo sin fugas

Conclusiones

a) Transmisión de calor

El coeficiente h del intercambiador puede obtenerse como

$$h = \left(j.c.G_m.Pr^{-2/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14} \right) \left(\phi.\xi_h.X \frac{h_L}{h_{NL}} \right) \quad (7-5-43)$$

= Coeficiente del banco ideal x Corrección por ventana x Corrección por fugas x Corrección por número de filas x Corrección por by pass

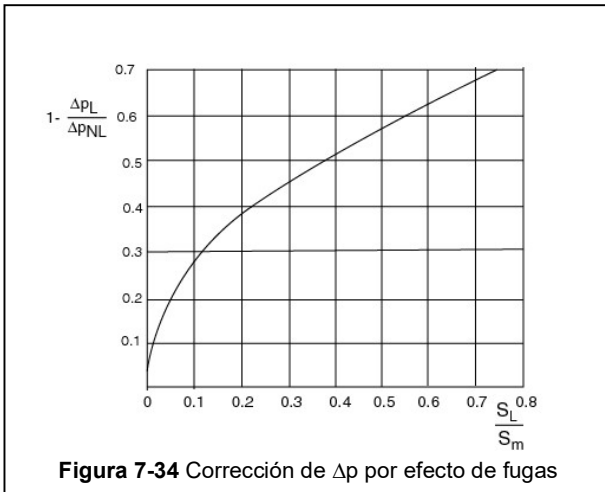


Figura 7-34 Corrección de Δp por efecto de fugas

b) *Pérdida de carga*

La caída de presión total en la carcasa se obtiene sumando las caídas de presión correspondientes a todas las secciones de flujo cruzado y a todas las ventanas de baffle.

La pérdida de carga correspondiente a una sección de flujo cruzado es (sin tener en cuenta la corrección por fugas)

$$\Delta p_{BP} = \frac{4 \cdot f \cdot N_c \cdot G_m^2}{2 \cdot \rho} \left(\frac{\mu_w}{\mu} \right)^{0.14} \xi_{\Delta p} \quad (7-5-44)$$

= Δp del banco ideal x Corrección por by pass

La pérdida de carga en cada ventana se obtiene como:

a) Régimen laminar

$$\Delta p_w = 28 \frac{v_z \mu}{(P_t - D_o)} N_c + 26 \frac{v_z \mu \cdot BC}{D_v D_v} + \frac{2 \rho v_z^2}{2} \quad (7-5-45)$$

b) régimen turbulento

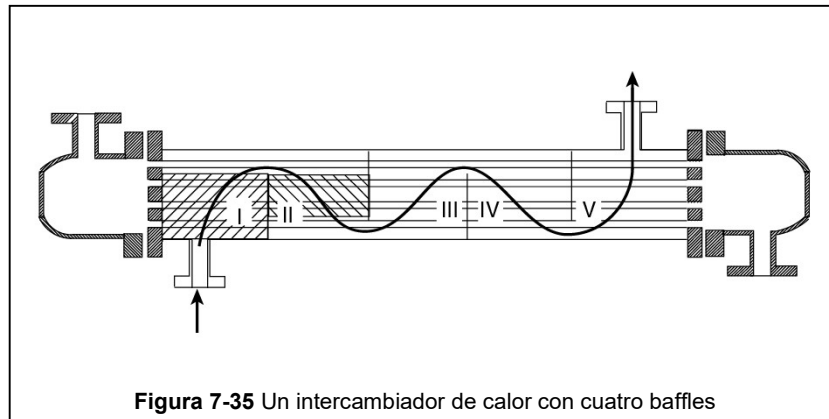
$$\Delta p_w = (2 + 0.6 N_w) \frac{\rho v_z^2}{2} \quad (7-5-46)$$

La pérdida total del equipo se obtiene sumando todas las secciones de flujo cruzado y ventanas de la siguiente forma

$$\Delta p_{total} = 2 \cdot \Delta p_{BP} \left[1 + \frac{N_w}{N_c} \right] + [(N_B - 1) \Delta p_{BP} + N_B \Delta p_w] \left(\frac{\Delta p_L}{\Delta p_{NL}} \right) \quad (7-5-47)$$

En esta expresión, el primer sumando corresponde a las secciones de entrada y salida, el primer término del corchete al resto de las secciones de flujo cruzado, y el segundo término a las pérdidas en las ventanas.

Por ejemplo, consideremos un equipo como el de la Figura 7-36, donde N_B = Número de deflectores = 4. Vemos que las secciones I y V corresponden a la entrada y salida. Las mismas se tratan como espacios sin fugas. Como se observa, las mismas son más largas que el resto de las secciones de flujo cruzado, por lo tanto se aplica el factor de corrección $(N_w + N_c)/N_c$ para tener en cuenta que la cantidad de filas de tubos que atraviesa el fluido en estas secciones no es N_w sino $N_w + N_c$.



Por lo tanto el Δp en estas dos zonas es

$$2 \cdot \Delta p_{BP} \left(1 + \frac{N_w}{N_c} \right)$$

Las secciones de flujo cruzado indicadas como II, III y IV se calculan como

$$(N_B - 1)\Delta p_{BP} \left(\frac{\Delta p_L}{\Delta p_{NL}} \right) = 3.\Delta p_{BP} \left(\frac{\Delta p_L}{\Delta p_{NL}} \right)$$

Las cuatro ventanas se calculan como:

$$N_B \Delta p_w \left(\frac{\Delta p_L}{\Delta p_{NL}} \right) = 4.\Delta p_w \left(\frac{\Delta p_L}{\Delta p_{NL}} \right)$$

7-5-4 Técnicas Computacionales

Actualmente el diseño térmico de intercambiadores de calor, como muchas otras actividades, se realiza casi exclusivamente utilizando software comercial. El uso de software comercial agiliza y facilita la tarea de diseño, y adicionalmente la responsabilidad del diseñador está respaldada por el prestigio del proveedor del software. Estos programas son desarrollados por compañías que tienen especialistas en transmisión de calor y patrocinan programas de investigación en Universidades o bien disponen de centros de investigación propios.

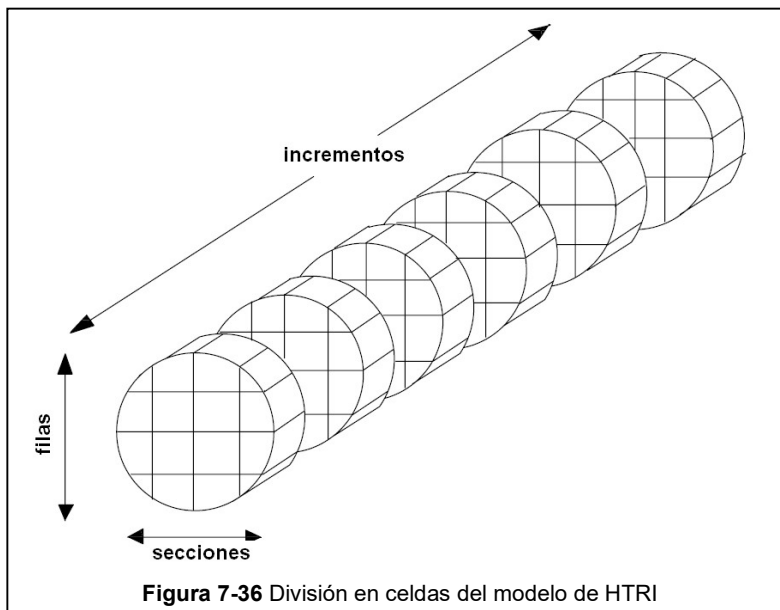
Por ejemplo HTRI (Heat Transfer Research Inc.) utiliza un método de cálculo que subdivide el intercambiador en una serie de celdas en tres dimensiones (Ver Figura 7-36). Primero el intercambiador es dividido en incrementos en la dirección axial. Después se divide en filas en la dirección vertical, y finalmente en secciones en dirección horizontal. El número de filas, incrementos y secciones depende de la geometría del intercambiador (tipo y corte del baffle, orientación, número de pasos en tubos etc.). El número total de celdas es el necesario para que en cada una exista un tipo de flujo en carcasa que sea predominante (axial en la ventana o flujo cruzado) y tenga un único paso en tubos.

En cada celda, el programa calcula la densidad de flujo de calor y caída de presión usando correlaciones propietarias de HTRI y valores locales de temperatura, presión y propiedades físicas. El modelo se resuelve por elementos finitos y el calor intercambiado se calcula como

$$Q = \Sigma \Delta Q_i = \Sigma \Delta A_i U_i (\Delta T_{ml})_i \quad (7-5-48)$$

Esta técnica rigurosa permite predecir el comportamiento de intercambiadores con geometrías complejas.

Se debe notar que este modelo no usa ni el concepto de DMLT ni el factor de corrección Ft



7.5.5 Precisión de las distintas correlaciones

Los datos sobre la aproximación de las distintas correlaciones deben ser tomados con cierta precaución. Tal como ya se ha visto, existen métodos que no son aptos para determinadas geometrías. Por ejemplo, es sabido que el método de Kern no puede aplicarse a intercambiadores de calor con cabezal flotante sin dispositivos de sellado o con gran número de pasos, o en equipos fabricados con grandes espacios de fuga.

Whitley¹⁸ presenta un estudio sobre los errores hallados en diferentes intercambiadores al calcular la pérdida de carga por los métodos de Kern y Bell, entre otros.

En algunos casos las correlaciones del método de Kern presentan errores de hasta 850 % . Sin embargo, se debería precisar para que tipo de equipos se tienen estos errores tan elevados. Muy probablemente, si no se tienen en cuenta aquellos casos "patológicos" a los que se ha hecho referencia, los errores no serían tan grandes.

Según Palen y Taborek¹⁴, el método de Bell Delaware permite predecir coeficientes de carcasa entre aproximadamente un 50 % más bajos hasta un 100 % más altos que los valores reales, mientras que el rango de error para predicción de pérdida de carga está entre el 50 % por debajo y el 200 % por encima de los valores reales.

El error medio para transmisión de calor es de aproximadamente 15 % por debajo (del lado seguro) para todos los números de Reynolds, mientras que el error medio para caída de presión es de aproximadamente 100 % por encima de los valores reales para números de Reynolds menores que 10.

El método de caudales parciales, según el mismo estudio, permite predecir coeficientes de transmisión de calor y pérdida de carga con errores comprendidos entre aproximadamente 50% por encima y 30 % por debajo de los valores reales. El error promedio es significativamente menor que en los métodos anteriores. -

Ejemplo 7-5

Se desea calentar 38.88 kg/s de un líquido A desde 40°C hasta 60°C usando una corriente caliente B disponible a 104°C con un caudal de 33.33 kg/s. Se desea utilizar un intercambiador de calor existente cuyas características se indican más abajo. Se anticipa una resistencia de ensuciamiento de 0.0009 m²K/W. Verificar si la unidad es adecuada para el servicio y calcular las caídas de presión de ambas corrientes.

DATOS DE LOS FLUIDOS		
	FLUIDO A (lado tubos)	FLUIDO B (lado coraza)
W (kg/s)	38.88	33.33
ρ (kg/m ³)	716	578
c (J/kg.K)	2140	2640
μ (kg/m.s)	0.62 x 10 ⁻³	0.16x10 ⁻³
k (W/m.K)	0.129	0.0917

DATOS DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR

N= Número de tubos = 414 Dos pasos - Tipo AES

Tubos 3/4" BWG 16 (D_o= 0.019m, D_i = 0.0157 m)

Arreglo Δ , P_t = 1" (0.0254m)

L = Longitud de tubos = 4.267 m

Espaciado central de baffles : B = 0.234 m

Diámetro de coraza D_s = 0.609m

Distribución de tubos y otras características geométricas según la Figura 7-37

Solución

1) Cálculo del coeficiente pelicular del lado tubos

$$a'_t = \text{Area de flujo por tubo} = \pi \times D_i^2 / 4 = \pi \times 0.0157^2 / 4 = 1.936 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$a_t = \text{Area total de flujo en tubos} = \frac{a'_t \cdot N}{n} = \frac{1.935 \times 10^{-4} \times 414}{2} = 0.0401 \text{ m}^2$$

$$G_t = \text{Velocidad masica} = \frac{W_t}{at} = \frac{38.88}{0.0401} = 970 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$$

$$Re_t = \text{Numero de Reynolds} = \frac{D_i \cdot G_t}{\mu} = \frac{0.0157 \times 970}{0.62 \times 10^{-3}} = 24568$$

$$Pr = \text{Numero de Prandtl} = \frac{c \cdot \mu}{k} = \frac{2140 \times 0.62 \times 10^{-3}}{0.129} = 10.29$$

$$h_i = 0.023 \frac{k}{D_i} \times Re^{0.8} \times Pr^{0.33} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} = 0.023 \times \frac{0.129}{0.0157} \times 24568^{0.8} \times 10.29^{0.33} = 1327 \text{ W/m}^2 \text{K}$$

Todas las propiedades de los fluidos se consideraron constantes, por lo tanto el factor de corrección de viscosidades μ/μ_w es unitario. El mismo criterio se adoptará para el fluido de carcasa

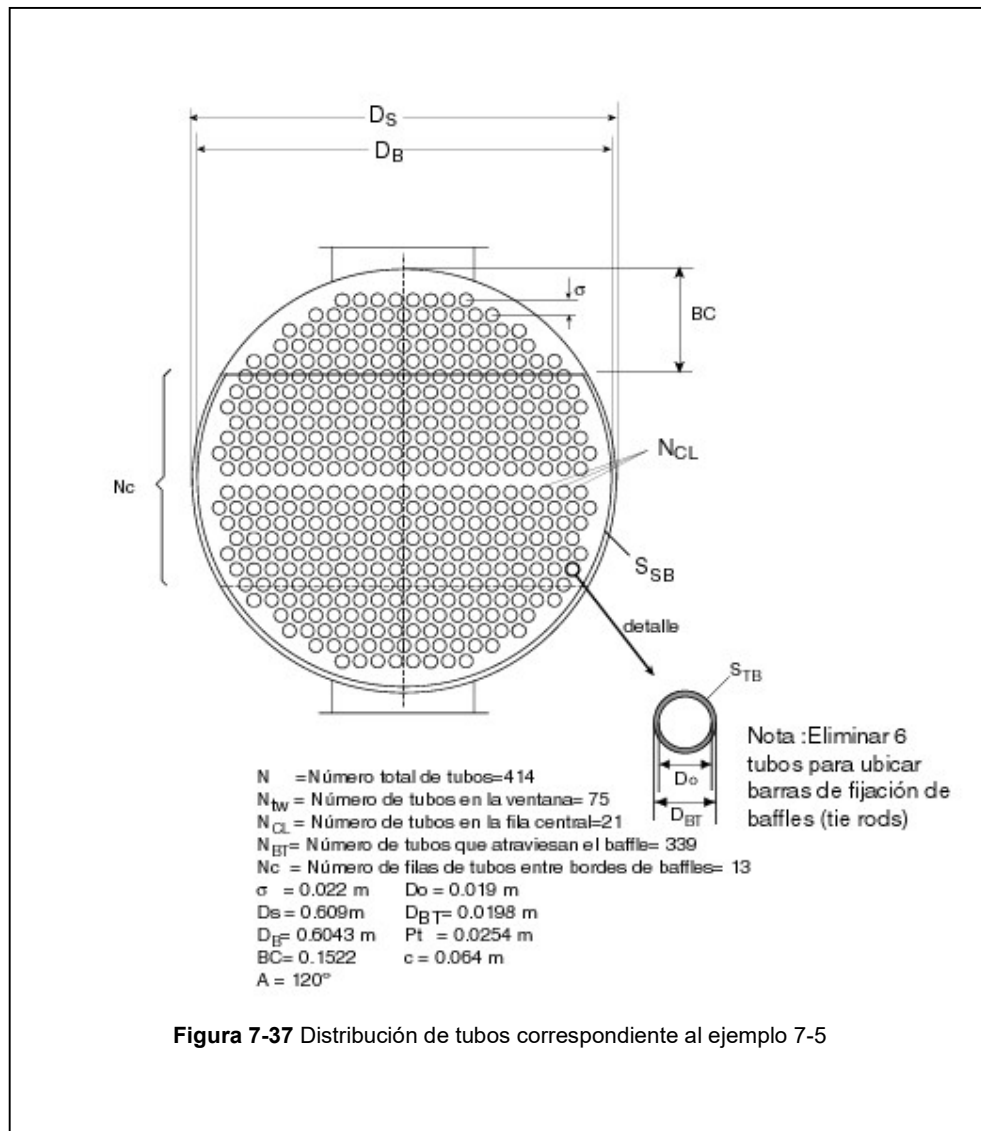


Figura 7-37 Distribución de tubos correspondiente al ejemplo 7-5

$$h_{i_o} = h_i \cdot \frac{D_i}{D_o} = 1327 \frac{0.0157}{0.019} = 1096 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

2- Caída de presión lado tubos

$$f = \text{factor de fricción} = 1.2 \times (0.0014 + 0.125 \text{Re}^{-0.32}) = 7.58 \times 10^{-3}$$

$$\Delta p_t = \text{Caída de presión en tubos} = 4 \cdot f \cdot n \cdot \frac{L}{D_i} \frac{G_t^2}{2 \cdot \rho} = 4 \times 7.58 \times 10^{-3} \times 2 \times \frac{4.267 \times 970^2}{0.0157 \times 2 \times 716} = 10843 \text{ N/m}^2$$

$$\Delta p_r = \frac{4 \cdot n \cdot G_t^2}{2 \cdot \rho} = 5256 \text{ N/m}^2$$

$$\Delta p_T = \Delta p_t = 16099 \text{ N/m}^2$$

3- Coeficiente de transferencia de calor lado carcasa

Se usarán los métodos de Kern y de Bell

3-a Método de Kern

$$a_s = \text{área de flujo en carcasa} = \frac{D_s \cdot c \cdot B}{P_t} = \frac{0.609 \times (6.35 \times 10^{-3}) \times 0.234}{0.0254} = 0.0356 \text{ m}^2$$

$$G_s = \text{velocidad masica} = \frac{W}{a_s} = \frac{33.33}{0.0356} = 936.2 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$$

$$D_e = \text{diámetro equivalente} = 0.0182 \text{ m}$$

$$\text{Re}_s = \text{Número de Reynolds} = \frac{D_e \cdot G_s}{\mu} = \frac{0.0182 \times 936.2}{0.16 \times 10^{-3}} = 106492$$

$$h_o = \text{coeficiente de carcasa} = 0.36 \frac{k}{D_e} \text{Re}_s^{0.55} \text{Pr}^{1/3} = 0.36 \frac{0.0917}{0.0182} 106492^{0.55} \left(\frac{2640 \times 0.16 \times 10^{-3}}{0.0917} \right)^{1/3} = 1756 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

3-b Método de Bell

$$S_m = \text{área de flujo cruzado} = (D_s - N_{CL} D_o) B = (0.609 - 21 \times 0.019) \times 0.234 = 0.0491 \text{ m}^2$$

$$G_m = \text{velocidad masica} = \frac{W}{S_m} = \frac{33.33}{0.0491} = 678.3 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$$

$$\text{Re}_m = \text{Número de Reynolds} = \frac{D_o \cdot G_m}{\mu} = \frac{0.019 \times 678.3}{0.16 \times 10^{-3}} = 80544$$

$$j = \text{Coeficiente de Colburn} = 0.00376$$

(En este caso $P_t/D_o = 1.33$. Se usaron las curvas correspondientes a $P_t/D_o = 1.25$)

3-b-1 Corrección por by pass

$$F_{BP} = \text{Fracción de by pass} = \frac{[D_s - (N_{CL} - 1)P_t - D_o] B}{S_m} = \frac{[0.609 - (21 - 1)0.0254 - 0.019] \times 0.234}{0.0491} = 0.390$$

$$\therefore \alpha = 1.35$$

Si se usan dos pares de planchuelas de sellado (sealing strips)

$$\xi_h = \exp(-1.35 \cdot F_{BP} (1 - (2 \times N_s / N_c)^{0.333})) = \exp(-1.35 \times 0.39 \times (1 - (2 \times 2 / 13)^{0.333})) = 0.842$$

Notar que si no se usaran planchuelas de sellado ($N_s = 0$) el factor de corrección por by pass resulta 0.59 y reduce el coeficiente de transferencia de calor en aproximadamente 30%. Obsérvese que el método de Kern permanece insensible a este efecto tan importante

3-b-2 Corrección por ventana

$$r = \frac{N_{wt}}{N} = \frac{75}{414} = 0.181$$

$$S_w = \text{Area de flujo en la ventana} = \frac{\pi D_s^2}{4} \frac{A}{360} - \left(\sin \frac{A}{2} \right) \left(\frac{D_s}{2} \right) (0.5 D_s - BC) - N_{wt} \pi \frac{D_o^2}{4}$$

$$\frac{\pi \times 0.609^2}{4} \times \frac{120}{360} - (\sin 60^\circ) \times 0.3045 \times (0.3045 - 0.152) - \frac{\pi \times 75 \times 0.019^2}{4} = 0.0357 \text{ m}^2$$

$$\phi = \text{factor de correccion} = 1 - r + 0.524 \cdot r^{0.32} \left(\frac{S_m}{S_w} \right)^{0.03} = 1 - 0.181 + 0.524 \times 0.181^{0.32} \left(\frac{0.0491}{0.0357} \right)^{0.03} = 1.125$$

3-b-3 Corrección por fugas

$$S_{TB} = \text{area de fuga tubo-baffle} = N_{BT} \frac{\pi}{4} (D_{BT}^2 - D_o^2) = 339 \frac{\pi}{4} (0.0198^2 - 0.019^2) = 0.00826 \text{ m}^2$$

$$S_{SB} = \text{Area de fugas baffle carcasa} = \frac{360 - A}{360} \frac{\pi}{4} (D_s^2 - D_B^2) = \frac{360 - 120}{360} \frac{\pi}{4} (0.609^2 - 0.6043^2) = 0.003 \text{ m}^2$$

$$S_L = \text{Area total de fugas} = S_{TB} + S_{SB} = 0.003 + 0.0082 = 0.0112 \text{ m}^2$$

$$\frac{S_L}{S_m} = \frac{0.0112}{0.0491} = 0.228$$

$$\left(1 - \frac{h_L}{h_{NL}} \right)_o = 0.45 \frac{S_L}{S_m} + 0.1 \left(1 - \exp(-30 \frac{S_L}{S_m}) \right) = 0.45 \times 0.228 + 0.1 (1 - 1.07 \times 10^{-3}) = 0.203$$

$$\left(1 - \frac{h_L}{h_{NL}} \right) = \left(1 - \frac{h_L}{h_{NL}} \right)_o \frac{S_{TB} + 2S_{SB}}{S_L} = 0.203 \frac{0.00826 + 2 \times 0.003}{0.0112} = 0.257$$

$$\therefore \frac{h_L}{h_{NL}} = 1 - 0.257 = 0.743$$

3-b-4 el factor de corrección por número de filas es despreciable en régimen turbulento

3-b-5 Coeficiente de transferencia de calor lado carcasa

$$h = \left[j.c.G_m.Pr^{-2/3} \left(\frac{\mu_w}{\mu} \right)^{-0.14} \right] \phi \cdot \xi_h \left(\frac{h_L}{h_{NL}} \right) =$$

$$= (0.00376 \times 2640 \times 678.3 \times 4.606^{-0.66} \times 1) \times 1.1251 \times 0.8426 \times 0.743 = 1714 \text{ W/m}^2\text{K}$$

En este caso particular ambos métodos dan resultados similares, sin embargo esta no es la situación usual

4) caída de presión lado carcasa

4-a) Método de Kern

$$f = \text{factor de fricción} = 1.728 Re_s^{-0.188} = 1.728 (106492)^{-0.188} = 0.196$$

$$\Delta p = f \frac{G_s^2 D_s (N_B + 1)}{2 \rho D_c} = \frac{0.196 \times 936.2^2 \times 0.609 \times 18}{2 \times 578 \times 0.0182} = 89500 \text{ N/m}^2$$

4-b) método de Bell

4-b-1)

$$f = \text{factor de fricción} = 0.095 \text{ (con } Re_m = 80544 \text{ fig7-27)}$$

4-b-2) Corrección por by pass

$$\xi_{\Delta p} = \exp(-\alpha \cdot F_{BP} (1 - (2 \cdot N_s / N_c)^{1/3})) = \exp\left(-4 \times 0.39 \times \left(1 - \left(\frac{2 \times 2}{13}\right)^{1/3}\right)\right) = 0.602$$

4-b-3) caída de presión en una sección de flujo cruzado sin fugas

$$\Delta p_{BP} = \frac{4 \cdot f \cdot N_c \cdot G_m^2 (\mu_w / \mu)^{0.14} \xi_{\Delta p}}{2 \cdot \rho} = \frac{4 \times 0.095 \times 13 \times 678.3^2 \times 0.602}{2 \times 578} = 1183.6 \text{ N/m}^2$$

4-b-4) caída de presión en la ventana

$$V_z = \text{Velocidad media} = \frac{W}{\rho \sqrt{S_m S_w}} = \frac{33.33}{578 \sqrt{0.0491 \times 0.0357}} = 1.38 \text{ m/s}$$

$$\Delta p_w = \text{caída de presión a través de la ventana} = (2 + 0.6 N_w) \frac{\rho V_z^2}{2}$$

$$\text{siendo } N_w = 0.8 \frac{BC}{\sigma} = \frac{0.8 \times 0.15225}{P_t \cdot \sin 60^\circ} = 5.54$$

$$\therefore \Delta p_w = (2 + 0.6 \times 5.54) \times 578 \times \frac{1.38^2}{2} = 2930 \text{ N/m}^2$$

4-b-5) Corrección por fugas

$$\left(1 - \frac{\Delta p_L}{\Delta p_{NL}}\right)_o = 0.57 \frac{S_L}{S_m} + 0.27 \left[1 - \exp\left(\frac{-20 S_L}{S_m}\right)\right] = 0.57 \times 0.228 + 0.27 \times (1 - e^{-4.56}) = 0.397$$

$$\left(1 - \frac{\Delta p_L}{\Delta p_{NL}}\right) = \left(1 - \frac{\Delta p_L}{\Delta p_{NL}}\right)_o \frac{S_{TB} + 2 S_{SB}}{S_L} = 0.397 \times 1.27 = 0.504$$

$$\therefore \frac{\Delta p_L}{\Delta p_{NL}} = 1 - 0.504 = 0.496$$

4-b-6) caída de presión en todo el equipo

$$\Delta p_S = 2 \cdot \Delta p_{BP} \left[1 + \frac{N_w}{N_c}\right] + [(N_B - 1) \Delta p_{BP} + N_B \Delta p_w] \frac{\Delta p_L}{\Delta p_{NL}} =$$

$$= 2 \times 1183.6 \times \left(1 + \frac{5.54}{13}\right) + (16 \times 1183.6 + 17 \times 2930) \times 0.496 = 37445 \text{ N/m}^2$$

Nótese la diferencia entre ambos métodos

5) Verificación del área de transferencia de calor

$$U = \left(\frac{1}{h_o} + \frac{1}{h_{io}} + R_f\right)^{-1} = \left(\frac{1}{1714} + \frac{1}{1096} + 9 \times 10^{-4}\right)^{-1} = 417 \text{ W/m}^2 \text{K}$$

$$Q = W_c c_c (t_2 - t_1) = 38.88 \times 2140 \times (60 - 40) = 1664064 \text{ W} \quad T_2 = T_1 - \frac{Q}{W_h c_h} = 104 - \frac{1664064}{2640 \times 33.33} = 85^\circ$$

$$R = \frac{104 - 85}{60 - 40} = 0.95 \quad S = \frac{60 - 40}{104 - 40} = 0.312$$

Para una configuración 1-2 se obtiene $F_t = 0.967$

$$DMLT = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1}} = \frac{(104 - 60) - (85 - 40)}{\ln \frac{104 - 60}{85 - 40}} = 44.5^\circ\text{C}$$

$$A_{\text{calculada}} = \frac{Q}{U \cdot \Delta T} = \frac{1664064}{417 \times (44.5 \times 0.967)} = 92.7\text{m}^2$$

$$A_{\text{real}} = \pi \times D_o \times N \times L = \pi \times 0.019 \times 414 \times 4.267 = 105.4\text{m}^2$$

$$\text{exceso de area} = \frac{105.4 - 92.7}{92.7} \times 100 = 14\%$$

Es posible ahora estimar la temperatura de la pared igualando las densidades de flujo de calor a ambos lados de la pared del tubo como en el caso del ejemplo 5-5. Una expresión más rigurosa teniendo en cuenta las resistencias de ensuciamiento individuales sería

$$\left(\frac{1}{h_{i0}} + R_{fi} \right)^{-1} (T_w - t) = \left(\frac{1}{h_o} + R_{fo} \right)^{-1} (T - T_w)$$

De esta expresión se podría calcular T_w y los factores de corrección por viscosidad, realimentando el cálculo de ser necesario

7- 6 - Diseño y Verificación de Equipos

Existen dos tipos de problemas que pueden plantearse con relación al diseño ó evaluación de intercambiadores de calor:

- a) Verificación de un equipo existente o propuesto.
- b) Diseño de un equipo nuevo para cumplir con un cierto servicio.

Veremos a continuación como se procede en cada uno de estos casos.

7-6- 1 Verificación de Equipos Existentes

Esta tarea consiste en decidir si un equipo es o no suficiente para lograr un objetivo mínimo propuesto. Por ejemplo, supongamos que se desea enfriar una cierta corriente de proceso de caudal dado, entre dos temperaturas T_1 y T_2 . Para ello se decide utilizar agua de enfriamiento de cierta temperatura de entrada y con un caudal propuesto.

Se dispone de un determinado intercambiador cuyas características constructivas se conocen, y desea verificarse si con este equipo se conseguirá el objetivo deseado.

Para ello, se supone en primer término que se lograrán las temperaturas propuestas a la salida de cada fluido. Puede entonces calcularse la diferencia de temperaturas DMLT. Como el tipo de equipo es conocido, se puede calcular el factor F_t y la diferencia verdadera de temperaturas.

Puesto que se conocen los caudales que circularán por el equipo y las áreas de flujo para cada uno de los fluidos, es posible calcular los coeficientes de intercambio h_o y h_{i0} . Adicionando la resistencia de ensuciamiento según la expresión 7-1-2 se obtiene el coeficiente de transmisión de calor U

Entonces se puede calcular un valor de área de transferencia por medio de

$$A_{\text{calc}} = \frac{Q}{U \cdot \Delta T} \quad (7-6-1)$$

Esta área representa la superficie que requeriría un intercambiador cuyo coeficiente de transferencia sea U para poder intercambiar la cantidad de calor Q con una "fuerza impulsora" ΔT . Este valor puede ser comparado con el área real del equipo que se está verificando.

Si $A_{\text{calc}} > A_{\text{real}}$ el equipo no podrá transferir la cantidad de calor deseada. Si de todos modos, el equipo es puesto en servicio, se transferirá una cantidad de calor $Q' < Q$. Esto hace que la temperatura de salida del fluido caliente sea mayor que la deseada y la temperatura de salida del agua de refrigeración sea menor que la propuesta.

En caso que fuese $A_{\text{calc}} < A_{\text{real}}$, el equipo podrá transferir una cantidad de calor mayor que la

originalmente supuesta.

En cualquiera de los dos casos, si quisieran calcularse las temperaturas de salida reales de cada uno de los fluidos, debería poder resolverse el siguiente sistema de ecuaciones.

$$Q = W_h c_h (T_1 - T_2) \quad (7-6-2)$$

$$Q = W_c c_c (t_2 - t_1) \quad (7-6-3)$$

$$Q = U \cdot \text{Areal} \cdot \text{DMLT} \cdot F_t \quad (7-6-4)$$

$$F_t = f(T_1, T_2, t_1, t_2) \quad (7-6-5)$$

En este sistema, las incógnitas son Q, F_t , T_2 y t_2 .

La resolución de este sistema, tal como está planteado, presenta la dificultad que no pueden despejarse matemáticamente las incógnitas. Sin embargo, el sistema se puede resolver fácilmente recurriendo a técnicas que se verán más adelante (método de la eficiencia).

Sin embargo, muchas veces no interesa calcular exactamente las temperaturas de salida, sino simplemente saber si el equipo es capaz de transferir como mínimo la cantidad de calor deseada.

Debe tenerse presente, que si la temperatura deseada del fluido de proceso quiere mantenerse exactamente en un valor determinado, si el equipo tiene un exceso de área, siempre es posible ajustar la temperatura de salida reduciendo el caudal de agua de refrigeración.

El otro aspecto que debe siempre verificarse es si la caída de presión que sufrirá cada fluido al atravesar el intercambiador es compatible con los requerimientos del proceso. Esto significa verificar que el Δp calculado para cada corriente sea menor que el Δp admisible.

Veremos a continuación un procedimiento completo detallado con los pasos a seguir para la verificación de un equipo existente.

Los caudales y temperaturas de entrada de los fluidos serán conocidos como así también las temperaturas de salida de cada uno de ellos. En este caso puede con un balance de calor calcularse la temperatura de salida del otro fluido.

Puede ocurrir también que la temperatura de salida de los dos fluidos haya sido adoptada, en cuyo caso se utilizará el balance de calor para calcular uno de los caudales.

Sea cual fuere la situación, el primer paso es entonces

1) Plantear el balance de calor

$$Q = W_h c_h (T_1 - T_2) = W_c c_c (t_2 - t_1) \quad (7-6-6)$$

Y calcular Q y la incógnita faltante, caudal o temperatura

2) Calcular, con las temperaturas de entrada y salida deseadas el valor de DMLT como

$$\text{DMLT} = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1}} \quad (7-6-7)$$

3) Calcular los parámetros R y S

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} \quad (7-6-8) \quad S = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} \quad (7-6-9)$$

4) Para la configuración del equipo (1-2, 2-4 etc) obtener el factor F_t de los gráficos o expresiones que figuran en los apéndices (gráficos del Apéndice 2)

5) Obtener todas las propiedades de los fluidos a las temperaturas medias. Estas serán $(T_1 + T_2)/2$ y $(t_1 + t_2)/2$ para los fluidos caliente y frío respectivamente. Llamaremos a estas temperaturas medias T y t.

Para calcular los coeficientes de transferencia, será necesario calcular para cada uno de los fluidos el valor de (μ/μ_w) donde μ es la viscosidad del fluido a la temperatura media y definida más arriba y μ_w es la viscosidad a la temperatura de la pared del tubo. Esta última temperatura no es conocida de antemano.

Lo que se hace, entonces, es suponer un valor para la temperatura de pared, que podrá ser verificada más adelante. Para ello, deberá tenerse presente que la temperatura de la pared será intermedia entre T y t (temperaturas medias) y estará más cerca de la temperatura correspondiente al fluido de mayor coeficiente pelicular h .

De todas maneras, el exponente 0.14 hace que la importancia de este factor de corrección no sea muy grande y por lo general no es necesario hacer un ajuste más fino que el de la primera iteración.

6) Puede calcularse el área de flujo para el fluido que circula dentro de los tubos

$$a_t = \frac{N \cdot a'_t}{n} \quad (7-6-10)$$

La densidad de flujo másico del fluido que circula por los tubos puede calcularse entonces como

$$G_t = \rho \cdot v_t = W_t / a_t \quad (7-6-11)$$

7) Calcular el número de Reynolds para el fluido de tubos

$$Re_t = \frac{D_i \cdot G_t}{\mu} \quad (7-6-12)$$

8) Calcular el valor del coeficiente h_i según las Expresiones (7-4-3) a (7-4-5) de acuerdo al valor del número de Reynolds

9) Corregir para el diámetro externo

$$h_{i_o} = h_i \frac{D_i}{D_o} \quad (7-6-13)$$

10) Calcular el coeficiente de carcasa según los procedimientos indicados en la Sección 7-5

11) Con los valores de h_{i_o} y h_o puede verificarse la temperatura de la pared supuesta en el paso 5). Para ello se plantea un balance de calor a ambos lados de la pared del tubo

$$h_{i_o} (T_w - t) = h_o (T - T_w) \quad (7-6-14)$$

Si el fluido de la carcasa es el caliente, o

$$h_{i_o} (T - T_w) = h_o (T_w - t) \quad (7-6-15)$$

Si el fluido caliente es el de tubos

De las expresiones anteriores puede despejarse el valor de T_w .

12) Se calculará el coeficiente limpio como

$$U_c = \left(\frac{1}{h_{i_o}} + \frac{1}{h_o} \right)^{-1} \quad (7-6-16)$$

13) El coeficiente total de transmisión de calor se obtendrá como:

$$U = \left(\frac{1}{U_c} + R_f \right)^{-1} \quad (7-6-17)$$

14) El área calculada será

$$A_{calc} = \frac{Q}{U \cdot \Delta T} \quad (7-6-18)$$

- 15) El área real del equipo se calcula con la geometría del mismo

$$A_{real} = N \cdot \pi \cdot D_o \cdot L \quad (7-6-19)$$

- 16) Si $A_{real} > A_{calc}$, el equipo podrá utilizarse desde un punto de vista de transmisión de calor. El exceso de área del equipo será

$$\%exceso = \frac{A_{real} - A_{calc}}{A_{calc}} \times 100 \quad (7-6-20)$$

- 17) Cálculo de la pérdida de carga del lado de tubos. Con el valor de Re_i calculado en 7) se obtiene el factor de fricción por medio de las Ecuaciones (7-4-8) ó (7-4-9) y luego se calcula la pérdida de carga en los tramos rectos de los tubos por medio de la (7-4-7). Luego se calcula la pérdida de presión en los cabezales por medio de la (7-4-10). La pérdida de carga total se obtiene como suma de los efectos anteriores como se indica en la (7-4-11).

- 18) Cálculo de la pérdida de carga del lado de la carcasa. Esta se calculará según los métodos desarrollados en la Sección 7-5.

- 19) La verificación completa del equipo requiere que se satisfagan simultáneamente las siguientes condiciones

- a) Cumplimiento de la relación expresada en 16) ($A_{real} > A_{calc}$)
- b) Que los Δp calculados para los tubos y la carcasa sean menores que los Δp admisibles o disponibles en cada caso.

7-6-2 Diseño de un Intercambiador

Cuando se debe diseñar un intercambiador totalmente nuevo para cumplir con un determinado servicio, las características geométricas deben ser fijadas por el diseñador. El procedimiento, en líneas generales, consiste en adoptar un determinado equipo, y a partir de allí aplicar el método de verificación detallada en la Sección 7-6-1. En este caso, debe buscarse que el área adoptada y el área calculada, sean tan parecidas como resulte posible, dado que cualquier exceso de área implica un costo innecesario para el equipo.

Al mismo tiempo, los coeficientes de transferencia de calor serán tan altos como sea posible, dado que de este modo se obtendrá un área mínima. La limitación obvia al aumento de los coeficientes se encuentra en la pérdida de carga admisible para cada uno de los fluidos.

Como regla general, puede afirmarse que un diseño será correcto cuando los Δp de cada uno de los fluidos se encuentren cerca del valor admisible máximo, (ya que de este modo se asegura que los coeficientes de transmisión de calor se encuentran también cerca del máximo obtenible), y el área del equipo alcanza, sin mucho exceso, para transferir la cantidad de calor deseada.

Si alguna de estas condiciones no se verifica, deberá modificarse adecuadamente la geometría del equipo de tal modo de poder cumplimentar esta condición.

En la Sección 7-3, ya ha sido explicado de que manera los diversos parámetros geométricos del equipo afectan el rendimiento del mismo, y estos criterios deben ser tenidos en cuenta para mejorar el diseño.

Para adoptar inicialmente la geometría del equipo, se sugiere el siguiente procedimiento.

- 1) Plantear un balance de calor y obtener la incógnita faltante (caudal o temperatura) de una de las corrientes. Calcular DMLT y F_t .

- 2) Seleccionar el número de pasos en la carcasa ó la configuración del equipo según los criterios enunciados en la Sección 7-2, con el procedimiento bosquejado en el Ejemplo 7-3. En caso de no existir limitaciones al factor F_t se usará un equipo de un solo paso en la carcasa. Se debe tener presente que la disposición en contracorriente pura es la que proporciona un mayor ΔT al ser $F_t = 1$, y debe investigarse esa posibilidad. Sin embargo, la alternativa de la contracorriente pura, muchas veces debe descartarse, ya sea porque no es una alternativa fácilmente adaptable a equipos de haz de tubos removible, o bien debido a que se necesitarían tubos muy largos ó varias carcasas en serie.

Por lo tanto, suele ser normal que la exploración de alternativas comience con un equipo de un paso en la carcasa y $2n'$ pasos en los tubos, siendo n' cualquier número entero. Calcular F_t

3) En función del tipo de fluidos a manejar, puede usarse el Apéndice 7, para seleccionar un valor aproximado del coeficiente de transferencia U .

4) Con dicho valor de U , se puede obtener un valor aproximado del área como

$$A' = \frac{Q}{U \times DMLT \times Ft} \quad (7-6-21)$$

5) Según los criterios enunciados en la Sección 7-3. se elige el diámetro de los tubos, su arreglo y separación entre tubos. Se decide cual será el fluido de los tubos y cual el de coraza.

6) Seleccionar el número de tubos por paso.

Generalmente esto se fija tratando de lograr una velocidad de flujo razonable en los tubos. Por ejemplo, adoptando para líquidos, una velocidad de 1 m/s, el número de tubos en paralelo será

$$n_p = \frac{W_t}{\rho \cdot a \cdot t \cdot (1\text{m/s})}$$

7) Seleccionar el número de tubos, longitud de los mismos y número de pasos en los tubos.

Se trata aquí de elegir una combinación de número de tubos y longitud de los mismos que satisfaga el valor de A' calculado en el paso 3), teniendo en cuenta que debe ser

$$A' = N \cdot \pi \cdot D_o \cdot L \quad (7-6-22)$$

Al mismo tiempo, se seleccionará el número de pasos en los tubos de modo tal que el cociente entre N y n_p resulte entero. Esto significa que se adopta el número de pasos en los tubos, n , de modo que

$$n = N/n_p \quad (7-6-23)$$

Al mismo tiempo, se tratará que la longitud del intercambiador sea razonable, y el equipo resulte proporcionado (ver paso 8).

8) Selección del diámetro de carcasa

Las tablas del Apéndice 4 indican la cantidad de tubos que pueden ubicarse en un cierto diámetro de carcasa según el tipo de intercambiador.

Una vez seleccionado el número de tubos, se elige, con ayuda de esta tabla, el tamaño de carcasa que sea capaz de contener aproximadamente dicha cantidad de tubos.

Seguramente, el número de tubos que figura en la tabla, no coincidirá exactamente con el determinado en el paso 7). De todos modos, hasta ahora, se está manejando una primera aproximación al diseño que deberá verificarse después.

9) Con los tubos determinados en el paso 8) se calculará el área de intercambio corregida como

$$A = N \cdot \pi \cdot D_o \cdot L \quad (7-6-24)$$

que en general será algo diferente de la determinada en el paso 7) dado que se ha variado ligeramente el número de tubos;

10) Finalmente se adopta una separación de deflectores de modo de lograr en la carcasa un número de Reynolds que permita suponer un adecuado valor del coeficiente de transferencia, para lo cual puede hacerse un primer tanteo con la Expresión (7-5-7).

El equipo así definido, se verifica, entonces, siguiendo el mismo procedimiento bosquejado en la Sección 7-6-1.

Ejemplo 7-6

Se quieren enfriar 33,33 kg/seg de metanol desde 65°C hasta 30°C utilizando agua de enfriamiento a 25°C. El agua no deberá calentarse por encima de 40°C por requerimientos del sistema de refrigeración de la planta.

Se acepta una pérdida de carga de 150.000 N/m² para el metanol y de 100.000 N/m² para el agua. El diseño se realizará con una resistencia de ensuciamiento total de 5×10^{-4} s m² K/J. Las propiedades físicas del metanol son las siguientes

$$k=0.21 \text{ J/msK} \quad \rho=800\text{kg/m}^3 \quad c=2508 \text{ J/kg.K}$$

Viscosidad (kg/m.s)					
T(°C)	74	60	50	40	30
μ	0.00030	0.00036	0.00040	0.00047	0.00054

Solución

a)Proposición de un equipo tentativo

1)Determinación del caudal de agua

$$Q=W_h c_h (T_1 - T_2) = 33.33 \times 2508 \times (65 - 30) = 2925700 \text{ W}$$

$$\therefore W_c = \frac{Q}{c_c (t_2 - t_1)} = \frac{2925700}{4180(40 - 25)} = 46.66 \text{ kg/s}$$

2)Selección de un valor estimativo del coeficiente de transferencia de calor U

Según la tabla del Apéndice 7 adoptaremos como valor inicial para definir un equipo

$$U = 450 \text{ W/m}^2\text{K}$$

3)Selección de la configuración

Calcularemos el factor F_t para distintas configuraciones

$$R = \frac{65 - 30}{40 - 25} = 2.33 \quad S = \frac{40 - 25}{65 - 25} = 0.375$$

Con estos valores para una configuración 1-2 (un paso en la carcasa) resulta $F_t < 0.75$

Para dos pasos en la carcasa con estos valores de R y S se obtiene $F_t = 0.82$

Por lo tanto, deberá utilizarse una configuración con dos pasos en la carcasa y 2n pasos en los tubos siendo n un número entero.

Supondremos que la configuración del equipo se logra conectando en serie dos carcasas de un paso cada una (ver figura 7-7)

El número de pasos en los tubos se decidirá más adelante.

4) Cálculo de la DMLT

$$LMTD = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1}} = \frac{(65 - 40) - (30 - 25)}{\ln \frac{65 - 40}{30 - 25}} = 12.4^\circ\text{C}$$

Por lo tanto, $\Delta T = DMLT \cdot F_t = 12.4 \times 0.82 = 10.17$

5)Estimación del área de intercambio

Con el valor supuesto de U podemos estimar un área

$$A' = \frac{Q}{U \cdot \Delta T} = \frac{2925700}{450 \times 10.17} = 639.4 \text{ m}^2$$

Esta área estará repartida entre las dos carcasas, que serán por lo tanto de aproximadamente 320 m² cada una.

6)Selección del tipo y distribución de tubos

Supondremos que el diseño del equipo se efectuará con tubos de 3/4" BWG 14 . Según la tabla del Apéndice 8 corresponde esta denominación a un diámetro interno de 0.0147m

Adoptaremos un arreglo en triángulo con separación de 0.0254 m entre tubos.

7) Selección del largo y número de tubos y del número de pasos en tubos.

El agua de refrigeración circulará por los tubos. Adoptaremos como primera aproximación una velocidad de 2 m/s.

El área de flujo de cada tubo es

$$a'_t = \frac{\pi \cdot D_i^2}{4} = \frac{\pi \times 0.0147^2}{4} = 1.69 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

Para lograr los 2m/s el número de tubos en paralelo será

$$n_p = \frac{W}{\rho \cdot a'_t \cdot v} = \frac{46.66}{1000 \times 1.69 \times 10^{-4} \times 2} = 138 \text{ tubos}$$

Si suponemos en principio un largo de tubos de 6m el número total de tubos deberá ser

$$N = \frac{A}{\pi \cdot D_o \cdot L} = \frac{320}{\pi \times 0.019 \times 6} = 893 \text{ tubos en cada una de las dos carcassas}$$

Por lo tanto, el número total de pasos en los tubos en cada carcasa será

$$n = \frac{N}{n_p} = \frac{893}{138} = 6.47$$

Adoptaremos seis pasos en los tubos en cada carcasa.

Es decir que la configuración propuesta es la de dos equipos 1-6 conectados en serie, haciendo un conjunto 2-12.

En las tablas del Apéndice 4 vemos que con distribución en triángulo de 1" de separación y tubos de $\frac{3}{4}$ " con seis pasos el número más próximo a 892 es de 834 tubos en una carcasa de 33" (0.838 m)

El área de cada carcasa es

$$A = \pi \cdot D_o \cdot L \cdot N = \pi \times 0.019 \times 6 \times 834 = 298.6 \text{ m}^2$$

Es decir que el área conjunta de las dos carcassas es de 597m²

Por lo tanto, el equipo que se propone en primer término está formado por dos carcassas 1-6 de 834 tubos cada una de 6 m de largo. En principio supondremos una separación entre deflectores de 0.3m, es decir que el equipo tendrá 19 deflectores

b) Verificación del equipo supuesto

1) Cálculo del coeficiente pelicular del lado de los tubos

$$\text{area de flujo : } a_t = a'_t \frac{N}{n} = 1.69 \times 10^{-4} \frac{834}{6} = 0.0235 \text{ m}^2$$

$$\text{velocidad del agua} = \frac{W_c}{\rho \cdot a_t} = \frac{46.66}{1000 \times 0.0235} = 1.98 \text{ m/s}$$

La temperatura media del agua en los tubos es de 32.5°C

$$h_i = 1423(1 + 0.0146 t)^{\frac{v^{0.8}}{D_i^{0.2}}} = 1423(1 + 0.0146 \times 32.5) \frac{1.98^{0.8}}{0.0147^{0.2}} = 8420 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$\text{Por lo tanto: } h_{i0} = h_i \frac{D_i}{D_o} = 8420 \frac{0.0147}{0.019} = 6514 \text{ W/m}^2\text{K}$$

2) Cálculo del coeficiente pelicular de carcasa

$$a_s = \text{area de flujo} = \frac{D_s \cdot c \cdot B}{P_t} = \frac{0.838 \times 6.35 \times 10^{-3} \times 0.3}{0.0254} = 0.0629 \text{ m}^2$$

$$G_s = \text{velocidad masica} = \frac{W}{a_s} = \frac{33.33}{0.0629} = 530 \text{ kg/m}^2\text{s}$$

para una distribución en triángulo con tubos de 19 mm de diámetro, separados entre sí 25.4 mm corresponde un diámetro equivalente de carcasa de 18.5mm (0.0185m)

$$Re_s = \frac{D_e \cdot G_s}{\mu} = \frac{0.0185 \times 530}{0.0004} = 24512$$

$$h_o = 0.36 Re_s^{0.55} Pr^{0.33} \frac{k}{D_e} = 0.36 \times 24512^{0.55} \times 4.77^{0.33} \times \frac{0.21}{0.0185} = 1777 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Hemos supuesto que la corrección por viscosidad tiene valor unitario. Verificaremos esta suposición

Será:
$$h_o(T-T_w)=h_{io}(T_w-t)$$

Siendo T y t las temperaturas medias del metanol y del agua respectivamente
Es decir

$$1777(47-T_w) = 6514(T_w-32.5)$$

De donde se obtiene $T_w = 35.5^\circ\text{C}$.

Esta temperatura prácticamente coincide con la temperatura media del agua por lo que no se efectuará corrección por viscosidad para la misma.

Para el metanol, la viscosidad a 35.5°C es 0.0005 kg/ms , luego:

$$\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14} = \left(\frac{0.0004}{0.0005}\right)^{0.14} = 0.96$$

Por lo tanto $h_o = 1777 \times 0.96 = 1706 \text{ W/m}^2\text{K}$

$$h_o = 1777 \times 0.96 = 1706 \text{ W/m}^2\text{K}$$

3) Cálculo del coeficiente global

$$U = \left[\frac{1}{h_{io}} + \frac{1}{h_o} + R_f \right]^{-1} = \left[\frac{1}{1706} + \frac{1}{6514} + 5 \times 10^{-4} \right]^{-1} = 807 \text{ W/m}^2\text{K}$$

4) Cálculo del área

$$A = \frac{Q}{U \cdot \Delta T} = \frac{2925700}{807 \times 10.16} = 357 \text{ (total para ambas unidades)}$$

Este valor es sensiblemente menor que los 597 m^2 que habíamos propuesto. Esto significa que el diseño deberá ser modificado ya que este exceso de área resulta inaceptable.

De todos modos calcularemos la pérdida de carga para cada fluido para saber como debe modificarse el equipo

5) Cálculo de la pérdida de carga del agua

Para el agua fluyendo en el interior de tubos es

$$Re_t = \frac{D_i \cdot v \cdot \rho}{\mu} = \frac{0.0147 \times 1.98 \times 1000}{8.2 \times 10^{-4}} = 35495$$

El factor de fricción es

$$f = 0.0014 + 0.125 Re^{-0.32} = 5.77 \times 10^{-3}$$

La pérdida de carga en los tramos rectos será en cada una de las dos unidades

$$\Delta p_t = 4 \cdot f \cdot \frac{L \cdot n}{D_i} \frac{\rho v^2}{2} = 4 \times 5.77 \times 10^{-3} \times \frac{6 \times 6}{0.0147} \times \frac{1000 \times 1.98^2}{2} = 110795 \text{ N/m}^2$$

y la pérdida de carga en los retornos de los cabezales

$$\Delta p_r = 4 \cdot n \frac{\rho v^2}{2} = 4 \times 6 \times 1000 \times \frac{1.98^2}{2} = 47044 \text{ N/m}^2$$

Por lo tanto, la pérdida de carga total será para cada una de las dos carcasas

$$\Delta p_T = \Delta p_r + \Delta p_t = 157839 \text{ N/m}^2$$

Y para las dos carcasas 315678 N/m^2 , valor que excede ampliamente el aceptable.

6) Cálculo de la pérdida de carga para el metanol

$$f = \text{factor de fricción} = 1.728 Re^{-0.188} = 0.258$$

$$\Delta p_s = f \frac{G_s^2 D_s (N_B + 1)}{2 \cdot D_c \cdot \rho} \left(\frac{\mu_w}{\mu}\right)^{0.14} = \frac{0.258 \times 530^2 \times 0.838 \times 20}{2 \times 0.0185 \times 800} \frac{1}{0.96} = 42800 \text{ N/m}^2$$

Y para las dos carcasas se tendrá un $\Delta p = 85600 \text{ N/m}^2$

c) Modificaciones de la solución propuesta

El equipo que acabamos de verificar tiene una pérdida de carga excesiva del lado del agua de enfriamiento, al mismo tiempo que un exceso de área. Por lo tanto, probaremos de reducir la velocidad del agua disminuyendo el número de pasos. Esto afectará el coeficiente pelicular del agua, pero como las resistencias controlantes corresponden al metanol y al ensuciamiento, el efecto sobre el U no será importante. Además debemos reducir el área de transferencia.

Una solución obvia es reducir la longitud de los tubos, lo cual también ayudará a reducir las pérdidas de carga. Sin embargo, a los fines de reducir el costo del equipo, suele ser más efectivo reducir el número de tubos.

Dado que con la ayuda de una planilla de cálculo, resulta muy sencillo explorar distintas alternativas, analizaremos las opciones de usar tubos de 6m de largo y también de 4m. En ambos casos se reducirá el número de tubos y el número de pasos en los tubos de modo de encontrar la menor área que cumpla con el servicio sin exceder la pérdida de carga.

Del lado de la carcasa, vemos que la pérdida de carga obtenida en el primer cálculo es menor que la aceptable. Esto significa que podríamos reducir el espaciado de baffles para mejorar el coeficiente. Pero como vamos a reducir también el diámetro de carcasa y esto también incrementará la velocidad, mantendremos por ahora el espaciado de 0.3m

Prueba 2) Probaremos con los siguientes parámetros

Ds	n	N	L	B	A
736mm	4	646	6m	0.3m	462m ²

el resultado del cálculo es el siguiente

Ret	Res	h _{io}	h _o	U	Δp_s	Δp_t	A requerida
30500	27925	5778	1832	820	95200	159000	350 m ²

Vemos que se tiene un exceso de área del 24% pero la pérdida de carga del agua sigue siendo excesiva. Probaremos una nueva reducción del número de pasos y un menor número de tubos

Prueba 3) Probaremos con los siguientes parámetros

Ds	n	N	L	B	A
685mm	2	578	6	0.3	414m ²

el resultado del calculo es el siguiente

Ret	Res	h _{io}	h _o	U	Δp_s	Δp_t	A requerida
17100	29970	4688	1905	768	100870	27718	374m ²

Se tiene todavía un exceso de área de 9%. Probaremos una nueva reducción del número de tubos

Vale la pena notar que la disminución de la velocidad dentro de tubos no tuvo gran influencia en el valor de U debido al bajo valor del coeficiente pelicular de carcasa

Prueba 4) Probaremos con los siguientes parámetros

Ds	n	N	L	B	A
635mm	2	492	6	0.30	352

el resultado del cálculo es el siguiente

Ret	Res	h _{io}	h _o	U	Δp_s	Δp_t	A requerida
20000	32367	4126	2106	802	107377	37122	358

En este caso el área requerida es mayor que la real y hay un defecto de área de -1.6%

Sin embargo, dado que la pérdida de carga del lado carcasa aún es menor que la admisible, se puede mejorar algo el U reduciendo el espaciado de baffles

Prueba 5) Probaremos con los siguientes parámetros

Ds	n	N	L	B	A
635	2	492	6	0.27	352

el resultado del cálculo es el siguiente

Ret	Res	hio	ho	U	Δps	Δpt	A requerida
20000	35900	4126	2106	821	144000	37122	352

Este diseño puede considerarse satisfactorio

Veremos el diseño que resultaría de emplear tubos de 4m

Prueba 6) Probaremos la siguiente geometría

Ds	n	N	L	B	A
0.787m	4	750	4	0.22	358

el resultado del calculo es el siguiente

Ret	Res	hio	ho	U	Δps	Δpt	A requerida
12700	35600	5127	1766	932	143800	92575	308

Este diseño presenta un 14% de exceso de área, por lo que desde el punto de vista de transferencia de calor resulta más confiable. Sin embargo, pese a que el área de los dos últimos diseños es similar, el costo del equipo 5 será sensiblemente menor al del equipo 6 debido a las economías en la placa de tubos, cabezales y mano de obra de fabricación

Obsérvese que el coeficiente de transferencia del lado tubos es considerablemente mayor en el diseño 6 que en el 5, sin embargo, debido a la poca importancia de este coeficiente en el valor de U, la diferencia no se traduce en una menor superficie de transferencia

7-6-3 Programas de Diseño

El diseño de intercambiadores puede ser realizado por computadora ya sea en su totalidad o en alguna de las etapas del mismo. Los programas para realizar en forma completa el diseño de un intercambiador suelen ser bastante complejos, debido al gran número de variables de diseño que deben adoptarse (número de pasos en carcasa y en tubos, diámetro y número de tubos, arreglo, separación y largo de los mismos, tipo y separación entre deflectores, diámetro de carcasa).

Además, se debe tener en cuenta que el diseño está sujeto a restricciones que dependen del caso particular que se esté analizando, por ejemplo en cuanto a largo de los tubos, diámetro de carcasa o algún otro tipo de condicionamiento por razones de uniformización del equipo con respecto a otras unidades de la planta o para adecuarse a standards o normas particulares de diseño.

Por lo tanto, la estructura de un programa de diseño dependerá de cuales sean los parámetros adoptados a priori por el diseñador y cuales sean los que determina el programa, así como del grado de flexibilidad que se permita al programa para adaptarse a restricciones particulares de diseño. A título de ejemplo, se incluirá aquí un esquema simplificado de diagrama de flujo de un programa de diseño (Figura 7-38).

El programa se inicia suponiendo un valor inicial del coeficiente de intercambio. Se sabe que el coeficiente U está dado por:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_o} + \frac{1}{h_{io}} + R_f \quad (7-6-25)$$

El máximo valor que puede tener el coeficiente U es por lo tanto igual a $1/R_f$, situación que se logra cuando los coeficientes peliculares son muy grandes. Se adopta entonces como valor inicial para U, el valor $U_{max} = 1/R_f$

El área que surja entonces de esta primera aproximación será mínima, y se irá incrementando con el correr del programa. Se selecciona entonces la configuración del equipo. Se ha descartado aquí la configuración de equipos en contracorriente. La configuración más simple posible será entonces la de una

carcasa con un paso y $2n'$ pasos en los tubos, siendo n' cualquier número entero. Configuraciones más complejas se lograrán agregando carcasas en serie.

Para la configuración más simple, es decir la 1-2, se calcula el factor F_t . Si este es menor que 0.75, se pasa a la configuración 2-4, y así sucesivamente, hasta hallar la estructura más simple que permita operar con un F_t satisfactorio.

Supondremos al principio que cada coraza tiene dos pasos en los tubos (recordar que el número de pasos en los tubos puede cambiarse sin afectar el valor de F_t).

El programa supone también como valor inicial para el largo de los tubos, el valor máximo admisible

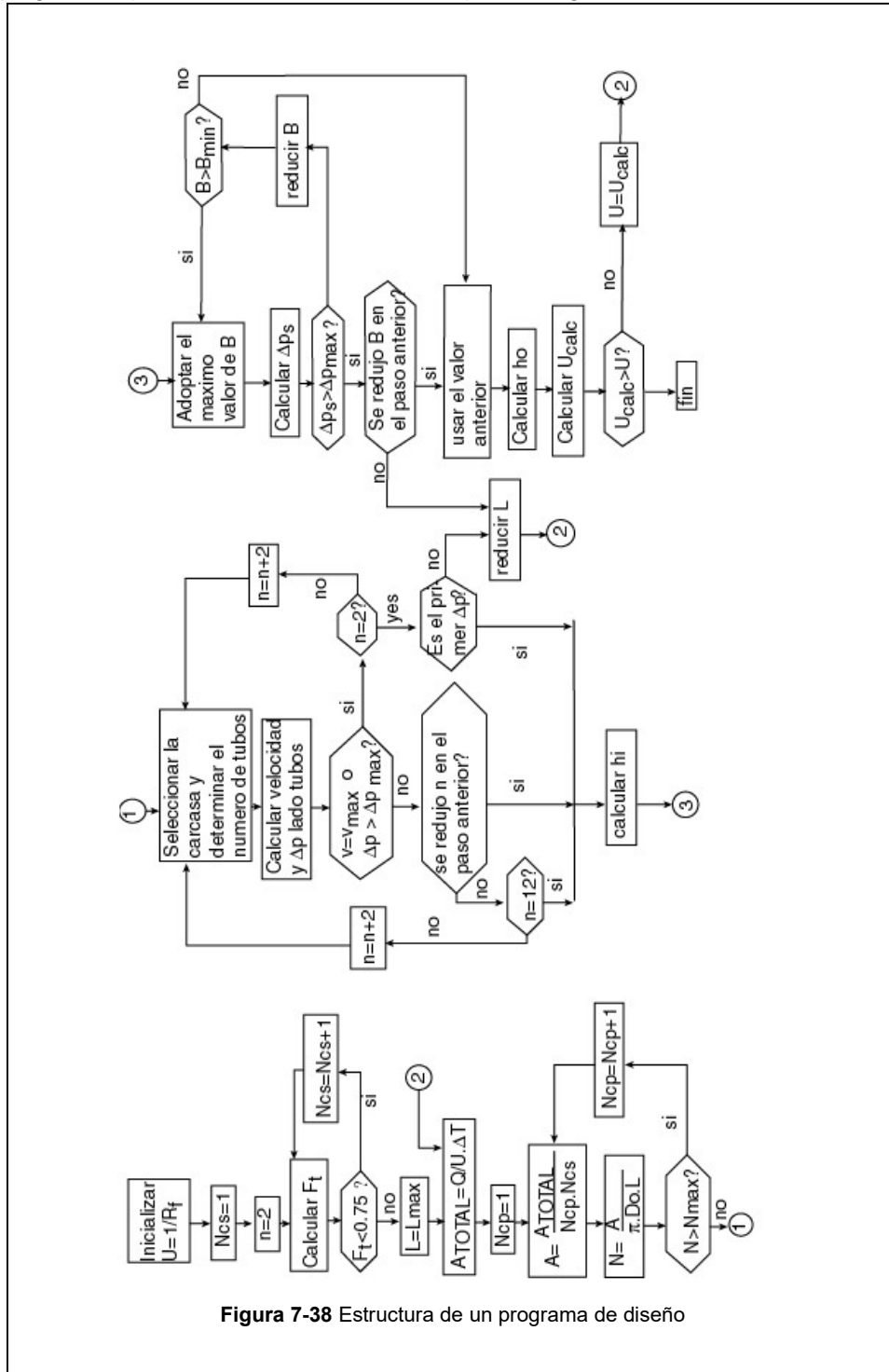


Figura 7-38 Estructura de un programa de diseño

que se haya, fijado como restricción al diseño. Se calcula entonces el área total de transferencia

$$ATOTAL = Q/U \Delta T.$$

El valor ATOTAL representa el área de todas las unidades que conforman el equipo.

Si existe además alguna limitación en cuanto al tamaño máximo de carcasa ó número máximo de tubos por carcasa, es posible que sea necesario colocar unidades en paralelo. Al principio se supone que solo habrá una carcasa en paralelo.

El área de cada carcasa será

$$A = \frac{ATOTAL}{N_{CS} \cdot N_{CP}}$$

donde N_{CS} es el número de corazas en serie y N_{CP} el número de corazas ó de ramas en paralelo.

Se determinará entonces el número de tubos por carcasa. Si dicho número supera el máximo admisible por carcasa, se agregarán ramas en paralelo.

Luego se seleccionará el diámetro de carcasa y se determinará el número real de tubos por carcasa, mediante alguna forma computarizada de las tablas del Apéndice 4.

Entonces se calculará la velocidad y pérdida de carga para el fluido de los tubos, Si en la primera pasada, estos valores exceden los máximos admisibles de todos modos se continúa adelante con el cálculo de los coeficientes h , debido a que, por haberse fijado de entrada un valor de U muy alto, necesariamente en pasadas posteriores irá creciendo el número de tubos en paralelo y se reducirá el Δp_T

Luego de la primera pasada, si el Δp_T es muy alto, el programa reducirá el número de pasos en los tubos ó el largo de los mismos (con lo que aumentará su número), según el caso.

En los casos en que el Δp_T no supera el valor máximo, se intentará siempre aumentar la velocidad aumentando el número de pasos en los tubos (hasta un máximo de 12), siempre que algún intento reciente no haya demostrado que con esto se excede el valor de Δp_{max}

Se calcula luego el coeficiente h para los tubos y se pasa el cálculo de la carcasa. Se selecciona primero el máximo espaciado de deflectores permitido por la norma (el cual está fijado por consideraciones de soporte de tubos) y se va reduciendo éste mientras el Δp de carcasa lo permita. Si aún con el espaciado máximo se excede el Δp permisible, deberá reducirse el largo de tubos, con lo que aumentará el número de tubos en paralelo

Finalmente se calcula el coeficiente de transferencia para la carcasa y con él, el coeficiente global de transferencia U , con la expresión (7-6-25).

Este valor se compara con el valor supuesto anteriormente. Si el coeficiente calculado es menor que el anterior, se adopta este valor reiniciándose el cálculo.

7-7 Eficiencia de Intercambiadores de Calor

7-7-1 Cálculo de las Temperaturas de Salida de un Intercambiador

En la Sección 7-6-1, se mencionó el problema de calcular las temperaturas de salida de un intercambiador de calor, cuando se conocen las temperaturas de entrada. Este es un problema que se presenta, por ejemplo, en los siguientes casos

- Cuando se desea saber como se comportará un equipo dado cuando se lo haga trabajar en condiciones distintas a las de diseño.
- En los programas de simulación de procesos. En este caso, es frecuente que cada equipo o unidad de proceso esté representado por un bloque o función de transferencia que permita calcular las corrientes de salida del equipo para cualquier condición de entrada que se le imponga.
- Cuando se piensa adaptar un equipo existente a un nuevo requerimiento de proceso.

Supondremos entonces, que en el problema que nos ocupa, conocemos todas las características geométricas del equipo y las corrientes de entrada. Esto significa que podremos calcular los coeficientes de transferencia de calor h , y por lo tanto, el coeficiente global U .

Tal como explicaremos en la Sección 7-6-1, el sistema de ecuaciones que se debe resolver es

$$Q = W_h c_h (T_1 - T_2) \quad (7-7-1)$$

$$Q = W_c c_c (t_2 - t_1) \quad (7-7-2)$$

$$Q = UA \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1}} F_t \quad (7-7-3)$$

$$F_t = f(T_1, T_2, t_1, t_2) \quad (7-7-4)$$

En este sistema, las incógnitas son Q, T₂, t₂ y F_t. El sistema puede resolverse matemáticamente por un método iterativo. (ver Figura 7-39)

El procedimiento resulta algo engorroso, y si se lo programa, deben acotarse los incrementos en el valor de Q para evitar que el cálculo salga de convergencia o lleve a soluciones indeterminadas, particularmente al calcular el F_t.

Un modo más directo de resolución del sistema de ecuaciones que resulta particularmente apto para el caso en que las temperaturas de salida son desconocidas fue propuesto por W. Kays y A.M. London¹⁶.

Para ello se define una variable llamada eficiencia del intercambiador, a la que denotaremos con el símbolo ε, y que se define como

$$\varepsilon = \frac{Q}{(W \cdot c)_{\min} (T_1 - t_1)} \quad (7-7-5)$$

Donde

$$(Wc)_{\min} = W_c c_c \quad \text{si } W_c c_c < W_h c_h$$

$$(Wc)_{\min} = W_h c_h \quad \text{si } W_h c_h < W_c c_c$$

Se define además un parámetro llamado NUT (número de unidades de transferencia) como:

$$NUT = \frac{U \cdot A}{(Wc)_{\min}} \quad (7-7-6)$$

Y un parámetro R' (razón de capacidades caloríficas) como:

$$R' = \frac{(Wc)_{\min}}{(Wc)_{\max}} \quad (7-7-7)$$

Donde (Wc)_{max} es el producto Wc que no ha sido definido como (Wc)_{min}

Las soluciones propuestas son del tipo

$$\varepsilon = f(R', NTU)$$

donde la función f depende de la configuración del sistema de intercambio o del tipo de intercambiador.

Las curvas que representan estas funciones se muestran en la Figura 7-40. Como puede verse, existen curvas de eficiencia para intercambiadores de contracorriente, de corrientes paralelas, de configuraciones 1-2, 2-4, 3-6, etc. Otras configuraciones pueden verse en la referencia 16..

Estos gráficos se construyen a través de la resolución matemática del sistema de ecuaciones (7-7-1) a (7-7-4). Las expresiones analíticas de estos gráficos, obtenidas en forma teórica, se presentan en la Tabla 7-4.

La utilización del concepto de eficiencia se comprenderá mejor a través de los siguientes ejemplos

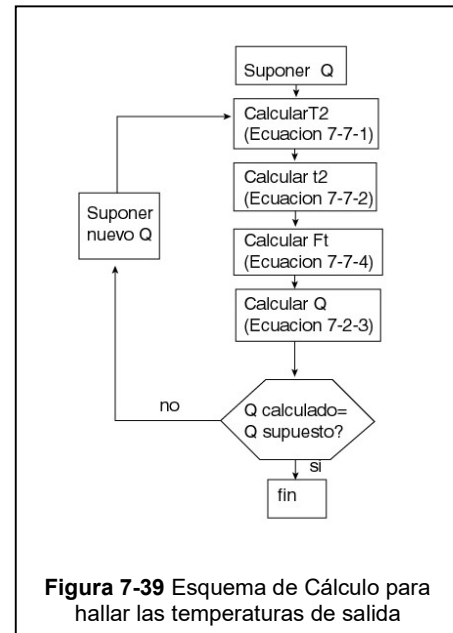


Figura 7-39 Esquema de Cálculo para hallar las temperaturas de salida

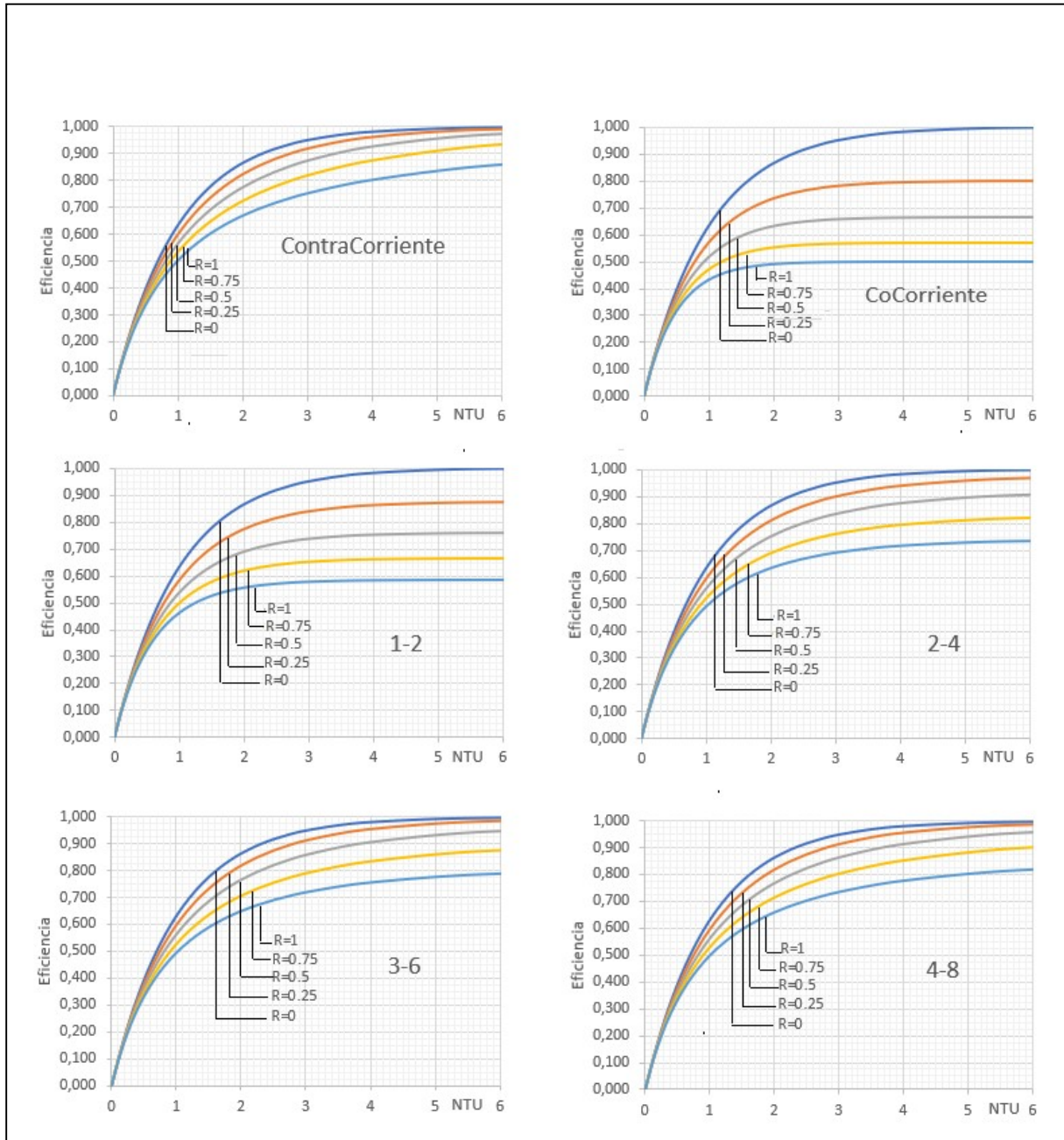


Figura 7.40 Gráficos de eficiencia de intercambiadores de calor en función del número de unidades de transferencia (NTU)

De "Compact Heat Exchangers" W. Kays y A.M. London, Mc Graw Hill New York 1952- Reproducido por cortesía del Profesor William Kays

Tabla 7-4 Eficiencia de Intercambiadores

Tipo de equipo	Expresión de la eficiencia
a) <i>Flujo paralelo</i>	$\epsilon = \frac{1 - \exp[-NUT(1+R')]}{1+R'}$
b) <i>Flujo contracorriente</i>	$\epsilon = \frac{1 - \exp[-NUT(1-R')]}{1-R' \cdot \exp[-NUT(1-R')]} \quad \text{para } R' \neq 1$ $\epsilon = \frac{NUT}{1+NUT} \quad \text{para } R'=1$
c) <i>Intercambiador 1-2 (un paso por coraza, 2,4,6... pasos en tubos)</i>	$\epsilon = \frac{2}{(1+R') + \sqrt{R'^2+1}} \frac{1 + \exp(-NUT\sqrt{R'^2+1})}{1 - \exp(-NUT\sqrt{R'^2+1})}$
d) <i>Intercambiador n-2n (n pasos por coraza, 2n, 2n+2, 2n+4 ...pasos por tubos)</i>	$\epsilon = \frac{(1-\epsilon_a \cdot R')^n - (1-\epsilon_a)^n}{(1-\epsilon_a \cdot R')^n - R'(1-\epsilon_a)^n} \quad \text{para } R' \neq 1$ $\epsilon = \frac{n \cdot \epsilon_a}{1+(n-1)\epsilon_a} \quad \text{para } R'=1$ <p>donde ϵ_a se calcula según c) (intercambiador 1-2) con $NUT = NUT/n$</p>

Ejemplo 7-7

Calcular exactamente la temperatura de salida del aceite del intercambiador del Ejemplo 7- 4, cuando el equipo se ponga en funcionamiento y su resistencia de ensuciamiento sea nula.

Solución

Este es un caso particular en el que uno de los dos fluidos intercambia calor latente en forma isotérmica. Un fluido capaz de ceder ó recibir calor sin modificar su temperatura, puede ser considerado como un fluido de capacidad calorífica infinita. (La capacidad calorífica es el cociente entre el calor recibido o cedido y la variación de temperatura que sufre el fluido)

Entonces será :

$$(Wc)_{\min} = W_c c_c \text{ y } R'=0 \quad \text{ya que } (Wc)_{\max} = \infty$$

Para este intercambiador es $A= 35.8 \text{ m}^2$

Cuando el equipo entre en funcionamiento será $R=0$, por lo tanto $U = U_c = 1056 \text{ W/m}^2\text{K}$

Luego:

$$NUT = \frac{U \cdot A}{(Wc)_{\min}} = \frac{35.8 \times 1056}{58 \times 2100} = 0.310$$

Con $NUT = 0.310$ y $R'=0$ se obtiene del gráfico correspondiente a la configuración 1-2, un valor de $\epsilon = 0.267$

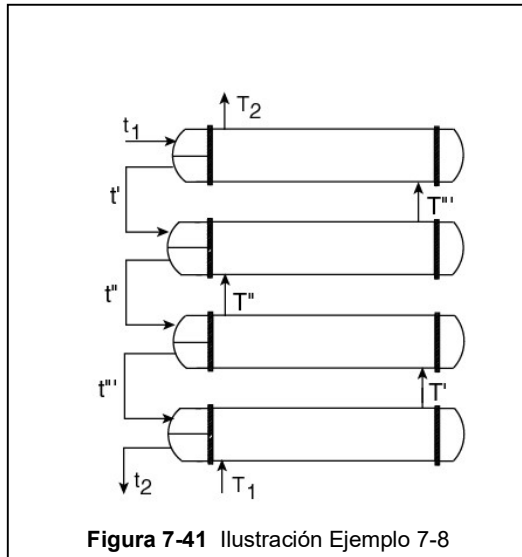
$$\epsilon = 0.267 = \frac{Q}{(Wc)_{\min} (T_1-t_1)} = \frac{W_c c_c (t_2-t_1)}{W_c c_c (T_1-t_1)} = \frac{t_2-57}{177-57}$$

despejando se obtiene $t_2=89^\circ\text{C}$

Ejemplo 7-8

Una serie de cuatro intercambiadores 1-2 se conectan como se indica en la figura, conformando una estructura 4-8

El caudal másico de fluido frío es de 18 kg/s y su calor específico es 3000 J/kg.K
 El caudal másico del fluido caliente es 25 kg/s y su calor específico es 2880 J/kgK
 Las temperaturas de entrada son $T_1=170^\circ\text{C}$ y $t_1=87^\circ\text{C}$
 El área de cada unidad es de 40 m² y el coeficiente global de transferencia es de 1012 W/m²K
 Calcular las temperaturas de salida



Solución

Podemos considerar el conjunto como un único equipo de configuración 4-8

El valor del NUT para todo el conjunto será

$$NUT = \frac{UA}{(Wc)_{\min}} = \frac{1012.5 \times 160}{1.8 \times 3000} = 3$$

Dado que $(Wc)_{\min}$ es en este caso $W_c c_c$:

$$R' = \frac{(Wc)_{\min}}{(Wc)_{\max}} = \frac{18 \times 3000}{25 \times 2880} = 0.75$$

Entrando al gráfico de intercambiador 4-8 con $NUT=3$ y $R'=0.75$ se obtiene $\varepsilon=0.8$

Entonces:

$$\varepsilon = \frac{W_c c_c (t_2 - t_1)}{W_c c_c (T_1 - t_1)} = \frac{t_2 - 87}{170 - 87} = 0.8$$

Despejando se obtiene $t_2=153.4$

El calor intercambiado es entonces

$Q = W_c c_c (t_2 - t_1) = 54000(153.4 - 87) = 3585600 \text{ W}$ La temperatura de salida del fluido caliente puede obtenerse de:

$$T_2 = T_1 - \frac{Q}{W_h c_h} = 170 - \frac{3585000}{25 \times 2880} = 120.2^\circ\text{C}$$

Si se quisieran calcular las temperaturas intermedias, pueden considerarse individualmente cada una de las cuatro unidades 1-2

El área de cada unidad es de 40 m² y el número de unidades de transferencia de cada unidad es

$$NUT = \frac{UA}{(Wc)_{\min}} = \frac{40 \times 1012.5}{18 \times 3000} = 0.75$$

Con $NUT = 0.75$ y $R' = 0.75$ se obtiene del gráfico correspondiente a la configuración 1-2 $\varepsilon = 0.433$

Si consideramos entonces la unidad inferior

$$\varepsilon = \frac{Q}{W_c c_c (T_1 - t''')} = \frac{W_c c_c (t_2 - t''')}{W_c c_c (T_1 - t''')} = \frac{t_2 - t'''}{T_1 - t'''} \\ t''' = \frac{t_2 - \varepsilon T_1}{1 - \varepsilon} = \frac{153.4 - 0.433 \times 170}{1 - 0.433} = 140.72^\circ\text{C}$$

La temperatura T' surge de un balance

$$W_c c_c (t_2 - t''') = W_h c_h (T_1 - T') \\ \therefore T' = T_1 - \frac{W_c c_c (t_2 - t''')}{W_h c_h} = T_1 - R'(t_2 - t''') = 160.49^\circ\text{C}$$

Procediendo de igual forma con las otras unidades se tiene

$$t'' = \frac{t''' - \varepsilon T'}{1 - \varepsilon} = \frac{140.72 - 0.433 \times 160.49}{1 - 0.433} = 125.62^\circ\text{C} \\ T'' = T' - R'(t'' - t''') = 160.49 - 0.75(140.72 - 125.62) = 149.16^\circ\text{C}$$

$$t' = \frac{t'' - \varepsilon T''}{1 - \varepsilon} = \frac{125.62 - 0.433 \times 149.16}{1 - 0.433} = 107.63^\circ\text{C}$$

$$T''' = 149.16 - 0.75(125.62 - 107.63) = 135.66$$

7-7-2 Significado Físico de la Eficiencia

Ya hemos explicado en la Sección 7-2 que con un equipo en contracorriente de área infinita se puede lograr la máxima transferencia de calor termodinámicamente posible entre dos corrientes de proceso dadas.

Cuando $W_c c_c = (Wc)_{\min}$ el diagrama de temperaturas es como se muestra en la Figura 7-42 a. En este caso el fluido frío alcanza a su salida la temperatura de entrada del fluido caliente. El calor intercambiado es

$$Q = W_c c_c (t_2 - t_1) = (Wc)_{\min} (T_1 - t_1) \quad (7-7-8)$$

Si por el contrario es $W_h c_h = (Wc)_{\min}$ el diagrama es el de la Figura 7-42 b. En este caso el fluido caliente abandona el equipo a la temperatura de entrada del fluido frío. El calor intercambiado es

$$Q = W_h c_h (T_1 - T_2) = (Wc)_{\min} (T_1 - t_1) \quad (7-7-9)$$

Vemos entonces que, en cualquiera de los dos casos, el calor intercambiado puede expresarse como

$$Q = (Wc)_{\min} (T_1 - t_1) \quad (7-7-10)$$

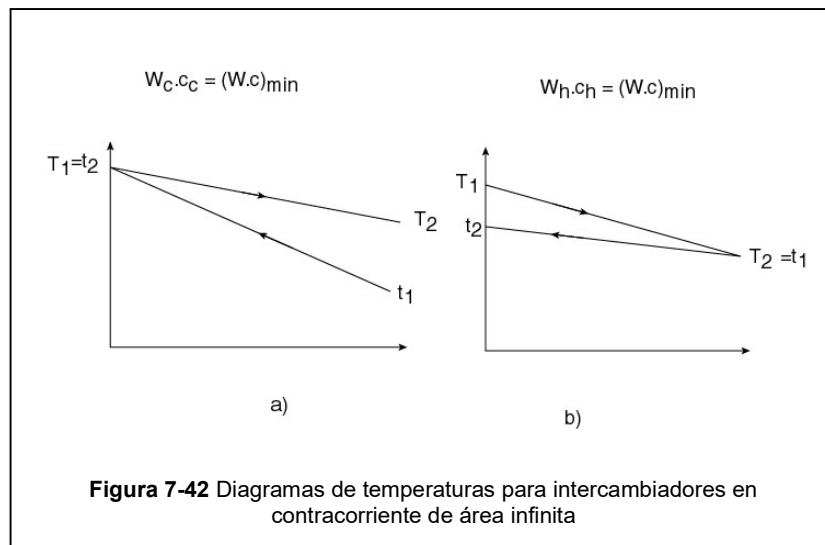


Figura 7-42 Diagramas de temperaturas para intercambiadores en contracorriente de área infinita

Podemos entonces asignar un significado físico a la definición de eficiencia dada por la Expresión (7-7-5) diciendo que la eficiencia de un intercambiador es el cociente entre la cantidad de calor intercambiada en dicho equipo y la cantidad máxima de calor que termodinámicamente podría intercambiarse entre las dos corrientes, la cual se lograría poniéndolas en contacto en un equipo en contracorriente de área infinita.

Es conveniente comprender que la eficiencia no es un concepto relacionado con el buen o mal diseño de un equipo. Si se debe diseñar un intercambiador de calor para cumplir con un determinado servicio, definido por los caudales de fluido a manejar y por las temperaturas de entrada y de salida deseadas, la eficiencia del equipo ya está definida de antemano, y su valor estará dado por

$$\varepsilon = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} \quad \text{si } W_c c_c = (Wc)_{\min} \quad (7-7-11)$$

o bien

$$\varepsilon = \frac{T_1 - T_2}{T_1 - t_1} \quad \text{si } W_h c_h = (Wc)_{\min} \quad (7-7-12)$$

Este valor es independiente del diseño del equipo, por lo que no debe pensarse que un equipo con un bajo valor de la eficiencia debe asociarse con un deficiente diseño.

Significado Físico del Número de Unidades de Transferencia

El número de unidades de transferencia ha sido definido como

$$NUT = \frac{UA}{(Wc)_{\min}} \quad (7-7-13)$$

Si bien en la definición figuran U y A que son valores, que surgen del diseño térmico del equipo, el producto de estos dos valores es constante para cualquier diseño una vez que se ha fijado la configuración de intercambio.

En efecto, puesto. que

$$UA = \frac{Q}{Ft.DMLT} \quad (7-7-14)$$

todas las magnitudes que figuran en el segundo miembro quedan definidas por los datos de proceso una vez que se ha seleccionado el tipo de intercambiador, vale decir que el NUT puede calcularse antes de comenzar el diseño de un equipo como

$$NUT = \frac{Q}{(Wc)_{\min} \cdot Ft.DMLT} \quad (7-7-15)$$

El concepto de unidad de transferencia ha sido más aprovechado en la teoría de las operaciones unitarias con transferencia de masa que en las de transferencia de calor.

La idea básica es que la longitud de un equipo puede expresarse como el producto

$$L = HUT \cdot NUT \quad (7-7-16)$$

siendo HUT la altura de la unidad de transferencia.

Esta es una magnitud que sí depende del diseño del equipo, es decir de su área por unidad de longitud y de su coeficiente de transferencia.

Por ejemplo, en el caso de un intercambiador de un solo paso en contracorriente, la altura de la unidad de transferencia se puede calcular como

$$HUT = \frac{(Wc)_{\min}}{U \cdot \pi \cdot Do \cdot N} \quad (7-7-17)$$

De modo que las definiciones de NUT y de HUT satisfacen la (7-7-16).

Es decir . que una vez definido el proceso, queda también definido el número de unidades de transferencia. A su vez, según las características del equipo con que piensa realizarse el servicio (número de tubos y diámetro) se tendrán distintos valores de U, y por lo tanto distintas alturas de la unidad de transferencia. El largo del equipo, entonces, puede calcularse como el producto de HUT y NUT

7-7-3 Análisis de las Curvas de Eficiencia

Analizaremos algunas particularidades de los gráficos de eficiencia en especial para los casos de flujos en contracorriente y en corrientes paralelas.

Vemos que, en el gráfico que corresponde a la configuración en contracorriente, la eficiencia tiende a 1. cuando el número de unidades de transferencia tiende a infinito, y que esto se cumple para cualquier valor de R'. A este resultado pudimos haber llegado a partir de la interpretación de la definición de eficiencia dada en el punto anterior.

En el caso de un equipo en corrientes paralelas, si el área tiende a infinito, las temperaturas de

salida de ambas corrientes serán iguales. La eficiencia es menor que 1, dado que el calor intercambiado es menor que en el caso de contracorriente. Para el caso particular en que las capacidades caloríficas son iguales, se tiene un valor límite de 0.5. Un diagrama de temperaturas para un equipo en corrientes paralelas de área infinita puede verse en la Figura 7-43. Si las capacidades caloríficas son iguales, será:

$$T_2 = t_2 = \frac{1}{2}(T_1 + t_1)$$

Y

$$Q = W.c(T_1 - \frac{1}{2}(T_1 + t_1)) = \frac{1}{2}W.c(T_1 - t_1)$$

Luego, aplicando la definición de eficiencia se tiene que $\epsilon = \frac{1}{2}$.

También podemos analizar el caso de $R' = 0$.

Puesto que

$$R' = \frac{(Wc)_{\min}}{(Wc)_{\max}}$$

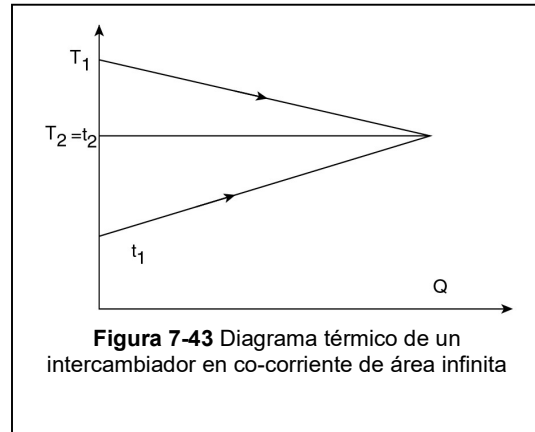


Figura 7-43 Diagrama térmico de un intercambiador en co-corriente de área infinita

será $R' = 0$ cuando la capacidad calorífica de uno de los fluidos sea infinita. Esta situación es la que se da cuando ocurre un cambio de fase de un fluido puro. En este caso, esa corriente puede ceder ó recibir calor sin cambiar su temperatura.

En este caso el diagrama térmico del equipo será como se muestra en la Figura 7-44.

Puede verse, que el diagrama de temperaturas es el mismo para la disposición en contracorriente y

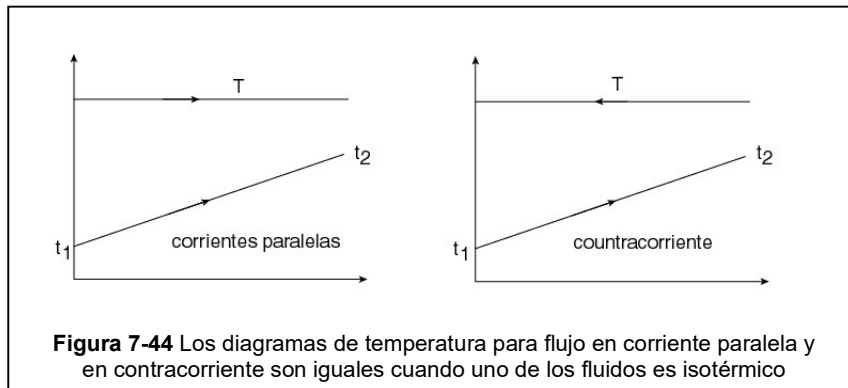


Figura 7-44 Los diagramas de temperatura para flujo en corriente paralela y en contracorriente son iguales cuando uno de los fluidos es isotérmico

en corrientes paralelas. En particular si el área es infinita, puede ocurrir que la temperatura de salida del fluido frío iguale a la temperatura del fluido caliente aún para el caso de corrientes paralelas,

Esto hace que las curvas de eficiencia vs NTU coincidan para cualquier tipo de equipo cuando $R' = 0$. (Lo mismo ocurre con las curvas de Ft, es decir que cuando un fluido es isotérmico no importa la configuración de intercambio).

Para todos los otros casos distintos de $R' = 0$, a igualdad de R y de NUT, el equipo en contracorriente tiene mayor eficiencia que el de corrientes paralelas, lo cual indica que puede transferir una mayor cantidad de calor. Esto puede verse en las curvas de eficiencia, comparando ordenadas para las mismas abscisas.

Vemos que para bajos valores de NUT, las diferencias de eficiencia entre ambos equipos no son muy grandes. El intercambiador en paralelo pierde eficiencia cuanto mayor sea NUT ya que si bien a la entrada la diferencia de temperatura puede ser grande, (o sea que la fuerza impulsora es importante), la misma se va reduciendo hacia la salida y el equipo comienza a trabajar mal. La diferencia entre un intercambiador y otro se evidencia cuando el valor de NUT es importante. En cambio, si el mismo es pequeño, ambos equipos se comportan de modo parecido.

Simbología

A = área
 c = calor específico
 F_t = factor de corrección de DMLT
 f = factor de fricción
 G = velocidad másica de flujo = W/área de flujo= pv
 h = coeficiente pelicular
 h_i = h interno
 h_o = h externo
 h_{io} = h interno referido al área externa = h_i.D_i/D_o
 h_B = h de un banco ideal de tubos
 h_{BP} = h de un banco con by pass
 h_{NL} = h de un equipo sin fugas
 h_L = h de un equipo con fugas
 j = coeficiente de Colburn
 k = conductividad térmica
 Q = calor intercambiado por unidad de tiempo
 R = parámetro para la obtención del factor F_t
 R_f = resistencia de ensuciamiento
 S = parámetro para la obtención del factor F_t
 T = temperatura fluido caliente. Valor medio o genérico
 t = temperatura fluido frío. Valor medio o genérico
 U = coeficiente total de transmisión de calor
 U_c = coeficiente limpio de transmisión de calor
 v = velocidad
 W = caudal másico
 Δp = caída de presión
 Δp_t = Δp en tramos rectos de tubos
 Δp_r = Δp en los retornos de los cabezales
 Δp_T = Δp total para el fluido de tubos
 Δp_s = Δp del fluido de carcasa
 Δp_B = Δp de un banco ideal de tubos
 Δp_{BP} = Δp de un banco de tubos con by pass
 Δp_L = Δp para un deflector con fugas
 Δp_{NL} = Δp para un deflector sin fugas
 ξ_h = coeficiente de corrección por by pass para h
 ξ_{Δp} = coeficiente de corrección para Δp
 α = constante de la ecuación (5.20)
 φ = factor de corrección por ventana
 X = factor de corrección por No de hileras de tubos.
 μ = viscosidad
 ρ = densidad

Subíndices

1 = entrada	2 = salida
o = externo	i = interno
s = de carcasa	w = pared o ventana
m = de flujo cruzado	t = de tubos
c = frío	h = caliente

Nomenclatura referida a la geometría del Intercambiador

A = área total
 A = ángulo central del deflector
 a₁ = área lateral por unidad de longitud de un tubo = πD_o

a_t = área de flujo de un tubo $= \pi D_i^2/4$
 a_t = área de flujo total para el fluido de tubos = $N \cdot a_t/n$
 B = separación entre deflectores
 BC = corte del deflector
 c = distancia libre entre tubos
 D_B = diámetro del deflector
 D_{BT} = diámetro del agujero del deflector por donde pasa un tubo
 D_e = diámetro equivalente de carcasa s/ Kern
 D_i = diámetro interno de tubo
 D_o = diámetro externo de tubo
 D_s = diámetro interno de carcasa
 F_{BP} = fracción de by pass
 L = longitud de tubos
 N = número de tubos -
 n = número de pasos en los tubos
 N_B = número de deflectores
 N_{BT} = número de tubos que atraviesan el deflector
 N_c = número de filas de tubos entre bordes .de deflector
 N_{CL} = número de tubos en la fila central
 N_s = número de pares de dispositivos de sellado número
 N_w = número efectivo de filas de tubos en la 'ventana'
 N_{wt} = número de tubos en la ventana
 P_t = separación entre centros de tubos
 S_L = área total de fugas
 S_m = área de flujo de flujo cruzado
 S_{SB} = área de fugas entre carcasa y deflector
 S_{TB} = área de fugas entre tubo y deflector
 S_{BP} = area de by pass
 S_w = área de flujo en la ventana
 N_p = número de tubos en paralelo (Número de tubos por paso).

Bibliografía

- (1) Kern, D. "Process Heat Transfer" New York' Mc. Graw Hill - 1954
- (2) Underwood, A.J.V, J. Inst. Petroleum Technol. 20,145-158 (1934)
- (3) Sieder, EN. y GE. Tate, "Heat Transfer and pressure drop of liquids in tubes" Ind. Eng. Chem. 28, 1429-1436 (1936)
- (4) F.W. Dittus y L.M. Boelter, Univ. of California Publ. Eng. 2, (1930): 443
- (5) Lord, R.C., P.E. Minton y R.P. Slusser, "Design of Heat Exchangers"-Chem. Eng. 26, 1970,pp 98-115
- (6) Drew, T.B., E.C. Koo y W.H. Mc Adams, Trans AICHE 28,56-72 (1932)
- (7) Ludwig, E. "Applied Process Design for Chemical and Petrochemical Plants" — Gulf Publishing Co., Houston, 1974
- (8) Taborek, J, "Survey of Shell Side Flow Correlations" in Heat Exchangers Design Handbook, Hemisphere Publishing Co. (1981)
- (9) Bell, K. Bulletin No 5, "Final Report of the Cooperative Research Program on Shell and Tubes Heat Exchangers"- Univ, of Delaware , Newark, Delaware (1963) -
- (10) Bergelin, O.P., K. Bell y M.D. Leighton "Heat Transfer and Fluid Friction During Flow across Banks of Tubes VI The Effect of Internal Leakages within Segmentally Baffled Exchangers" Trans ASME 80, pp 53-60 January 1958
- (11) Rohsenow y Hartnett "Handbook of Heat Transfer" , New York McGraw Hill, (1973)
- (12) Bergelin O.P, Brown G.A, Colburn A.P "Heat Transfer and Fluid Friction During Flow across Banks of Tubes V' A Study of a Cylindrical Baffled Heat Exchanger Without Internal Leakages" Trans ASME 74, pp841-850, (1952)

- (13) Bowman R.A., y A.C. Mudler, Trans. ASME Vol. 62, (1940), pp283-294
- (14) Palen y Taborek, "*Solution of Shell Side Pressure Drop and Heat Transfer by Stream Analysis Method*" Chem. Eng. Progr. Symp. Series Vol. 65 No 92 pp 53-63(1969)
- (15) Bergelin O.P, Brown G.A, Doberstein S.C,"*Heat Transfer and Fluid Friction during Flow across Banks of Tubes - IV A Study of the Transition Zone between Viscous and Turbulent Flow*" Trans ASME 74, pp 953-960 (1952)
- (16) Kays, W. M., y London: "*Compact Heat Exchangers*" McGraw Hill, (1951)
- (17) Sullivan F.W Bergelin O-P, "*Heat Transfer and Fluid Flow in a Shell and Tube Heat Exchanger with a Single Baffle*" C.E., Progress Symp. Series 18, Vol. 52, pp 85-94 (1956)
- (18) Whitley D. L ,"*Calculating Heat Exchanger Shell Side Pressure Drop*" Chemical Engineering Progr. Vol. 57 N° 9 pp 57-65 (1961)
- (19) Bergelin O.P, Bell K.J , Leighton M.D "*Heat Transfer and Fluid Friction During Flow across Banks of Tubes VI: Bypassing Between Tubes Bundle and Shell*" Chem Eng Progr 29, (55) pp 48-58 (1959)

8 - Tubos Aletados

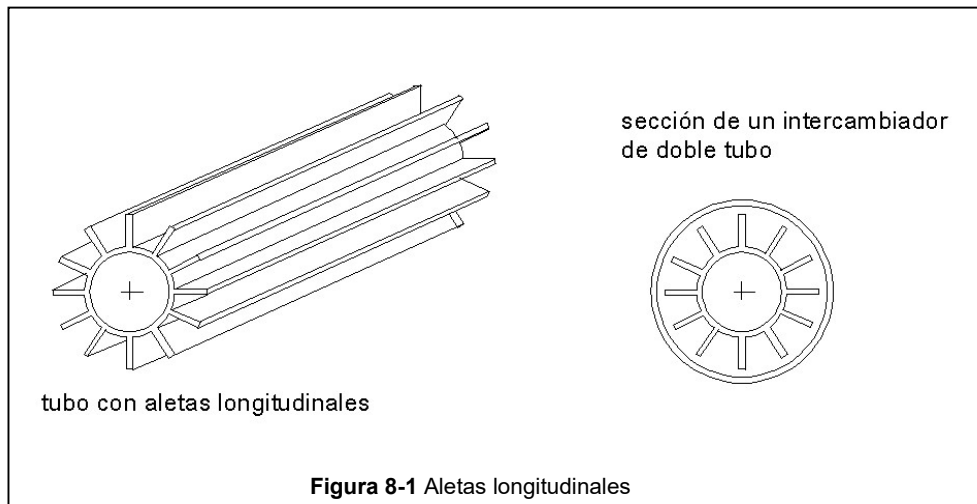
Una manera de aumentar la capacidad de transferencia de calor de los tubos de los intercambiadores, consiste en adicionar insertos de metal, llamados aletas, que tienen por objeto extender la superficie exterior de transferencia de calor. De este modo, se logra tener una mayor área externa para la misma área interna. En aquellos casos en que el coeficiente controlante para la transferencia de calor es el del lado exterior, se consigue aumentar la densidad de flujo de calor por unidad de área interna en forma significativa. Las aletas pueden ser transversales al eje del tubo, como las de la Figura 8-5 o longitudinales como las de la Figura 8-1.

En este capítulo, se estudiarán dos aplicaciones de los tubos aletados en la industria de procesos: los intercambiadores de horquilla de aletas longitudinales (ya sean de doble tubo o multitubo) y los aerofriadores, típicamente provistos de aletas transversales

8-1 Intercambiadores de Doble Tubo con Aletas Longitudinales

8-1-1 Utilización de Aletas en Intercambiadores de Doble Tubo

Consideremos un intercambiador de doble tubo como los estudiados en el Capítulo 5, en el que, al tubo interno se le sueldan aletas longitudinales como las que se muestran en la Figura 8-1.



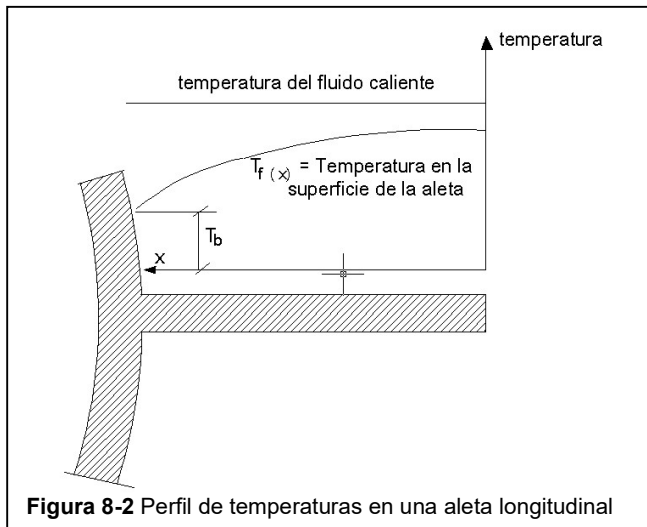
Supongamos que el fluido caliente es el que se encuentra en el ánulo, y el fluido frío circula por el interior del tubo. Las aletas, al estar en contacto con el fluido caliente reciben calor por convección, y lo transmiten por conducción hacia la base de la aleta y al tubo interno

Analizaremos lo que ocurre en una sección transversal del intercambiador. En dicha sección, la temperatura del fluido del ánulo es T , y la temperatura del fluido interno es t .

Puesto que las aletas están soldadas al tubo, la temperatura en la base de la aleta (T_b) será prácticamente igual a la temperatura de la pared del tubo. Pero el resto de la superficie de la aleta se encontrará a mayor temperatura porque se encuentra en contacto con el fluido caliente.

Es decir que si se representa la temperatura en la superficie de la aleta, T_f , en función de la coordenada radial inversa x , se tendrá una distribución del tipo de la que se muestra en la Figura 8-2

$$T_f = T_f(x)$$



Se ve que aparece un gradiente de temperaturas dT_f/dx y por lo tanto habrá un flujo de calor por conducción hacia la base de la aleta

Con relación a la Figura 8-3, si se considera una porción de aleta, de altura dx y longitud dz , el fluido caliente entrega calor a la aleta a través de un área de transferencia de calor

$$dA = 2 \cdot dz \cdot dx \quad (8-1-1)$$

El flujo de calor a través de esa superficie será, para una superficie limpia

$$dQ_f = (2 \cdot dz \cdot dx) h_f (T - T_f(x)) \quad (8-1-2)$$

Donde h_f es el coeficiente de transferencia de calor por convección entre el fluido caliente y el metal.

En caso que se considere además una resistencia de ensuciamiento para la superficie de la aleta, resulta conveniente incorporarla en el coeficiente de convección definiendo un coeficiente corregido por ensuciamiento como

$$h'_f = \left(\frac{1}{h_f} + R_{fo} \right)^{-1} \quad (8-1-3)$$

En cuyo caso

$$dQ_f = (2 \cdot dz \cdot dx) h'_f (T - T_f(x)) \quad (8-1-4)$$

En lo que sigue, expresaremos todo por unidad de longitud de tubo.

Llamaremos

N_f = número de aletas que tiene el tubo

A_o = área del tubo en correspondencia con el diámetro externo por unidad de longitud

A_f = superficie de las aletas por unidad de longitud de tubo (considerar ambas caras de la aleta). Si H es la altura de las aletas será

$$A_f = 2 \cdot H \cdot N_f \quad (\text{m}^2/\text{m de tubo}) \quad (\text{se desprecia el área del lomo}) \quad (8-1-6)$$

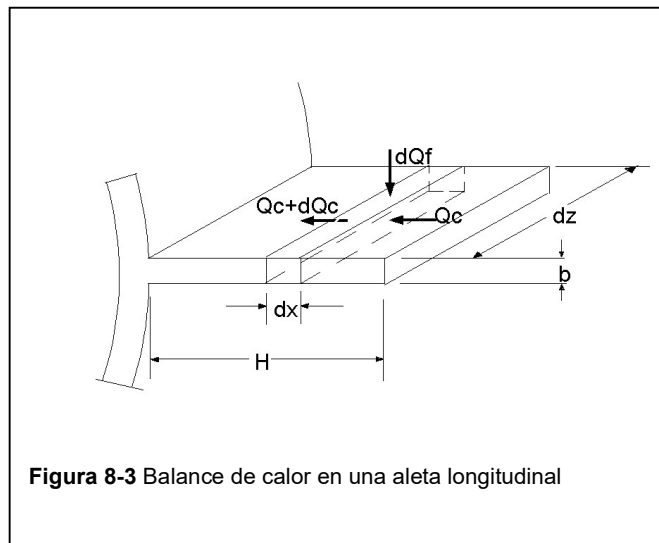
A_D al área externa de tubo expuesta no cubierta por aletas,

El calor que penetra a la aleta, se transmite por conducción hacia la base de la misma como consecuencia de la existencia del gradiente radial de temperaturas.

Con relación al elemento de volumen considerado en la Figura 8-3, se ve que el flujo de calor por conducción Q_c , se va incrementando hacia la base de la aleta como consecuencia del calor que se incorpora por las caras laterales, de tal modo que en régimen estacionario debe ser $dQ_c = dQ_f$

En la sección correspondiente a la base de la aleta, el flujo de calor que penetra por conducción al tubo interno es igual al calor transferido por convección sobre toda la superficie de la aleta.

Entonces, llamando Q_b al flujo de calor, que ingresa al tubo interno por la base de la aleta (corresponde al valor de Q_c para $x=H$), y dQ_b/dz al flujo por unidad de longitud será:



$$\frac{dQ_b}{dz} = \int_{A_f} h'_f (T-T_f(x))dA = h'_f (T-T_f)_m \cdot A_f \quad (8-1-8)$$

Donde el término entre paréntesis es una diferencia media de temperaturas entre el fluido y la superficie de la aleta.

Si llamamos T_b a la temperatura en la base de la aleta, se puede escribir

$$(T-T_f)_m = \Omega \cdot (T-T_b) \quad (8-1-9)$$

Donde Ω es un valor entre 0 y 1 puesto que en todos los puntos sobre la superficie de la aleta la diferencia de temperaturas entre el fluido del ánulo y el metal es menor que la que existe en la base

Entonces será

$$\frac{dQ_b}{dz} = A_f \cdot \Omega \cdot h'_f (T-T_b) \quad (8-1-10)$$

El flujo de calor que penetra al tubo interno, es la suma del que penetra a través de la base de la aleta (Q_b) y el que se transmite por convección a la porción desnuda del tubo (área A_D). Si llamamos Q_D al calor que ingresa a través de A_D , será

$$\frac{dQ_D}{dz} = h'_f A_D (T-T_b) \quad (8-1-11)$$

Entonces, la cantidad total de calor que pasa al tubo, será

$$\frac{dQ}{dz} = A_D h'_f (T-T_b) + A_f \cdot h'_f \cdot \Omega (T-T_b) = h'_f (T-T_b) (\Omega A_f + A_D) \quad (8-1-12)$$

Ω recibe el nombre de eficiencia de la aleta y mide el cociente entre el calor intercambiado por unidad de superficie de aleta y el calor que se intercambiaría si toda su superficie se encontrara a la misma temperatura que la pared del tubo

Es decir que puede realizarse el cálculo como si todo el metal se encontrara a una única temperatura (la del tubo) pero el área de las aletas debe ser afectada de un factor de eficiencia que nos indica que esta superficie no es tan efectiva como la del tubo desnudo para la transferencia de calor.

La eficiencia de una aleta, depende de la geometría de la misma, de la conductividad térmica del material con que está construida y también del coeficiente de transferencia de calor del lado externo.

En muchos casos, se pueden deducir expresiones analíticas para calcular la eficiencia de la aleta en función de estos parámetros. En el próximo tema se realizará la deducción para una aleta recta como la indicada en la Figura 8-1

En general se acostumbra referir los coeficientes de transmisión de calor al área externa total del tubo A_o . Puede entonces definirse un coeficiente corregido para el área externa como

$$h'_{fo} = \frac{h'_f (A_D + \Omega A_f)}{A_o} \quad (8-1-13)$$

Y entonces la transferencia de calor entre el fluido externo y el tubo puede expresarse como

$$\frac{dQ}{dz} = h'_{fo} \cdot A_o \cdot (T-T_b) \quad (8-1-14)$$

A partir de aquí, el procedimiento es el mismo que el que se utilizaba para tubos lisos. Desde el tubo a temperatura T_b , el calor se transmite al fluido interno a través de las resistencias originadas en el coeficiente pelicular interno y la resistencia de ensuciamiento interna

$$\frac{dQ}{dz} = \left(\frac{1}{h_{io}} + R_{fi} \right)^{-1} \cdot A_o \cdot (T_b - t) \quad (8-1-15)$$

Pueden combinarse las expresiones (8-1-14) y (8-1-15) despejando las diferencias de temperaturas y sumando, para llegar a

$$\frac{dQ}{dz} = \left(\frac{1}{h_{io}} + \frac{1}{h'_{fo}} + R_{fi} \right)^{-1} \cdot A_o \cdot (T - t) \quad (8-1-16)$$

Definiendo

$$U = \left(\frac{1}{h_{io}} + \frac{1}{h'_{fo}} + R_{fi} \right)^{-1} \quad (8-1-17)$$

Será

$$\frac{dQ}{dz} = U \cdot \pi D_o \cdot (T - t) \quad (8-1-18)$$

Las expresiones (8-1-14) y (8-1-15) permiten calcular la densidad de flujo de calor (W/m de tubo) en una sección del intercambiador en la que las temperaturas de los fluidos son T y t

Tal como fue demostrado en el Capítulo 5, esta expresión puede integrarse para toda la longitud del equipo, de tal modo que en una configuración en contracorriente o en corriente paralela se puede expresar

$$Q = U \cdot A_o \cdot DMLT \quad (8-1-19)$$

Donde ahora A_o es el área total del equipo (no por unidad de longitud)

8-1-2 Derivación de la Eficiencia de la Aleta para el Caso de Aletas Longitudinales de Sección Constante

La eficiencia de los distintos tipos de aletas, pueden calcularse teóricamente haciendo una serie de suposiciones. Veremos cómo se puede deducir el valor de la eficiencia de una aleta longitudinal de sección rectangular constante. El lector que no esté interesado en este tipo de derivaciones matemáticas puede pasar al punto siguiente.

Se supondrá que la aleta se encuentra rodeada de un fluido de temperatura T, de modo que la transferencia de calor tiene lugar desde afuera hacia adentro del tubo. Sin embargo, las expresiones son totalmente válidas para transferencia en sentido inverso.

Se supondrá que la temperatura del fluido caliente no varía con la coordenada radial x. Se supondrá también que el espesor de la aleta (b) es lo suficientemente pequeño como para despreciar los gradientes de temperatura a través de este espesor.

Se supondrá que el calor transferido a través del lomo de la aleta es despreciable debido a su pequeño espesor

Considerando el elemento de volumen de aleta mostrado en la Figura 8-3, de espesor b, longitud dz y altura dx, podemos ver que al mismo ingresa un flujo de calor por conducción Q_c por la cara derecha (b.dz) y sale una cantidad de calor por conducción Q_c + dQ_c por la cara izquierda. Además ingresa calor por convección dQ_f a través de la superficie lateral 2.dx.dz. En régimen estacionario, la suma de estos términos es nula, por lo que debe ser

$$dQ_c = dQ_f \quad (8-1-20)$$

Q_c es un flujo de calor por conducción, y se puede expresar como

$$Q_c = -k \frac{dT_f(x)}{dx} (b.dz) \quad (8-1-21)$$

Donde $T_f(x)$ es la temperatura del metal a un dado valor de x , supuesto constante a través de todo el espesor de la aleta

El calor que ingresa a la aleta por convección, se puede expresar en función de la diferencia de temperaturas entre el fluido externo y el metal, es decir

$$dQ_f = h'_f (T - T_f(x))(2 \cdot dx \cdot dz) \quad (8-1-22)$$

Entonces
$$\frac{dQ_f}{dx} = h'_f \cdot 2dz \cdot (T - T_f(x)) \quad (8-1-23)$$

Derivando la ecuación (8-1-21)

$$\frac{dQ_c}{dx} = -k \frac{d^2 T_f(x)}{dx^2} (b \cdot dz) \quad (8-1-24)$$

Combinando (8-1-20), (8-1-23) y (8-1-24)

$$-k \cdot b \frac{d^2 T_f(x)}{dx^2} - 2 h'_f (T - T_f(x)) = 0 \quad (8-1-25)$$

Puesto que T es una constante a los fines de la integración en x , será

$$k \cdot b \frac{d^2 (T - T_f(x))}{dx^2} - 2 h'_f (T - T_f(x)) = 0 \quad (8-1-26)$$

Y definiendo una variable $\theta = (T - T_f(x))$, será

$$k \cdot b \frac{d^2 \theta}{dx^2} - 2 h'_f \theta = 0 \quad (8-1-27)$$

reacomodando

$$\frac{d^2 \theta}{dx^2} - \frac{2 \cdot h'_f \cdot \theta}{k \cdot b} = 0 \quad (8-1-28)$$

La solución general de esta ecuación diferencial es

$$\theta = C_1 e^{mx} + C_2 e^{-mx} \quad (8-1-29)$$

Siendo
$$m = \left(\frac{2 \cdot h'_f}{k \cdot b} \right)^{1/2} \quad (8-1-30)$$

Debemos evaluar las constantes de integración. Llamaremos θ_0 al valor de θ en $x=0$ (o sea en el lomo de la aleta) y será:

$$\theta_0 = C_1 + C_2 \quad (8-1-31)$$

Dado que se ha supuesto que no entra calor por el lomo de la aleta, para $x=0$ debe ser

$$\frac{d\theta}{dx} = 0 \quad (8-1-32)$$

Como
$$\frac{d\theta}{dx} = m(C_1 e^{mx} - C_2 e^{-mx})$$

Para que se cumpla esta condición debe ser $C_1 - C_2 = 0$

Entonces

$$C_1 = C_2 = \frac{\theta_0}{2} \quad (8-1-33)$$

Por lo tanto , la Ecuación (8-1-29) queda

$$\theta = \theta_0 \frac{e^{mx} + e^{-mx}}{2} = \theta_0 \cosh mx \quad (8-1-34)$$

En la base de la aleta, llamando θ_b al valor de θ en $x = H$

$$\theta_b = \theta_0 \cdot \cosh mH \quad (8-1-35)$$

La expresión anterior nos da el perfil de temperaturas en la aleta.

El flujo de calor por conducción para distintos valores de x puede obtenerse de la siguiente manera:

Combinando (8-1-24) y (8-1-25)

$$\frac{dQ_c}{dx} = 2h'_f \cdot dz \cdot (T - T_f(x)) = 2h'_f \cdot dz \cdot \theta \quad (8-1-36)$$

Derivando respecto de x

$$\frac{d^2 Q_c}{dx^2} = 2 \cdot h'_f \cdot dz \frac{d\theta}{dx} \quad (8-1-37)$$

Combinando con (8-1-21)

$$\frac{d^2 Q_c}{dx^2} - \frac{2h'_f}{k \cdot b} Q_c = 0 \quad (8-1-38)$$

Como antes, la solución de esta ecuación diferencial es

$$Q_c = C'_1 e^{mx} + C'_2 e^{-mx} \quad (8-1-39)$$

Como para $x=0$ es $Q_c=0$ resulta

$$C'_1 = -C'_2 \quad (8-1-40)$$

Derivando la Expresión(8-1-39) y calculando el valor de la derivada en $x=0$ se tiene

$$\left. \frac{dQ_c}{dx} \right|_{x=0} = mC'_1 - mC'_2 \quad (8-1-41)$$

Y de acuerdo a (8-1-36),

$$\frac{dQ_c}{dx} = 2h'_f \cdot dz \cdot \theta_0 = mC'_1 - mC'_2 \quad (8-1-42)$$

Y combinando con (8-1-40)

$$C_1 = \frac{h'_f \cdot dz \cdot \theta_0}{m} \quad C_2 = -\frac{h'_f \cdot dz \cdot \theta_0}{m} \quad (8-1-43)$$

Por lo tanto

$$Q_c = \frac{h'_f \cdot dz \cdot \theta_0}{m} (e^{mx} - e^{-mx}) = \frac{2h'_f \cdot dz \cdot \theta_0}{m} \sinh mx \quad (8-1-44)$$

$$Q_b = Q_c \Big|_{x=H} = \frac{h'_f \cdot dz \cdot \theta_0}{m} (e^{mH} - e^{-mH}) = \frac{2h'_f \cdot dz \cdot \theta_0}{m} \sinh mH \quad (8-1-45)$$

Dividiendo (8-1-45) y (8-1-35) se tiene

$$\frac{Q_b}{\theta_b} = \frac{2h'_f \cdot dz}{m} \tanh mH \quad (8-1-46)$$

Que se puede escribir

$$Q_b = h'_f \cdot (2 \cdot H \cdot dz) \cdot \frac{\tanh mH}{mH} (T - T_b) \quad (8-1-47)$$

Comparando con (8-1-10) resulta

$$\Omega = \frac{\tanh mH}{mH} \quad (8-1-48)$$

Interpretación del resultado

El coeficiente pelicular para el fluido externo a los tubos está dado por la Ecuación (8-1-13)

$$h'_{fo} = \frac{h'_f (A_D + \Omega A_f)}{A_o}$$

Es evidente, de esta expresión, que si se aumenta la superficie de las aletas, se logra un mejoramiento de h'_{fo} y por lo tanto, del coeficiente total de transferencia.

Pero el efecto de aumentar A_f , se encuentra ponderado por la eficiencia de las aletas. Si la eficiencia Ω es pequeña, un aumento en la superficie de aletas no mejorará apreciablemente el coeficiente total.

En la siguiente tabla, se muestran los valores de Ω calculados con la Expresión (8-1-48) para distintos valores de mH

mH	0.0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8
Ω	1	0.997	0.987	0.971	0.949	0.924	0.895	0.863	0.830
mH	0.9	1.0	1.1	1.2	1.3	1.4	2.0	3.0	4.0
Ω	0.795	0.762	0.728	0.695	0.663	0.632	0.482	0.332	0.25

Se observa en esta tabla, que para altos valores de mH , la eficiencia de la aleta es baja. Así por ejemplo si $mH = 4$ es $\Omega = 0.25$, lo que significa que cada $4m^2$ de superficie aletada es equivalente a solo $1 m^2$ de tubo desnudo.

En estos casos, la colocación de aletas no resulta económica, y es más conveniente incrementar el número o longitud de los tubos.

Puesto que
$$mH = \left(\frac{2 \cdot h_f}{k \cdot b} \right)^{1/2} H$$

Podemos analizar los factores que influyen en el valor de la eficiencia de las aletas como sigue:

1) Coeficiente de transferencia h_f

Cuanto mayor es h_f , mayor es el producto mH y menor la eficiencia de las aletas. Esto significa que la colocación de aletas es ventajosa si los coeficientes de convección son pequeños, como en los casos en que el fluido externo a los tubos sea un gas o un líquido viscoso. Pero para fluidos en los que el h_f es alto, no se obtiene una mejora porcentual significativa con el empleo de aletas

2) Altura de la aleta H

Cuanto mayor es la altura de la aleta, menor es su eficiencia. Por supuesto que, a mayor altura de aleta, también aumenta la superficie A_f , de modo que aunque disminuya Ω , siempre aumenta h'_{fo} . Pero debe interpretarse que cada m^2 de superficie adicional obtenido incrementando la altura de las aletas es cada vez menos efectivo. Llega un momento en que el incremento marginal es lo suficientemente pequeño como para resultar antieconómico.

3) Espesor de la aleta b

A mayor espesor, mayor es la eficiencia de cada aleta, pero también es menor el número de aletas que se pueden colocar en el tubo. En general es preferible la utilización de aletas de pequeño espesor. Lo usual es usar chapa BWG 20 (0.9 mm de espesor)

4) Conductividad térmica del material de la aleta

Cuanto mayor es la conductividad del metal, mayor es la eficiencia de la aleta.

8-1-3 Coeficientes Peliculares y Pérdida por Fricción para Aletas Longitudinales

Para poder utilizar las expresiones anteriores, es necesario calcular los coeficientes de transferencia de calor h_f entre el fluido del ánulo y el metal (aletas y tubo desnudo)

Al igual que en el caso de los intercambiadores de doble tubo con tubos lisos, estas correlaciones están basadas en números de Reynolds y Nusselt que utilizan un diámetro equivalente. El diámetro equivalente es igual a 4 veces el radio hidráulico.

A su vez, éste es igual al cociente entre el área de flujo y el perímetro de transferencia. Para la transferencia de calor, el perímetro de transferencia corresponde a las aletas y la porción desnuda del tubo interno. Para el cálculo del factor de fricción se debe considerar además el perímetro del tubo externo

Las expresiones son

$$D_e(\text{calor}) = \frac{4(\pi D_{i0}^2/4 - \pi D_o^2/4 - N_f \cdot b \cdot H)}{\pi \cdot D_o - N_f \cdot b + 2 H N_f} \quad (8-1-49)$$

Y

$$D'_e(\text{friccion}) = \frac{4(\pi D_{i0}^2/4 - \pi D_o^2/4 - N_f \cdot b \cdot H)}{\pi \cdot D_o - N_f \cdot b + 2 H N_f + \pi D_{i0}} \quad (8-1-50)$$

En estas expresiones D_{i0} es el diámetro interno del tubo externo, y N_f es el número de aletas por tubo

Con estos diámetros se pueden definir sendos números de Reynolds para calor y para fricción, teniendo en cuenta que el área de flujo para el cálculo de la velocidad es

$$a_s = \pi D_{i0}^2/4 - \pi D_o^2/4 - N_f \cdot b \cdot H \quad (8-1-51)$$

Según Kern¹, las correlaciones para calcular los coeficientes de transferencia en el caso de los intercambiadores con tubos aletados, son diferentes de las utilizadas para tubos lisos, y propone un gráfico cuyos valores pueden ajustarse con las siguientes expresiones

Factor de fricción:

$$\text{Re} < 2100 \quad f = \frac{16}{\text{Re}} \quad (8-1-52)$$

$$\text{Re} > 2100 \quad f = 0.109 \text{Re}^{-0.255} \quad (8-1-53)$$

Coeficiente de transferencia

$$Re < 2100 \quad Nu = 0.359Re^{0.324} Pr^{0.33} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (8-1-54)$$

$$Re > 10000 \quad Nu = 0.01783Re^{0.835} Pr^{0.33} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (8-1-55)$$

La diferencia más importante es que no figura el adimensional L/D en la correlación para régimen laminar. No se aclara si la expresión es válida en un entorno particular de L/D.

La expresión para régimen turbulento es muy similar a la usada para tubos lisos, pero los coeficientes son un 30% menores. Esto se atribuye a que la presencia de las aletas amortigua la turbulencia

Como siempre, existe una zona de régimen de transición para valores de Re entre 2100 y 10000 en el que las correlaciones no son seguras. Se puede hacer una interpolación lineal para esta zona resultando

$$2100 < Re < 6000 \quad Nu = \left[4.28 + 4.8 \times 10^{-3} (Re - 2100) \right] Pr^{0.33} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (8-1-56)$$

$$6000 < Re < 10000 \quad Nu = \left[23 + 3.75 \times 10^{-3} (Re - 6000) \right] Pr^{0.33} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (8-1-57)$$

Cálculo de las temperaturas de pared

A fin de poder evaluar los cocientes (μ/μ_w) es necesario calcular las temperaturas de pared, tanto del lado del ánulo como del tubo interno. Debido a que una caída de temperatura apreciable ocurre en la aleta, ambas temperaturas serán diferentes.

Llamando \bar{T} y \bar{t} a las temperaturas medias de los fluidos caliente y frío

La temperatura de pared del lado ánulo será

$$\bar{t} + \frac{Q}{h_f (A_D + A_f) L N} \quad \text{si el fluido del ánulo es el frío, o bien}$$

$$\bar{T} - \frac{Q}{h_f (A_D + A_f) L N} \quad \text{si el fluido del ánulo es el caliente}$$

Y la temperatura de pared del lado interno del tubo será

$$\bar{t} + \frac{Q}{h_i \cdot A_i \cdot L \cdot N} \quad \text{si el fluido frío es el de los tubos o bien}$$

$$\bar{T} - \frac{Q}{h_i \cdot A_i \cdot L \cdot N} \quad \text{si el fluido de tubos es el caliente}$$

8-1-4 Intercambiadores Multitubo de Flujo Longitudinal

En el Capítulo 5 se mostró la forma constructiva de los intercambiadores de horquilla (ver Figura 5-15). Cuando el fluido que circula por el exterior de los tubos presenta un bajo coeficiente de transferencia, estos equipos se pueden construir usando tubos con aletas longitudinales. En ese caso, se pueden utilizar los métodos de cálculo desarrollados precedentemente, pero se debe tener la precaución de modificar las fórmulas según la geometría.

$$\text{Área de flujo: } a_s = \pi D_{i0}^2 / 4 - N \pi D_o^2 / 4 - N N_f \cdot b \cdot H \quad (8-1-58)$$

$$D_e(\text{calor}) = \frac{4(\pi D_{io}^2/4 - N \cdot \pi D_o^2/4 - N \cdot N_f \cdot b \cdot H)}{N \cdot \pi \cdot D_o - N \cdot N_f \cdot b + 2 \cdot H \cdot N \cdot N_f} \quad (8-1-59)$$

$$D'_e(\text{fricción}) = \frac{4(\pi D_{io}^2/4 - N \cdot \pi D_o^2/4 - N \cdot N_f \cdot b \cdot H)}{N \cdot \pi \cdot D_o - N \cdot N_f \cdot b + 2 \cdot H \cdot N \cdot N_f + \pi D_{io}} \quad (8-1-60)$$

En este caso N es el número de tubos

También es posible construir intercambiadores de casco y tubos utilizando tubos con aletas longitudinales. En este caso, al intercambiador no se le colocarán baffles y el fluido de carcasa se desplaza con flujo longitudinal, por lo cual se utilizan las mismas ecuaciones para el cálculo de los coeficientes. Esta construcción permite tener dos o más pasos en tubos con un solo paso en coraza.

Ejemplo 8-1

Cuando una corriente de gas natural se expande isoentalpicamente reduciendo su presión, se produce una disminución de temperaturas por el llamado efecto Joule Thompson (dado que en los gases reales, la entalpía es una función no solo de la temperatura sino además de la presión). Si el gas contiene humedad, esta disminución de temperaturas puede dar lugar a la formación de hidratos, que son compuestos parecidos al hielo pero que se forman a temperaturas del orden de los 15°C, produciendo obstrucciones en cañerías. Por tal motivo, es necesario calentar el gas antes de la expansión.

Se tiene una corriente de 75330 kg/h de gas de peso molecular 16.88 a 20°C y 4000kPa, que se debe calentar hasta 40°C previo a su expansión. Se dispone de una corriente de hot oil de 200°C. Se desea una temperatura de retorno del hot oil de 150°C.

Las propiedades de las corrientes a sus temperaturas medias son las siguientes

	<i>Hot oil</i>	<i>gas</i>
Temperatura media	175	30
Calor específico (J/kg.K)	2800	2510
Viscosidad cp	0.46	0.0119
Densidad (kg/m ³)	790	30.71 (=M.p/z.R.T)
Cond Térmica (W/m.K)	0.112	0.0358

Las caídas de presión disponibles son 0.5 bar para el hot oil y 0.1 bar para el gas

Las resistencias de ensuciamiento son 0.00053 m²K/W para cada fluido

Se desea diseñar un intercambiador apto para el servicio.

Se usarán tubos de 25.4 mm de diámetro externo y 19.86 mm de diámetro interno con 20 aletas por tubo. Las aletas serán de 12.5 mm de altura y 0.889 mm de espesor. La conductividad térmica de la aleta es 43.25W/mK

Solución

$$Q = W_c c_c (t_2 - t_1) = (75330/3600) \times 2510 \times 20 = 1.05 \times 10^6 \text{ W}$$

$$W_h = Q / c_h (T_1 - T_2) = 1.05 \times 10^6 / 2800 \times 50 = 7.5 \text{ kg/s} = 27000 \text{ kg/h}$$

Luego de algunos tanteos se piensa en un intercambiador de casco y tubos, de 70 tubos, arreglados en cuatro pasos. Del estudio geométrico, se obtiene que se necesita un diámetro de carcasa de 489 mm para poder alojarlos. Calcularemos el largo de tubos necesario

Fluido caliente por el interior de tubos

$$\text{Area de flujo} = a_i = \frac{N \cdot \pi \cdot D_i^2}{n \cdot 4} = \frac{70 \cdot \pi \cdot 0.01986^2}{4 \cdot 4} = 0.00542 \text{ m}^2$$

$$G_t = \text{densidad de flujo másica} = \frac{W_h}{a_i} = \frac{7.5}{0.00542} = 1383 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$$

$$Re_t = \frac{D_i \cdot G_t}{\mu} = \frac{0.01986 \cdot 1383}{0.46 \times 10^{-3}} = 59730$$

$$Pr = \frac{2800 \times 0.46 \times 10^{-3}}{0.112} = 11.7$$

$$h_i = 0.023 \cdot \frac{k}{D_i} Re^{0.8} Pr^{0.33} = 0.023 \times \frac{0.112}{0.01986} \cdot 59730^{0.8} \cdot 11.7^{0.33} = 1900 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$h_o = h_i \frac{D_i}{D_o} = 1900 \frac{19.86}{25.4} = 1485 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Coefficiente externo

Area de flujo

$$a_s = \left(\frac{\pi D_i^2}{4} - \frac{N \cdot \pi D_o^2}{4} - N \cdot N_f \cdot b \cdot H \right) = \frac{\pi \times 0.489^2}{4} - \frac{70 \times \pi \times 0.0254^2}{4} - 70 \times 20 \times 0.889 \times 10^{-3} \times 0.0125 = 0.1367 \text{ m}^2$$

$$\text{Velocidad} = \frac{W}{a_s \cdot \rho} = \frac{75330}{3600 \times 0.1367 \times 30.7} = 4.98 \text{ m/s}$$

$$\begin{aligned} \text{Diámetro equivalente (fricción)} &= \frac{4(\pi D_{io}^2/4 - N \pi D_o^2/4 - N \cdot N_f \cdot b \cdot H)}{N \cdot \pi D_o - N \cdot N_f \cdot b + 2 \cdot H \cdot N \cdot N_f + \pi D_{io}} = \\ &= \frac{4(\pi \cdot 0.489^2/4 - 70 \cdot \pi \cdot 0.0254^2/4 - 70 \cdot 20 \cdot 0.889 \times 10^{-3} \cdot 0.0125)}{70 \times \pi \times 0.0254 - 70 \times 20 \times 0.889 \times 10^{-3} + 2 \times 70 \times 20 \times 0.0125 + \pi \times 0.489} = 0.01338 \text{ m} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Diámetro equivalente (calor)} &= \frac{4(\pi D_{io}^2/4 - N \pi D_o^2/4 - N \cdot N_f \cdot b \cdot H)}{N \cdot \pi D_o - N \cdot N_f \cdot b + 2 \cdot H \cdot N \cdot N_f} = \\ &= \frac{4(\pi \cdot 0.489^2/4 - 70 \cdot \pi \cdot 0.0254^2/4 - 70 \cdot 20 \cdot 0.889 \times 10^{-3} \cdot 0.0125)}{70 \times \pi \times 0.0254 - 70 \times 20 \times 0.889 \times 10^{-3} + 2 \times 70 \times 20 \times 0.0125} = 0.01391 \text{ m} \end{aligned}$$

$$Re(\text{fricción}) = \frac{D_e \cdot v \cdot \rho}{\mu} = \frac{0.01338 \times 4.98 \times 30.7}{0.0119 \times 10^{-3}} = 171900$$

$$Re(\text{calor}) = \frac{D_e \cdot v \cdot \rho}{\mu} = \frac{0.01391 \times 4.98 \times 30.7}{0.0119 \times 10^{-3}} = 178700$$

En principio despreciamos la corrección por temperaturas de pared

$$Pr = \frac{2510 \times 0.0119 \times 10^{-3}}{3.58 \times 10^{-2}} = 0.834$$

$$Nu = 0.01783 Re^{0.835} Pr^{0.33} = 0.01783 \times 178700^{0.835} \times 0.834^{0.33} = 407$$

$$h_f = 407 \frac{k}{De} = 407 \times \frac{3.58 \times 10^{-2}}{0.01391} = 1050 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$\text{Coeficiente corregido por ensuciamiento } h'_f = \left(\frac{1}{h_f} + R_{fo} \right)^{-1} = \left(\frac{1}{1050} + 5.3 \times 10^{-4} \right)^{-1} = 674$$

Cálculo de la eficiencia de la aleta

$$m = \left(\frac{2 \cdot h'_f}{k \cdot b} \right)^{1/2} = \left(\frac{2 \times 674}{43.25 \times 0.889 \times 10^{-3}} \right)^{1/2} = 187.3$$

$$m \cdot H = 187.3 \times 0.0125 = 2.34$$

$$\Omega = \frac{\tanh(mH)}{mH} = 0.419$$

$$A_D = \pi D_o \cdot N_f \cdot b = 0.0254 \cdot \pi \cdot 20 \times 0.889 \times 10^{-3} = 0.0620 \text{ m}^2/\text{m}$$

$$A_f = N_f \cdot 2H = 20 \times 2 \times 0.0125 = 0.5 \text{ m}^2/\text{m}$$

$$A_o = \pi \cdot D_o = \pi \times 0.0254 = 0.0798 \text{ m}^2/\text{m}$$

$$h'_{fo} = \frac{h'_f (A_D + \Omega A_f)}{A_o} = \frac{674(0.0620 + 0.419 \times 0.5)}{0.0798} = 2297 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Resistencia de ensuciamiento interna referida al diámetro externo

$$R_{fio} = R_{fi} \times \frac{D_o}{D_i} = 5.3 \times 10^{-4} \times \frac{0.0254}{0.0198} = 6.8 \times 10^{-4} \text{ m}^2\text{K/W}$$

$$U = \left(R_{fio} + \frac{1}{h_{io}} + \frac{1}{h'_{fo}} \right)^{-1} = \left(6.8 \times 10^{-4} + \frac{1}{1485} + \frac{1}{2297} \right)^{-1} = 563 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$DMLT = \frac{(200-40) - (150-20)}{\ln \frac{200-40}{150-20}} = 144.48^\circ\text{C}$$

Factor de corrección de DMLT

$$R = \frac{20-40}{150-200} = 0.4 \quad S = \frac{200-150}{200-20} = 0.277 \quad Ft \cong 1$$

$$A = \frac{Q}{U \cdot DMLT} = \frac{1050400}{563 \times 144.48} = 12.91 \text{ m}^2$$

$$L = \frac{A}{\pi D_o \cdot N} = \frac{12.91}{\pi \times 0.0254 \times 70} = 2.31 \text{ m}$$

Corrección por viscosidad a la temperatura de pared

Las temperaturas medias de los fluidos caliente y frío son respectivamente

$$\bar{T} = 175^\circ\text{C} \quad \bar{t} = 30^\circ\text{C}$$

$$\text{Temperatura de pared del lado externo} = \bar{t} + \frac{Q}{h_f (A_D + A_f) L \cdot N} = 30 + \frac{1050400}{1050(0.0617 + 0.5) \times 2.31 \times 70} = 41^\circ\text{C}$$

Temperatura de pared del lado interno

$$\bar{T} - \frac{Q}{h_i \cdot A_i \cdot N \cdot L} = 175 - \frac{1050400}{70 \times \pi \times 0.0199 \times 2.31 \times 1930} = 120.8$$

La viscosidad del gas a 41°C es sensiblemente igual a la viscosidad a 30°C, por lo que el cociente $(\mu/\mu_w)^{0.14}$ es unitario. Se despreciará también la corrección para el hot oil

Cálculo de caídas de presión

Lado carcasa

$$f = 0.109 \text{Re}^{-0.255} = 0.109 \times 171900^{-0.255} = 5.04 \times 10^{-3}$$

$$\Delta p = 4 \cdot f \cdot \frac{L}{D_e} \rho \frac{v^2}{2} = 4 \times 5.04 \times 10^{-3} \times \frac{2.31}{0.0133} \times 30.07 \times \frac{4.98^2}{2} = 1332 \text{ N/m}^2 = 0.013 \text{ bar}$$

Lado tubos

$$f = 1.2(0.0014 + 0.125/\text{Re}^{0.32}) = 6.11 \times 10^{-3}$$

$$\Delta p_t = 4 \cdot f \cdot \frac{L \cdot n}{D_i} \rho \frac{v^2}{2} = 4 \times 6.11 \times 10^{-3} \times \frac{2.3 \times 4}{0.0199} \times \frac{790 \times 1.76^2}{2} = 13800 \text{ N/m}^2$$

$$\Delta p_r = 4 \cdot n \cdot \rho \frac{v^2}{2} = 4 \times 4 \times \frac{790 \times 1.76^2}{2} = 19382 \text{ N/m}^2$$

$$\Delta p = \Delta p_t + \Delta p_r = 33187 \text{ N/m}^2$$

Se observa que las aletas transforman el coeficiente de carcasa desde 674 W/m²K a 2297 W/m²K

Sin embargo, el relativamente alto valor de la resistencia de ensuciamiento sumado a un coeficiente para el hot oil de 1539 W/m²K, amortiguan el efecto de las aletas y el efecto sobre el U se ve disminuido.

Dado que el hot oil se encuentra cerca del límite de la Δp permitida, no se vislumbra que pueda mejorarse el h_i . Por lo tanto, sólo queda evaluar si el mayor costo originado en la utilización de tubos aletados se justifica frente a un intercambiador convencional de mayor superficie.

8-2 Aeroenfriadores

Los aeroenfriadores son equipos en los cuales se retira calor de una corriente de proceso (en una operación de enfriamiento o condensación) usando aire como medio refrigerante. La ventaja evidente de este equipo frente a uno refrigerado por agua, es que hace innecesario disponer de un circuito de agua de enfriamiento, evitándose la torre de enfriamiento, bombas de circulación, cañerías, sistemas de tratamiento de agua etc.

Como contrapartida, se trata de equipos de mayor tamaño que los intercambiadores refrigerados por agua, y son, por lo tanto, más difíciles de ubicar en una planta. Los aeroenfriadores se instalan con frecuencia sobre los parrales de cañerías o en el último nivel de las estructuras de proceso con el objeto de achicar el lay out de la planta.

El costo de estas unidades es normalmente superior al de un equipo de casco y tubo refrigerado por agua. Es la opción obligada en lugares donde no existe un circuito de enfriamiento, como por ejemplo en plantas de tratamiento de gas, generalmente ubicadas en las áreas de los yacimientos o en plantas donde la capacidad del circuito de agua de enfriamiento está colmada y se debe agregar algunos equipos adicionales.

Una aplicación típica es como condensador de tope de las columnas de destilación, en reemplazo de los condensadores de casco y tubo que se estudiarán en el Capítulo 10. También se los utiliza para enfriar productos de salida de planta hacia los tanques de almacenaje, como condensadores de los ciclos frigoríficos, como enfriadores interetapa y post enfriadores de compresores de gas etc

Si bien se los puede construir usando tubos lisos, la construcción más usual es utilizando tubos con aletas transversales, motivo por el cual se los incluye en el presente capítulo

La temperatura mínima a la que se puede enfriar la corriente de proceso será unos 5 grados por encima de la temperatura del aire. La temperatura del aire es variable a lo largo del día y entre distintas épocas del año, por lo que se debe contar con la información meteorológica a fin de decidir cual será la temperatura de aire que se usará para el diseño. Normalmente se adopta un valor de temperatura del aire que no sea superada durante un determinado porcentaje de tiempo a lo largo del año (por ejemplo 95% del tiempo). Este valor se determina con estadísticas meteorológicas durante un cierto número de años. En procesos muy críticos puede adoptarse la temperatura máxima histórica del lugar, pero es importante evaluar el tema para no introducir sobredimensionamientos innecesarios.

8-2-1 Componentes de un Aeroenfriador

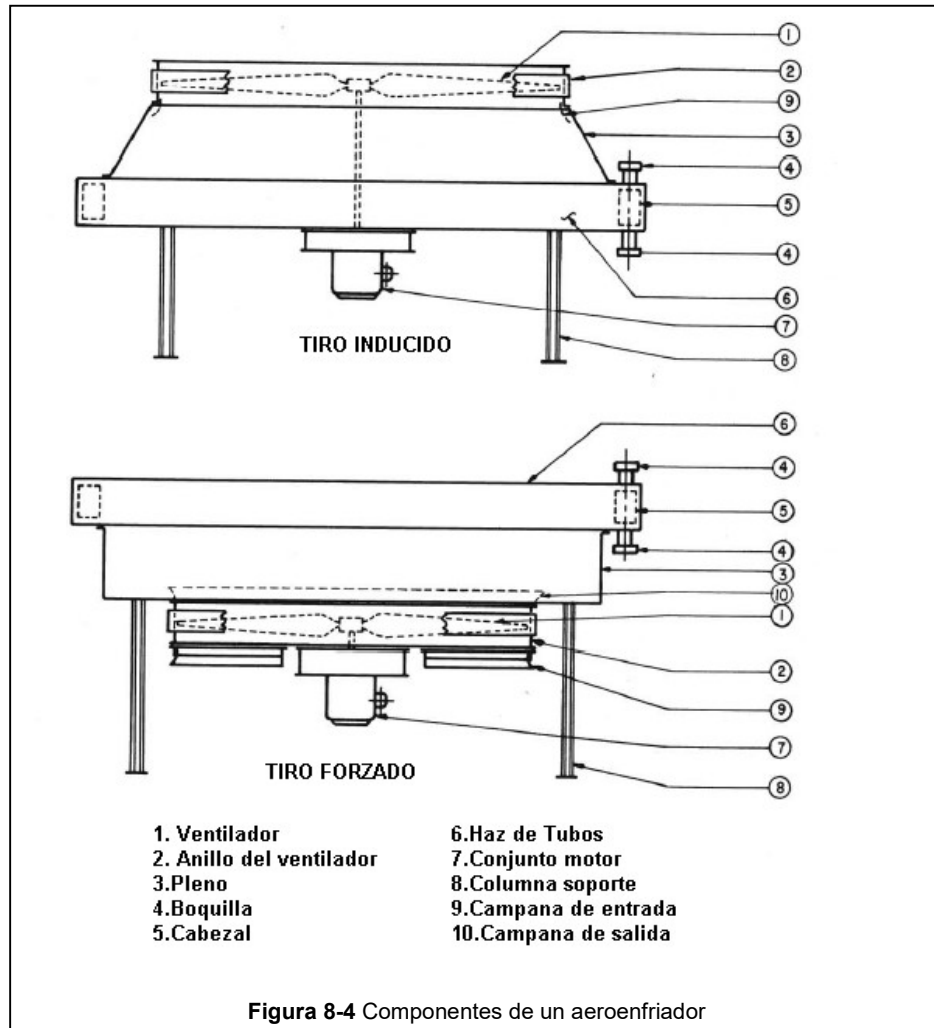
Un aeroenfriador (ver Figura 8-4) se compone de

- 1) Uno o más haces de tubos para la transferencia de calor
- 2) Ventiladores para hacer circular el aire, el cual circula por el lado externo de los tubos y en flujo cruzado.
- 3) Un pleno entre el haz de tubos y los ventiladores
- 4) Una estructura de soporte para sostener el equipo, que debe ser lo suficientemente alta como para permitir que el aire ingrese por debajo del haz de tubos con una razonable velocidad de aproximación
- 5) Plataformas y escaleras para mantenimiento
- 6) Opcionalmente persianas para regular el flujo de aire o sistemas para variar la inclinación de las paletas de los ventiladores para controlar la temperatura ahorrando potencia eléctrica.

Haz de tubos

El haz de tubos es un conjunto de tubos , cabezales, marco lateral y soportes de tubos. La longitud de los tubos, en general queda definida por consideraciones de lay out. En general cuanto más largos sean los tubos, menor será el costo del equipo por unidad de área, pero en un equipo muy largo y de pocos tubos puede ser difícil distribuir los ventiladores, de modo de cubrir toda la superficie del haz

Debido a que los coeficientes de transferencia de calor del lado del aire son bajos, se utilizan tubos aleteados con el fin de incrementar la superficie de transferencia de calor del lado exterior. Las aletas son transversales y el aire circula en sentido perpendicular a los tubos



Existen distintas formas de fabricar tubos aleteados. Las más comunes son (ver Figura 8-5)

a) Arrolladas

Es una cinta de aluminio de sección rectangular que se arrolla bajo tensión alrededor de un tubo. El contacto entre la aleta y el tubo es a través de la base de la aleta. Dado que este contacto suele ser imperfecto la eficiencia de la aleta se ve afectada

b) Empotradas

Es una cinta de aluminio de sección rectangular que se arrolla bajo tensión y mecánicamente empotrada en una ranura de 0.25 mm de profundidad torneada en espiral sobre la superficie exterior de un tubo

c) Extruidas

Es un tubo exterior de aluminio en el cual se han formado aletas por extrusión, mecánicamente adherido a un tubo interior o liner

d) De pie

Se construye con una cinta de aluminio en forma de L arrollada bajo tensión sobre la superficie exterior de un tubo. El tubo queda totalmente cubierto por el pie de la aleta en el espacio entre ellas.

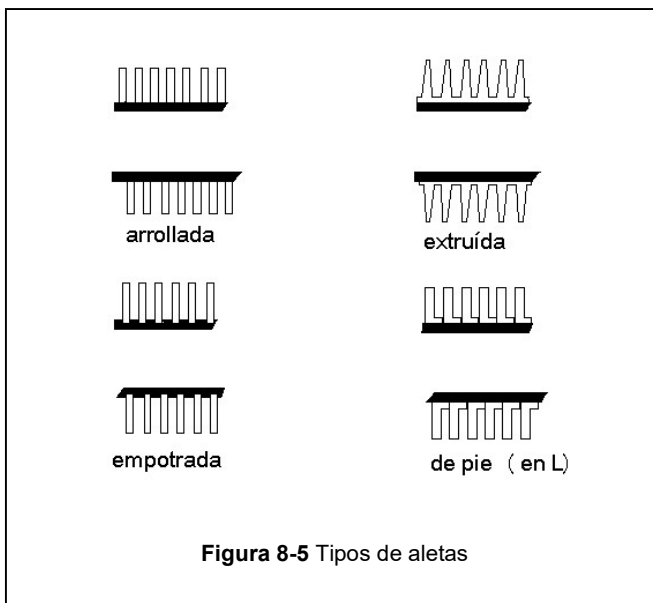
e) otras

tubos en cuya superficie exterior se han unido aletas por otros medios como brazado, soldado, inmersión en caliente

Pueden construirse tubos aleteados en diámetros desde 5/8" hasta 6". El tubo más comúnmente usado en los aroenfriadores es de 1" de diámetro. Las aletas tienen de 1/2" a 1" de altura (las más populares son de 1/2" o 5/8") y se construyen los tubos con 275 a 433 aletas por metro (7 a 11 por pulgada) La relación entre la superficie de las aletas a la superficie exterior del tubo sin aletas varía de 7 a 25.

La longitud de los tubos varía de 2 a 15 metros de largo . Cuanto más largos son los tubos más barato resulta el equipo a igual superficie de transferencia.

El haz de tubos es rectangular, y típicamente consisten entre 2 y 10 filas de tubos dispuestos en arreglo triangular. La separación entre tubos es aproximadamente 2½ diámetros de tubo. El área libre para pasaje de aire que permiten los tubos es aproximadamente un 50% del área proyectada



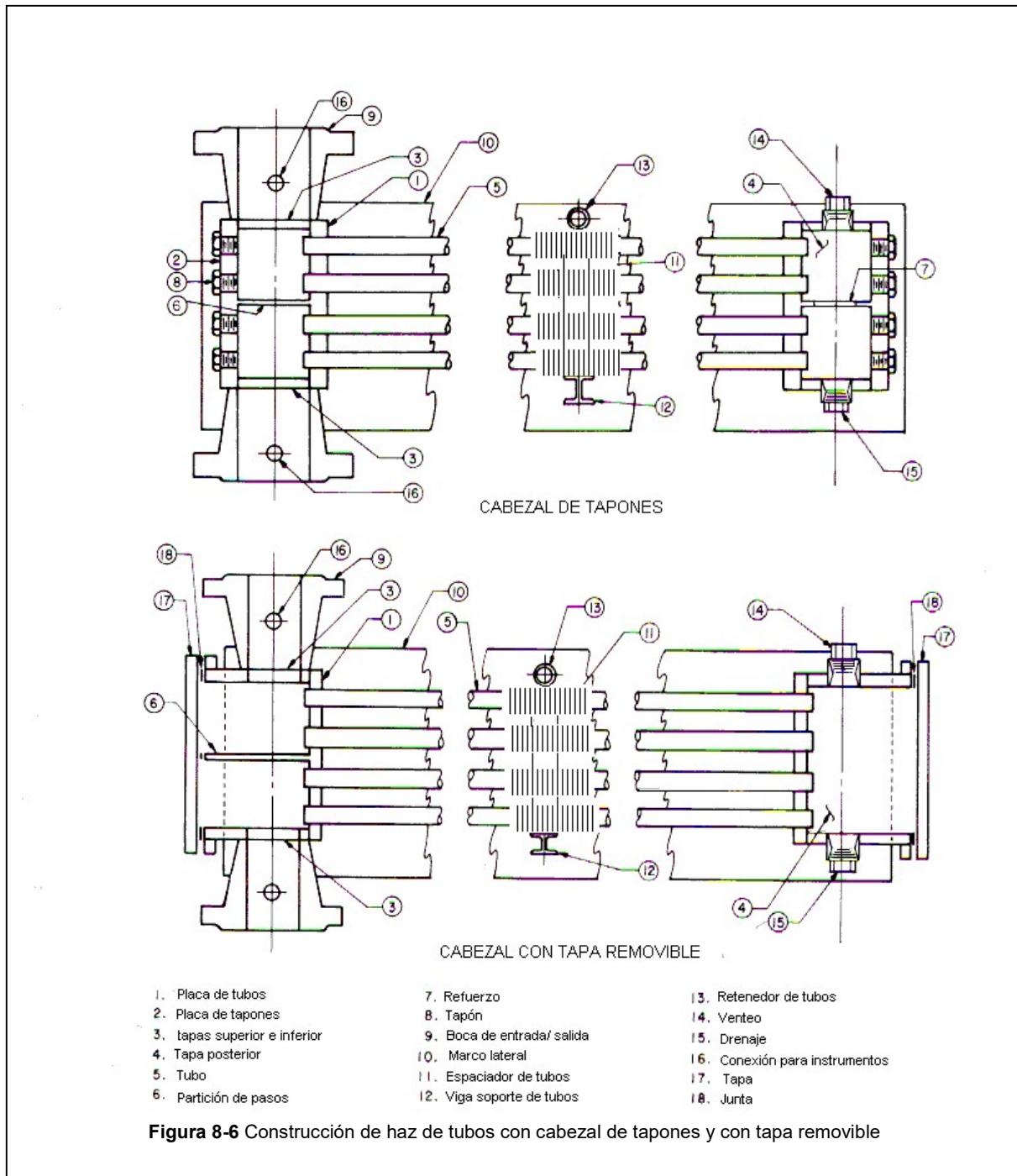
Los tubos están mandrilados o soldados a placas tubulares que forman parte de los cabezales.

Los cabezales son una caja rectangular de chapa en una de cuyas caras se encuentra la placa tubular y en la cara opuesta la cubierta, que puede estar abulonada para permitir su remoción para limpieza o soldada. Cuando se usa una cubierta soldada se taladran agujeros roscados, enfrentando a cada tubo. El agujero se cierra con un tapón roscado que se puede retirar permitiendo la limpieza interior del tubo.

Interiormente los cabezales pueden tener placas de partición de pasos , al igual que en los intercambiadores de casco y tubos. De este modo, se pueden lograr adecuadas velocidades en el fluido que circula por los tubos , o bien obtener una configuración lo más en contracorriente posible .

El haz de tubos se instala generalmente en posición horizontal, con el aire siempre ingresando por la parte inferior y descargando verticalmente hacia arriba.

La partición de pasos puede hacerse en forma vertical u horizontal. La partición horizontal permite aproximar la configuración a un equipo a contracorriente, ingresando el fluido de procesos en el paso superior.



Ventiladores

Los ventiladores que mueven el aire son de flujo axial. El aeroenfriador es de tiro forzado cuando el ventilador impulsa el aire frío a través del haz de tubos. Si el ventilador aspira el aire caliente a la salida del equipo, el aeroenfriador es de tiro inducido.

Los ventiladores tienen entre 2 y 20 palas. El diámetro de los ventiladores está en relación con el ancho del haz de tubos. Normalmente el diámetro máximo se limita a 4 o 5 metros, aunque se han fabricado ventiladores de hasta 20 metros de diámetro. Las palas pueden ser de aluminio, fibra de vidrio, plástico o acero y pueden ser rectas o contorneadas. El paso de las palas puede ajustarse ya sea en forma manual o

automática, con lo cual se logra regular el caudal de aire. El control automático se realiza por medio de dispositivos neumáticos instalados en el cubo central del ventilador (que giran con éste) y cuya alimentación de aire se produce a través de una junta giratoria

Normalmente cada haz de tubos tiene por lo menos dos ventiladores, como una medida de seguridad para no perder la totalidad de la capacidad de enfriamiento en caso de falla de uno de ellos, y además como una forma de lograr algún grado de control, por ejemplo apagando un ventilador en invierno. Se define como cobertura de los ventiladores a la relación entre el área proyectada del ventilador con respecto al área proyectada de los haces de tubos. Esta relación debe ser como mínimo 0.4 para lograr una buena distribución del aire.

Los ventiladores son accionados por motores eléctricos, y la reducción de velocidad se realiza con cajas de engranajes o poleas en V. La velocidad tangencial periférica del ventilador nunca supera los 60 m/s por razones mecánicas.

La potencia de los motores queda definida por el caudal de aire que cada ventilador debe impulsar y por la pérdida de carga del aire, que depende del número de filas de tubos en la dirección del flujo. A veces se prefiere repartir el caudal de aire entre un mayor número de ventiladores a fin de no usar equipos de mucha potencia. La mayoría de los aeroenfriadores tiene ventiladores de no más de 25 KW.

Plenos

El pleno de aire es un espacio completamente cerrado que permite lograr un flujo de aire suave y bien distribuido entre el ventilador y el haz de tubos. Los plenos pueden diseñarse como transición piramidal o de sección recta

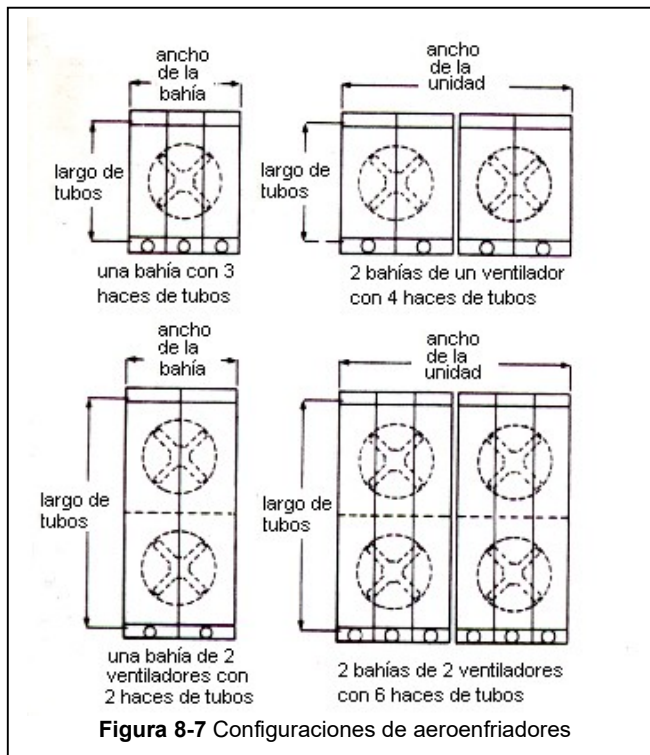
Estructura

La estructura está formada por las columnas y vigas para soportar el equipo a una suficiente altura sobre el nivel del suelo para permitir que el aire ingrese por debajo a una razonable velocidad de aproximación. En las plantas de proceso, es usual que estos equipos se instalen sobre los parrales de cañerías para no ocupar terreno. En ese caso la misma estructura del parral soporta al aeroenfriador

Configuración

Se llama bahía al conjunto de uno o más haces de tubos servidos por uno o más ventiladores, completo con su pleno, estructura y equipos auxiliares. Cuando se manejan grandes caudales de fluido puede ser necesario dividir el equipo en varias bahías para facilitar su transporte y montaje.

En la Figura 8-7 se muestran algunas configuraciones de aeroenfriadores



Selección entre Tiro Inducido y Tiro Forzado

Las ventajas comparativas de los equipos de tiro inducido son

- mejor distribución del aire en el haz de tubos
- menos posibilidad que el aire efluente caliente recircule aspirado nuevamente por el ventilador. Eso se debe a que el aire es descargado a una velocidad del orden de $2\frac{1}{2}$ veces la velocidad de entrada (debido a la relación entre el área del ventilador y el área de entrada al haz de tubos)
- mayor independencia a los factores climáticos como lluvia, sol, nieve etc. debido a que la mayor parte de la superficie superior está cubierta por el pleno.
- mayor capacidad en caso de falla de los ventiladores. En este caso, se tiene una circulación por tiro natural. El efecto chimenea es considerablemente mayor en equipos de tiro inducido que en equipos de tiro forzado

Las desventajas son

- Mayor consumo de potencia, en especial si el aumento de temperatura del aire es considerable
- La temperatura de salida del aire queda limitada a unos 90 grados para evitar potenciales daños a los componentes del ventilador, como palas, correas, cojinetes etc.
- el mantenimiento de los ventiladores es más difícil y debe ser realizado en la corriente de aire caliente generada por la circulación natural

8.2.2 Transferencia de Calor en los Aeroenfriadores

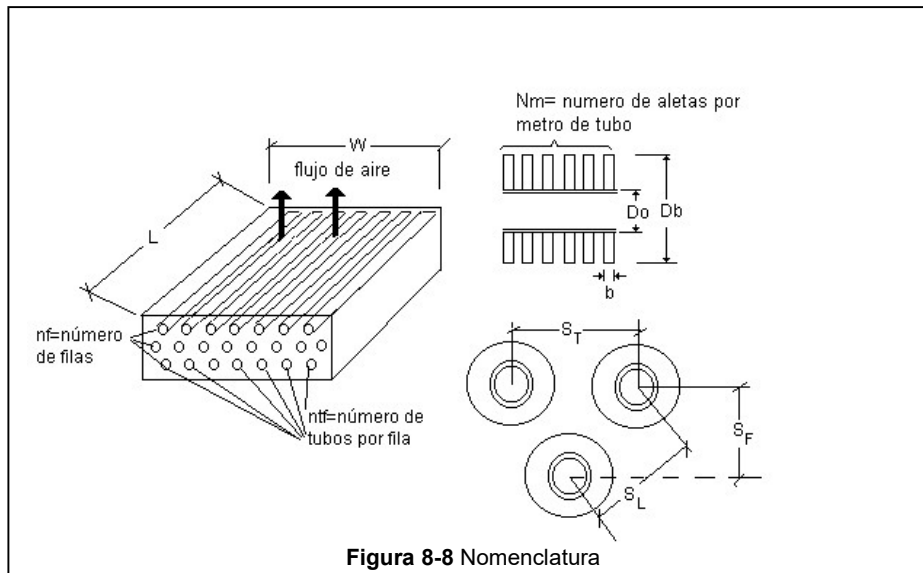
Aspectos Básicos

La transferencia de calor en los aeroenfriadores puede representarse por la ecuación general

$$Q=U.A.\Delta T \quad (8-2-1)$$

Sin embargo es necesario clarificar cada uno de los términos de la Ecuación (8-2-1) debido a las particularidades que surgen da la presencia de las aletas y de la configuración de flujo cruzado.

La nomenclatura que se utilizará para describir la geometría del equipo será la que se indica en la Figura 8-8



Area de transferencia

Llamaremos

A_o = superficie de tubo liso por metro de tubo = $\pi \cdot D_o$

A_D = superficie de tubo desnudo por metro de tubo = $A_o(1-b \cdot N_m)$

A_f = Superficie de aletas por metro de tubo = $\pi \cdot 2 \cdot N_m (D_b^2 - D_o^2)/4$

Por lo general el área que se utiliza en la Expresión (8-2-1) es el área basada en la superficie de tubo liso A_o , es decir

$$A = A_o \cdot L \cdot n_f \cdot n_{tf} \quad (8-2-2)$$

Coefficiente de transferencia U

Ya fue explicado en la Sección 8-1, que la superficie de las aletas se comporta en forma diferente que el área expuesta del tubo, por lo cual, para definir el coeficiente pelicular de transferencia de calor del lado externo, se debe considerar una eficiencia de aletas Ω , de tal modo que

$$h'_{fo} = h'_f \cdot (A_D + \Omega A_f) / A_o \quad (8-2-3)$$

En esta expresión, Ω es la eficiencia de las aletas, cuyo significado ya fue explicado en la Sección 8-1. Esta eficiencia depende de la geometría y del parámetro $(b \cdot h'_f / k)^{1/2}$ donde h'_f es el coeficiente pelicular para la superficie externa de la aleta y k la conductividad térmica de las aletas

Cuanto mayor sea la conductividad del material con el que se fabrica la aleta mayor será su eficiencia, y también mayor será, cuanto menor sea el coeficiente h'_f

El significado de esto último, es que si h'_f es alto, no se logra una mejora apreciable en la transferencia de calor con la colocación de aletas, en cambio para bajos coeficientes de transferencia, como normalmente ocurre en el caso de enfriamiento con aire, entonces la mejora es significativa.

Dentro del valor de h'_f , se incluye el efecto de la resistencia de ensuciamiento del lado externo. Con frecuencia esta resistencia de ensuciamiento se desprecia, ya que se considera que el aire es un fluido limpio, pero si se quiere incluirla entonces será

$$\frac{1}{h'_f} = \frac{1}{h_f} + R_{fo} \quad (8-2-4)$$

Donde h_f es el coeficiente limpio

Luego se debe tener en cuenta el coeficiente pelicular interno y la resistencia de ensuciamiento interna de modo que

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h'_{fo}} + \frac{1}{h_{io}} + R_{fio} \quad (8-2-5)$$

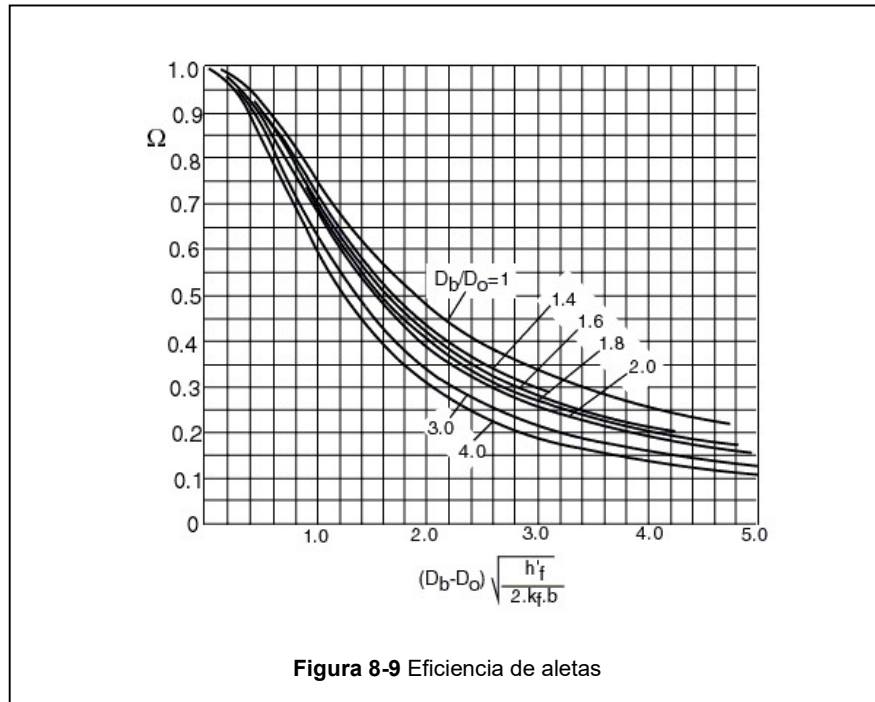
donde h_{io} es el coeficiente interno referido al área externa $h_{io} = h_i D_i / D_o$ y R_{fio} es la resistencia de ensuciamiento interna, también corregida para el diámetro externo ($R_{fio} = R_{fi} \times D_o / D_i$). Esta corrección muchas veces es despreciada

Eficiencia de Aletas

En la Sección 8-1 se realizó la derivación analítica para calcular la eficiencia de una aleta longitudinal. Los aerofriadores tienen aletas transversales y la deducción matemática de la expresión de la eficiencia resulta más compleja. En la bibliografía (4) pueden encontrarse estas expresiones para aletas de distintas geometrías.

El gráfico de la Figura 8-9 permite obtener la eficiencia de aletas transversales circulares de espesor constante, que son las que se utilizan casi siempre. La nomenclatura para los parámetros geométricos es la que se encuentra en la Figura 8-8. En la Figura 8-10 se incluyen las expresiones matemáticas de estas curvas.

.Para poder calcular la eficiencia, es necesario obtener primero el coeficiente h_f . El cálculo de este coeficiente se verá más adelante



Diferencia de Temperaturas

En un aerofriador, el aire circula en dirección perpendicular con respecto al fluido de tubos. El fluido de tubos, a su vez, circula en varias filas de tubos (usualmente entre 2 y 8) y puede tener varios pasos

Supongamos un aerofriador como el indicado en la Figura 8-11 donde el fluido que circula por los tubos realiza un único paso de modo que todos los tubos se encuentran en paralelo.

Supongamos además que la velocidad del aire solo tiene componente en la dirección perpendicular a los tubos, de modo que no existe ningún efecto de mezclado longitudinal. Esto puede interpretarse como si existieran deflectores ficticios como se indica por las líneas verticales de la figura.

Las temperaturas de entrada del fluido caliente y del aire son T_1 y t_1 respectivamente. En el punto A de la primera fila horizontal de tubos y en correspondencia con el plano 1-1', la diferencia de temperaturas entre ambas corrientes es $T_1 - t_1$.

Si nos desplazamos al plano 2-2', habrá una menor diferencia de temperaturas en A' entre la temperatura del líquido caliente y la del aire a la entrada, ya que la primera se habrá reducido.

Similarmente en el plano 3-3' y en el punto A'' la diferencia de temperaturas será aún menor que en A'. Y así se va reduciendo a medida que avanzamos a lo largo de los tubos de la primera fila.

Analícemos ahora la segunda fila de tubos. La temperatura del aire a la salida de la primera fila de tubos, varía a lo largo del tubo, ya que la cantidad de calor transferida al pasar sobre la primera fila disminuyó de punto a punto a medida que disminuye la diferencia de temperaturas entre ambas corrientes.

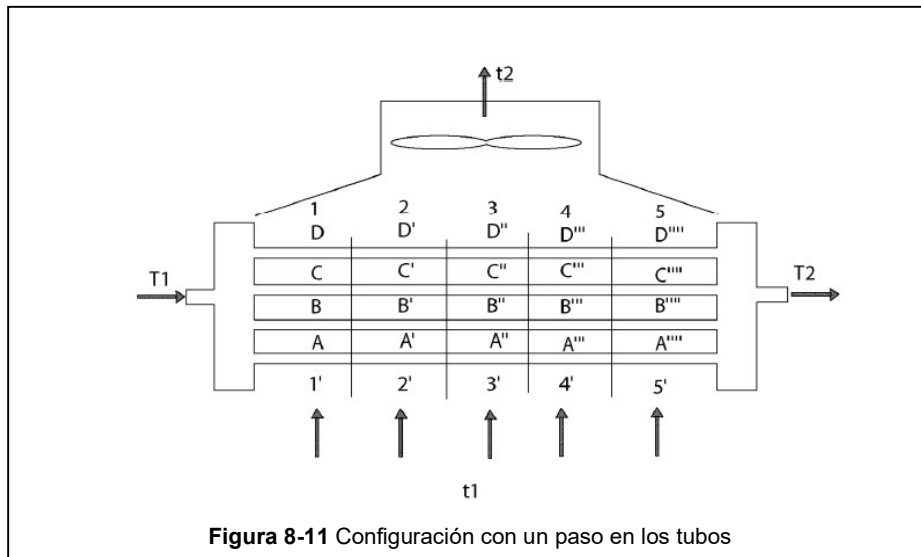
En la segunda fila, las diferencias de temperaturas también varían, y los cambios de temperatura que sufre el aire son distintos de los que ocurrieron en la fila anterior.

$$m = \sqrt{\frac{2 \cdot h'_f}{k_f \cdot b}} \quad H = \frac{D_b - D_o}{2}$$

$$Y = \left(H + \frac{b}{2} \right) \left(1 + 0.35 \ln \frac{D_b}{D_o} \right)$$

$$\Omega = \frac{\tanh(mY)}{mY}$$

Figura 8-10 Expresión matemática de las curvas de la Figura 8-9



Vale decir que en cada segmento de tubo, definido por su posición longitudinal y por el número de la fila a la que pertenece se produce una transferencia de calor diferente y un cambio diferente en la temperatura de cada fluido.

La temperatura media de salida de la corriente de proceso será la resultante de la mezcla de las corrientes que salen de cada fila de tubos.

Para calcular el calor total transferido en el equipo, es posible plantear modelos matemáticos que permitan calcular como evolucionan las temperaturas, recurriendo a técnicas de incrementos finitos, soluciones analíticas o métodos iterativos

El enfoque más común, es adoptar la misma metodología usada en los intercambiadores de casco y tubo, y calcular el intercambio de calor definiendo un factor F_t tal que

$$Q=U.A.DMLT.F_t \quad (8-2-6)$$

Donde DMLT es la diferencia logarítmica para el flujo en contracorriente.

El valor de F_t puede entonces ser calculado a través de los métodos a los que se hizo referencia.

Otro modelo que pudo haberse supuesto, surge de considerar que el aire que sale de una fila de tubos sufre un mezclado axial antes de ingresar a la fila siguiente, y uniformiza su temperatura.

De este modo, la temperatura del aire es solo una función de la posición de la fila considerada, pero no de la coordenada longitudinal. Con este supuesto, la derivación matemática y las expresiones del F_t son más sencillas y pueden deducirse en forma analítica.

Sin embargo, en los aerofriadores de tubos largos, esta hipótesis está bastante alejada de la realidad y deben emplearse los modelos de flujo sin mezclar.

En el esquema de la Figura 8-11 se ha supuesto que el fluido que circula por los tubos realiza un solo paso a través de ellos. Pero con frecuencia se utilizan aerofriadores de multipaso como el indicado en la Figura 8-12

En estos casos el modelo matemático resulta aún más difícil de plantear, y el valor del F_t será diferente al correspondiente al equipo de un solo paso. Un modelo matemático para calcular las diferencias verdaderas de temperaturas en este tipo de equipos, con diferente número de pasos, tanto para flujo de aire mezclado como sin mezclar ha sido publicado por Cordero y Pignotti⁵.

En las figuras del Apéndice 3 se incluyen los gráficos basados en los mismos parámetros que los usados en los equipos de casco y tubo

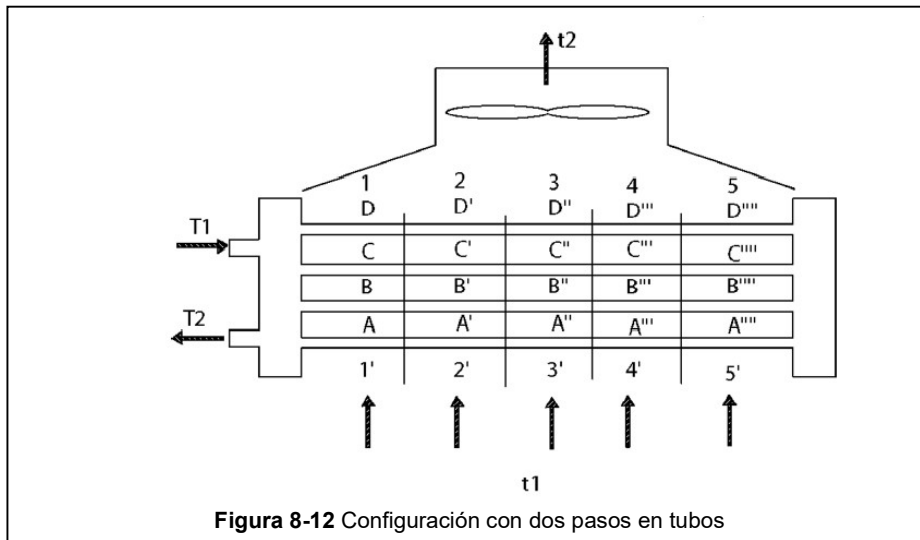
$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} \quad (8-2-7)$$

$$S = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} \quad (8-2-8)$$

Estos gráficos se presentan para configuraciones con 1,2 y 3 pasos en los tubos. Si el equipo tiene

más de tres pasos en tubos el factor F_i es prácticamente 1.

Los pasos realizados por el fluido caliente siempre tienen que tener sentido opuesto al flujo de aire, es decir que el fluido caliente debe ingresar por el paso superior como en la Figura 8-12



Cálculo del Coeficiente de Transferencia de Calor

Un método para calcular el coeficiente de transferencia de calor y la caída de presión para un banco de tubos aleteados ha sido propuesta por Kern¹.

El método que se describe a continuación es válido para un banco de tubos con aletas transversales circulares de espesor constante donde los tubos están arreglados en triángulo como se muestra en la Figura 8-8. Esta es la geometría comúnmente usada en los aerofriadores.

Se utilizará la siguiente nomenclatura para los coeficientes de transmisión de calor

h_f = Coeficiente pelicular de transmisión de calor del lado del aire, para la superficie de tubos y aletas sin tener en cuenta el ensuciamiento ni la distinta eficiencia de la superficie de las aletas respecto a la porción de tubo desnudo

h'_f = Coeficiente h_f corregido por el ensuciamiento externo. Está relacionado con h_f a través de

$$\frac{1}{h'_f} = \frac{1}{h_f} + R_{fo} \quad (8-2-9)$$

R_{fo} es la resistencia de ensuciamiento externa. Con frecuencia se asume que el aire es un fluido limpio y no se considera este efecto, con lo que $h_f = h'_f$

h'_{fo} = Coeficiente corregido por la eficiencia de la aleta tomando como área de referencia la superficie exterior del tubo

$$h'_{fo} = (\Omega A_f + A_D) \frac{h'_f}{A_o} \quad (8-2-10)$$

h_i = Coeficiente de transferencia interno (lado proceso). Se calcula con las correlaciones estudiadas en los capítulos correspondientes para convección en simple fase o para condensación dentro de tubos según el caso

h'_i = Coeficiente de transferencia interno corregido por ensuciamiento

R_{fi} es la resistencia de ensuciamiento interna

$$\frac{1}{h'_i} = \frac{1}{h_i} + R_{fi} \quad (8-2-11)$$

h'_{io} = Coeficiente de transferencia interno corregido por ensuciamiento referido al área exterior de los tubos = $h'_i (D_i/D_o)$

U = Coeficiente total de transmisión de calor basado en el área externa de los tubos

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h'_{io}} + \frac{1}{h'_{fo}} \quad (8-2-12)$$

El coeficiente h_f se obtiene a través de la siguiente correlación

$$j = \frac{h_f \cdot D_e}{k} \cdot Pr^{-1/3} = 0.0959 (Re_s)^{0.718} \quad (8-2-13)$$

En la expresión anterior, D_e es un diámetro equivalente para transmisión de calor definido como

$$D_e = \frac{2(A_f + A_D)}{\pi(\text{perímetro proyectado})} \quad (8-2-14)$$

Perímetro proyectado: Es la suma de todas las dimensiones exteriores en la vista en planta de un tubo aleteado por metro de tubo

$$\text{Perímetro proyectado} = 2(D_b - D_o)N_m + 2(1-b \cdot N_m) \quad (8-2-15)$$

El número de Reynolds para la transmisión de calor se define como

$$Re_s = \frac{D_e \cdot G_s}{\mu} = \frac{D_e \cdot W_c}{a_s \cdot \mu} \quad (8-2-16)$$

Siendo W_c el caudal de aire (el aire es siempre el fluido frío) y a_s el área de flujo, que se calcula restando al área frontal del mazo ($a_f = W \cdot L$) el área proyectada bloqueada por los tubos, es decir:

$$a_s = W \cdot L - n_{tf} \cdot L (D_o + N_m (D_b - D_o) \cdot b) \quad (8-2-17)$$

n_{tf} es el número de tubos de una fila. En caso que las filas pares e impares tengan distinto número de tubos se tomará un promedio

Eficiencia de la Aleta Ω

La eficiencia de la aleta se calcula usando el gráfico de la Figura 8-9 o sus expresiones analíticas de la Figura 8-10. Para otras geometrías de aletas debe consultarse el libro de Kern ¹.

Cálculo de la Caída de Presión del Aire

La caída de presión del aire a través del haz de tubos se calcula como

$$\Delta p = \frac{f \cdot G_s^2 \cdot L_p}{2\rho \cdot D'_e} \left(\frac{D'_e}{S_T} \right)^{0.4} \left(\frac{S_L}{S_T} \right)^{0.6} \quad (8-2-18)$$

Siendo :

f = factor de fricción

G_s : El mismo definido para el cálculo del coeficiente de transmisión de calor ($G_s = W_c/a_s$)

L_p = Longitud de la trayectoria = $n_f \cdot S_f$

S_f, S_L, S_T : Ver Figura 8-8

D'_e = Diámetro equivalente de fricción. Este diámetro equivalente es distinto del utilizado en el cálculo de los coeficientes de transmisión de calor, y se define como

$$D'_e = \frac{4 \times \text{Vol Libre neto}}{L \cdot n_{tf} (A_f + A_D)} \quad (8-2-19)$$

El volumen libre neto es el volumen entre los planos centrales de dos filas de tubos menos la parte de ese volumen que es ocupado por los tubos y las aletas. Es decir

$$\text{Vol.Libre neto} = W \cdot L \cdot S_F - n_{tf} \cdot \pi \frac{D_o^2}{4} L - N_m \cdot n_{tf} \cdot L \cdot \pi \left(\frac{D_b^2 - D_o^2}{4} \right) b \quad (8-2-20)$$

El factor de fricción f , se obtiene en función de un número de Reynolds Re'_s definido como

$$Re'_s = \frac{D'_e \cdot G_S}{\mu} = \frac{D'_e \cdot W_c}{a_s \cdot \mu} \quad (8-2-21)$$

Y la correlación es

$$f = 1.276 Re'_s^{-0.14} \quad (8-2-22)$$

Potencia de los Ventiladores

La potencia de cada ventilador se calcula como

$$\text{Potencia} = \frac{\text{Caudal volumetrico en el ventilador} \times \text{presión desarrollada}}{\text{eficiencia ventilador} \times \text{efic.del motor}} \quad (8-2-23)$$

El caudal volumétrico en el ventilador es el caudal másico (kg/s) dividido por la densidad del aire en el ventilador ρ_{fan} (kg/m³).

$$\begin{aligned} \text{Caudal volumétrico en el ventilador} &= \\ &= \frac{W_c / (\text{numero de ventiladores})}{\rho_{fan}} = \frac{W_c / (\text{num. de ventiladores}) \cdot R \cdot T_{fan}}{M_A \cdot p} \end{aligned} \quad (8-2-24)$$

En los ventiladores de tiro inducido, la temperatura en el ventilador es mayor que la del aire ambiente, por lo tanto su densidad es menor y el caudal volumétrico es más grande. Es decir que la relación de potencias entre un equipo de tiro inducido y uno de tiro forzado es aproximadamente igual a la relación de las temperaturas absolutas de salida y de entrada del aire.

La presión desarrollada por el ventilador es la suma de la altura de velocidad ($\rho_{fan} \cdot v_{fan}^2 / 2$) y la caída de presión a través del haz, calculada como se indicó más arriba.

La velocidad en el ventilador depende del diámetro del ventilador que se haya adoptado. Cuanto menor sea éste, mayor será la velocidad para un mismo caudal volumétrico.

Las eficiencias de los ventiladores utilizados en los aroenfriadores son altas, del orden del 75%, mientras que las eficiencias del motor y el sistema de transmisión son de aproximadamente 95%

8-2-3 Método Detallado de Diseño

Diseño Preliminar

Como siempre, el método para diseñar un equipo de transferencia de calor consiste en proponer un diseño preliminar y luego verificar su capacidad de transferencia de calor a través del cálculo de los coeficientes de transferencia y la diferencia corregida de temperaturas como fue desarrollado en el tema anterior. En función de los resultados de la verificación, se propondrán las modificaciones adecuadas, corrigiendo la geometría del equipo o el caudal de aire, iterando hasta lograr una solución satisfactoria

Se debe entonces disponer de un modo de llegar a un diseño preliminar que sirva de punto de iniciación del método.

Normalmente se dispone de los siguientes datos

1. Condiciones de proceso del fluido caliente (W_h, T_1, T_2)

2. Temperatura del aire t_1
3. Alguna restricción o preferencia respecto al área superficial. Es probable que el ancho o el largo de los equipos deba ajustarse a algún valor máximo o se encuentre fijo por razones de lay out . Cuando el tamaño de los equipos es grande, por lo general se obtienen diseños más económicos aumentando la longitud de los tubos
4. Las características del tubo aleteado que se va a utilizar (diámetro de tubo y de aletas, espesor, número de aletas por pulgada, material) y la distribución de tubos son adoptadas al principio del diseño y no se modifican. Esto depende de las especificaciones de proyecto y de los métodos de fabricación de que dispone el taller. El tipo de tubo aleteado más popular es de 1" con aletas de aluminio de 5/8" con 11 aletas por pulgada (433 aletas por metro), y los tubos se disponen en arreglo triangular equilátero separados 2 1/2" entre ejes
5. -Por lo general existen determinadas preferencias respecto de la potencia máxima de los ventiladores, lo cual puede condicionar el equipo haciendo necesaria la instalación de un mayor número de ventiladores.
- 6.

Para realizar el diseño preliminar, normalmente se adopta un coeficiente de transferencia, una velocidad frontal de aire y un número de filas de tubos, basándose en valores típicos para distintas aplicaciones

En la Tabla 8-1 se indican algunos valores típicos de los coeficientes de transferencia de calor para distintas aplicaciones.

Tabla 8-1
Valores típicos de los coeficientes de transferencia de calor en aeroenfriadores (W/m^2K)
Aletas de 5/8" de aluminio, en tubos de 1" OD, con 393 aletas por metro

CONDENSACION		ENFRIAMIENTO DE GASES		ENFRIAMIENTO LIQUIDOS	
Regenerador de aminas	570-670	Aire o gas de combustión @50 psig $\Delta P = 1$ psig	60	Agua de enfriamiento de máquinas	740-900
Amoníaco	600-700	Aire o gas de combustión @100 psig $\Delta p = 2$ psi	112	Fuel oil	115-170
Refrigerante 12	420-500	Aire o gas de combustión @100 psig $\Delta p = 5$ psi	170	Líquidos de reforming o platforming	480
Nafta pesada	400-500	Hidrocarburos gaseosos @15-50psig $\Delta p = 1$ psi	170-220	Gas oil liviano	450-550
Gasolina liviana	540	Corriente del reactor de amoníaco	500-600	Hidrocarb. livianos	510-680
Hidrocarburos livianos	540-600	Hidrocarburos gaseosos @15-50 psig $\Delta p = 1$ psi	170-220	Nafta liviana	510
Nafta liviana	450-550	Hidrocarburos gaseosos @50-250 psig $\Delta p = 3$ psi	280-340	Agua de proceso	680-820
Efluentes de reactores Reforming, platforming	450-550	Hidrocarburos gaseosos @250-1500 psig $\Delta p = 5$ psi	400-500	residuo	60-120
				alquitran	30-60
Vapor de agua	800-1200				

El número de filas de tubos está asociado con la aproximación de temperaturas entre el aire y el fluido de proceso. Se define un parámetro

$$Z = \frac{T_1 - T_2}{T_1 - t_1} \quad (8-2-25)$$

Este parámetro es conocido antes de empezar el diseño. Cuanto mayor sea Z, tanto más profundo debe ser el haz de tubos dentro de consideraciones prácticas y económicas. Dado que un condensador isotérmico tiene un $Z = 0$, debería hacerse de poca profundidad, típicamente no más de 4 filas. En cambio un enfriador de gran rango, con un Z mayor que 0.8 debería hacerse tan profundo como sea posible, digamos 8 a 10 filas.

La velocidad frontal del aire V_F (face velocity) definida como

$$V_F = \frac{W_c}{\rho_A \cdot W \cdot L} \quad (8-2-26)$$

También está relacionada con el número de filas, ya que si el número de filas de tubos es grande, se debe reducir la velocidad para no tener excesiva pérdida de carga.

Por lo tanto, para realizar el primer diseño se puede recurrir a la siguiente tabla

Tabla 8-2

Z	n_f = número de filas	V_F (m/s)
0.4	4	3.3
0.5	5	3
0.6	6	2.8
0.8 a 1	8 a 10	2 a 2.4

El procedimiento es

- 1) Calcular la carga térmica Q
- 2) Adoptar un coeficiente de transferencia con la Tabla 8-1
- 3) Calcular Z
- 4) Con la Tabla 8-2 obtener número de filas n_f y velocidad frontal v_F
- 5) Asumir una temperatura de salida para el aire. Esta temperatura debe adoptarse en función de las temperaturas de proceso. Es posible lograr un cierto cruce de temperaturas usando equipos de multipaso. En equipos de un solo paso, la temperatura de salida del aire debe ser menor que la de proceso
- 6) Calcular el caudal másico de aire como

$$W_c = \frac{Q}{c_c(t_2 - t_1)} \quad (8-2-27)$$

- 7) Calcular el área frontal ($a_F = W \cdot L$) como

$$a_F = \frac{W_c}{\rho_A \cdot v_F} \quad (8-2-28)$$

8) Seleccionar W o L según convenga al lay out de la planta y calcular el otro valor. Debe verificarse que el equipo resulte proporcionado. Por ejemplo si el equipo es muy largo y angosto deberán disponerse muchos ventiladores para poder cubrir adecuadamente la superficie del haz. Lo más usual es que cada bahía tenga dos ventiladores, con lo que resulta conveniente una relación L:W aproximadamente igual a 2.5

9) Calcular la DMLT. En primera aproximación se puede despreciar el factor de corrección de la DMLT a menos que se haya adoptado una temperatura de salida del aire considerablemente por encima de la de la corriente de proceso

- 10) Calcular el área de tubo liso requerida para la transferencia de calor como

$$A = \frac{Q}{U \cdot DMLT} \quad (8-2-29)$$

- 11) Calcular el número de tubos requerido como

$$N = \frac{A}{\pi \cdot D_o \cdot L} \quad (8-2-30)$$

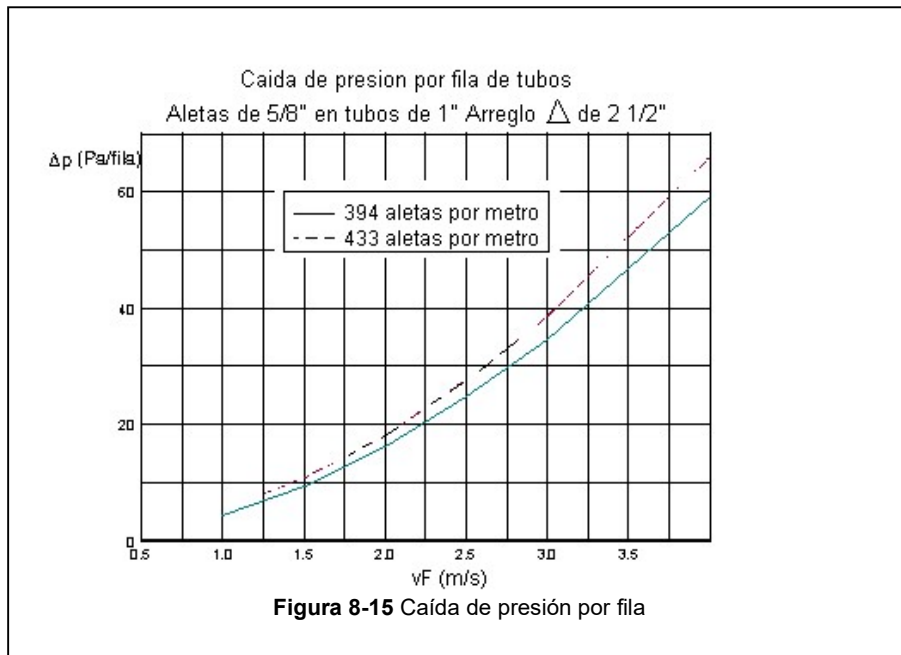
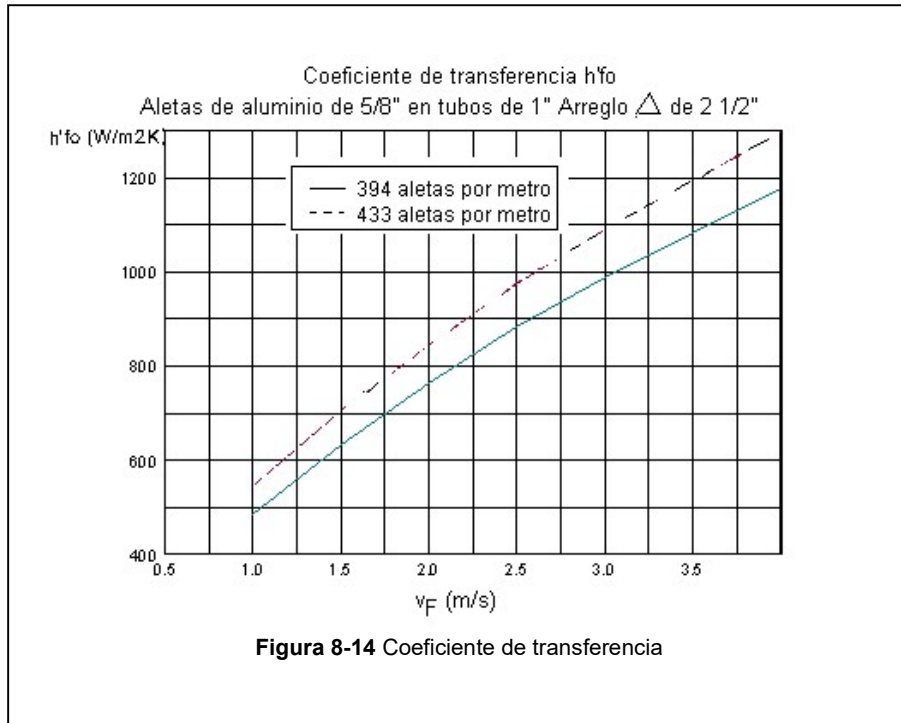
- 12) Calcular el número de tubos por fila n_{tf} como

$$n_{tf} = \frac{N}{n_f} \quad (8-2-31)$$

- 13) Con la separación entre ejes de tubos S_T (ver Figura 8-8) verificar

$$W = S_T \cdot n_{tf} \quad (8-2-32)$$

En caso de coincidencia proceder al diseño detallado. De lo contrario se modifica la geometría



Diseño detallado

Los pasos a seguir son (suponiendo que se haya fijado el largo de tubos)

- 1) Con el área del equipo que se haya propuesto, calcular el número de tubos $N = A/\pi \cdot D_o \cdot L$
- 2) n_{rf} = número de tubos por fila = N/n_r
- 3) W = ancho del equipo = $S_T \times n_{rf}$

(Si W resulta mayor que el máximo ancho de bahía permitido, que usualmente está determinado por cuestiones de transporte, montaje o mantenimiento, será necesario dividir el equipo en dos o más bahías. cada bahía manejará una parte de la carga. El lector puede fácilmente adaptar el procedimiento para este caso)

- 4) Caudal de aire = $W_c = v_F \cdot \rho_A \cdot W \cdot L$
 - 5) Temp. de salida del aire = $t_2 = t_1 + Q/W_c \cdot c_c$
 - 6) Suponer el número de pasos del fluido caliente dentro de los tubos n
 - 7) Calcular F_t y DMLT
 - 8) Calcular la velocidad del fluido dentro de los tubos
 - 9) Con correlaciones adecuadas calcular el coeficiente h_{io} y la pérdida de carga Δp_t
 - 10) Si $\Delta p_t > \Delta p$ admisible:
 - 10.1) Si se puede reducir el número de pasos en los tubos sin afectar seriamente el h_{io} , o se estima que el h_{io} no será controlante, reducir n y volver a 7)
 - 10.2) Si no es posible reducir el número de pasos debe aumentarse el número de tubos (con lo que aumentará el área) y volver a 1)
 - 11) Calcular el coeficiente del lado externo h_o y el coeficiente global U
 - 12) Verificar $A = Q/U \cdot \Delta T$
 - 13) Si el área calculada es mayor que la propuesta
 - 13.1) Analizar si se puede mejorar h_{io} y U aumentando el número de pasos n sin comprometer la pérdida de carga en los tubos
 - 13.2) Si no es posible aumentar el número de pasos se deberá aumentar el área de transferencia A y volver a 1)
- Si el área calculada fuese considerablemente menor a la propuesta se modificará el diseño reduciendo el número o el largo de los tubos según convenga al lay out y a la pérdida de carga en tubos

14) Calcular la pérdida de carga del aire y la potencia de los ventiladores. Repartir entre un número adecuado de ventiladores con palas de diámetro suficiente para cubrir al menos el 40% del área superficial del haz

En el esquema anterior, se han supuesto constantes la longitud de tubos, el número de filas y la velocidad superficial. Es obvio que se supone que estos valores han sido seleccionados con criterio. En caso que el diseño final resulte insatisfactorio (por ejemplo un equipo excesivamente ancho o angosto) el diseñador deberá también jugar con estas variables.

A los fines de ofrecer un modo rápido de realizar un diseño, se incluyen los gráficos de las Figuras 8-14 y 8-15. En dichos gráficos se indica el coeficiente h'_{io} y el valor de la caída de presión por fila de tubos en función de la velocidad frontal v_F calculados por medio de las correlaciones presentadas más arriba, para una de las geometrías más comunes, (tubos con aletas de 15.87 mm de altura (5/8") de aluminio, de 0.381 mm de espesor, con 394 aletas por metro.

Ejemplo 8-2

Diseñar un aroenfriador para enfriar una corriente de 180000 kg/h (50 kg/s) de gas oil pesado desde una temperatura de 76°C hasta 66°C . Se utilizarán tubos de un largo máximo de 7m. Los tubos serán de 25.4 mm OD y 19.3 mm ID y tendrán aletas de aluminio de 15.875 mm de altura (5/8") de 0.381 mm de espesor y tendrán 394 aletas por metro. Se dispondrán en arreglo triangular de 60° con un Pitch de 60.325 mm. La temperatura de diseño del aire es 30 grados. Se admite una caída de presión para el producto de 50 kPa. Se utilizará una resistencia de ensuciamiento del lado interno de 0.0003 m²K/W. Del lado del aire la resistencia de ensuciamiento es nula

Se usarán las siguientes propiedades físicas

	producto	aire
Densidad kg/m ³	770	
Viscosidad cp	5.6	0.0209
Cond térmica W/mK	0.14	0.0267
Calor específico J/kgK	2452	1011

El equipo estará instalado a nivel del mar (Presión atmosférica 101.3 kPa)

Solución**Diseño preliminar**

Seguiremos los pasos indicados en el texto

$$1) Q = W_h c_h (T_1 - T_2) = 50 \times 2452 \times (76 - 66) = 1226000 \text{ W}$$

2) Si bien en la Tabla 8.1 no existe una corriente que tipifique esta aplicación, el coeficiente de transferencia global puede ubicarse entre el valor de 170 W/m²K correspondiente a un fuel oil y los 450 W/m²K correspondientes a un gas oil liviano. Adoptaremos 250 W/m²K.

$$3) Z = (T_1 - T_2) / (T_1 - t_1) = 10 / (76 - 30) = 0.22$$

4) Adoptaremos 4 filas de tubos y una velocidad frontal de 3.3 m/s (Tabla 8-2)

5) Asumiendo una temperatura de salida del aire de 45°C

6) El caudal de aire será

$$W_c = Q / c_c (t_2 - t_1) = 1226000 / (1011 \times 15) = 80.84 \text{ kg/s}$$

7) La densidad del aire a la entrada será $\rho = Mp/RT = 29 \times 1 / 0.082 \times 303 = 1.16 \text{ kg/m}^3$

El área frontal para mantener la velocidad de 3.3 m/s será

$$a_F = W_c / v_F \cdot \rho = 80.84 / (3.3 \times 1.16) = 21.1 \text{ m}^2$$

8) Usando tubos de 7m, el ancho del haz será $W = a_F / L = 21.1 / 7 = 3.02 \text{ m}$

La geometría parece aceptable.

$$9) \text{DMLT} = ((T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)) / \ln(T_1 - t_2) / (T_2 - t_1) = ((76 - 45) - (66 - 30)) / \ln(31/36) = 33.4^\circ\text{C}$$

$$10) A = Q / (U \cdot \text{MLDT}) = 1226000 / (250 \times 33.4) = 146.8 \text{ m}^2$$

$$11) N = A / (\pi \cdot D_o \cdot L) = 146.8 / (3.14 \times 0.0254 \times 7) = 262$$

$$12) n_{ff} = 262 / 4 = 65.5$$

13) Para la geometría propuesta $S_L = S_T = 0.0603 \text{ m}$

$$\text{luego } W = S_T \times n_{ff} = 65.5 \times 0.0603 = 3.94 \text{ m}$$

Esto es mayor que el calculado para mantener la velocidad frontal de 3.3 m/s

Para una primera verificación, mantendremos esta geometría y corregiremos el caudal de aire.

$$W_c = v_F \times \rho \times W \times L = 3.3 \times 1.16 \times 3.94 \times 7 = 105.5 \text{ kg/s}$$

La temperatura de salida del aire será entonces

$$t_2 = t_1 + Q / W_c \cdot c_c = 30 + 1226000 / (105.5 \times 1011) = 41.5$$

$$\text{DMLT} = ((76 - 41.5) - (66 - 30)) / \ln(34.5/36) = 35.2$$

Diseño detallado

Los valores adoptados para la primera verificación son

$$1) N = 262$$

$$2) n_{ff} = 65.5 \text{ (dos filas con 65 y dos con 66)}$$

$$3) W = 3.94 \text{ m}$$

$$4) W_c = 105.5 \text{ kg/s}$$

$$5) t_2 = 41.5$$

6) Supondremos dos pasos para el fluido caliente

$$7) \text{DMLT} = 35.2$$

$$R = (T_1 - T_2) / (t_2 - t_1) = 10 / 11.5 = 0.87$$

$$S = (t_2 - t_1) / (T_1 - t_1) = 11.5 / 46 = 0.25$$

$$F_t = \text{aprox} = 1. \text{ luego } \Delta T = 35.2$$

Cálculos para el fluido caliente

8) El área de flujo para el fluido dentro de tubos será

$$a_t = N / n \cdot (\pi \cdot D_i^2 / 4) = 262 / 2 \cdot (3.14 \times 0.0193^2 / 4) = 0.0380 \text{ m}^2$$

La velocidad del fluido dentro de los tubos será

$$v_t = W_h / (\rho \times a_t) = 50 / (770 \times 0.038) = 1.7 \text{ m/s}$$

$$9) \text{Re}_t = D_i \cdot v_t \cdot \rho / \mu = 0.0193 \times 1.7 \times 770 / 5.6 \times 10^{-3} = 4511$$

$$f = 1.2(0.0014 + 0.125/\text{Re}^{0.32}) = 0.0118$$

$$\Delta p_t = 4 \cdot f \cdot n \cdot (L/D_i) \cdot \rho \cdot v^2/2 = 4 \times 0.0118 \times 2 \times (7/0.0193) \times 770 \times 1.7^2/2 = 38095 \text{ Pa}$$

$$\Delta p_r = 4 \cdot n \cdot \rho \cdot v^2/2 = 4 \times 2 \times 770 \times 1.7^2/2 = 8900$$

$$\Delta p = 46996 \text{ Pa}$$

10) Vemos que el régimen de flujo está en la zona de transición. Esto no es lo más recomendable. Sin embargo para llegar a un número de Reynolds de 10000 sería necesario duplicar la velocidad con lo que sin dudas se excedería la pérdida de carga admisible. En este caso la caída de presión es muy cercana a la admisible, por lo que no es posible mejorar el coeficiente interno.

Para régimen de transición la correlación es

$$h_i = 0.116 c_p \cdot v \left[\frac{\text{Re}^{0.66} - 125}{\text{Re}} \right] \left[1 + \left(D_i/L \right)^{0.66} \right] \text{Pr}^{-0.66} =$$

$$= 0.116 \times 2452 \times 770 \times 1.7 \left[\frac{4511^{0.66} - 125}{4511} \right] \left[1 + (0.0193/7)^{0.66} \right] \left(\frac{2452 \times 5.6 \times 10^{-3}}{0.14} \right)^{-0.66} =$$

$$534 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$h_{io} = h_i \times D_i/D_o = 534 \times 0.0193/0.0254 = 405 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Cálculos del lado del aire

El coeficiente h'_{fo} puede obtenerse directamente de la Figura 8-14 (dado que la geometría del haz tubular coincide con aquella en la que está construido el gráfico) con una velocidad frontal de 3.3 m/s

Sin embargo a fin de ilustrar la forma de encarar el cálculo para otras geometrías se usará el método completo.

$$A_o = \text{superficie de tubo liso por metro de tubo} = \pi \cdot D_o = 3.14 \times 0.0254 = 0.0798 \text{ m}^2/\text{m}$$

$$A_D = \text{superficie de tubo desnudo por metro de tubo} = A_o(1 - b \cdot N_m) =$$

$$= 0.0798 (1 - 0.000381 \times 394) = 0.0678 \text{ m}^2/\text{m}$$

$$A_f = \text{Superficie de aletas por metro de tubo} = \pi \cdot 2 \cdot N_m (D_b^2 - D_o^2)/4 =$$

$$= 3.14 \times 2 \times 394 \times (0.05715^2 - 0.0254^2)/4 = 1.621 \text{ m}^2/\text{m}$$

$$\text{Perímetro proyectado} = 2(D_b - D_o)N_m + 2(1 - b \cdot N_m)$$

$$= 2(0.05715 - 0.0254) \times 394 + 2(1 - 0.000381 \times 394) = 26.718 \text{ m}$$

$$\text{Diámetro equivalente} = 2(A_f + A_D)/\pi(\text{Perímetro proyectado}) =$$

$$= 2 \times (1.621 + 0.0678)/(\pi \times 26.718) = 0.0403 \text{ m}$$

$$a_s = W \cdot L - n_f \cdot L (D_o + N_m(D_b - D_o) \cdot b) =$$

$$= 3.94 \times 7 - 65.5 \times 7 (0.0254 + 394 \times (0.05715 - 0.0254) \times 0.000381) = 13.748 \text{ m}^2$$

$$\text{Re}_s (\text{calor}) = D_e \cdot W / a_s \cdot \mu = 0.0403 \times 105.5 / (13.748 \times 0.0209 \times 10^{-3}) = 14784$$

$$j = 0.0959 \text{Re}_s^{0.718} = 0.0959 \times 14784^{0.718} = 94.57$$

$$\text{Pr} = (c_p \cdot \mu / k) = 1011 \times 0.0209 \text{E-3} / 0.0267 = 0.79$$

Dado que no se considera resistencia de ensuciamiento en el lado aire

$$h_f = h'_f = j \cdot (k/D_e) \text{Pr}^{1/3} = 94.57 \times (0.0267/0.0403) \times 0.79^{1/3} = 58.1 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Cálculo de la eficiencia de la aleta

$$m = (D_b - D_o)(h'_f / (2 \cdot k_f \cdot b))^{1/2}$$

k_f = Conductividad del aluminio = 200 W/m.K

$$m = (0.05715 - 0.0254)(58.1 / (2 \times 200 \times 0.000381))^{1/2} = 0.62$$

La eficiencia de la aleta puede calcularse con la Figura 8-10 o con las expresiones analíticas de la Figura 8-11

$$m = \sqrt{\frac{2 \times 58.1}{200 \times 0.000381}} = 39.05$$

$$H = \frac{0.05715 - 0.0254}{2} = 0.01587$$

$$Y = \left(0.01587 + \frac{0.000381}{2} \right) \left(1 + 0.35 \ln \frac{0.05715}{0.0254} \right) = 0.0206$$

$$\Omega = \frac{\tanh mY}{mY} = 0.83$$

Coefficiente externo

$$h'_{fo} = h'(A_D + \Omega A_f)/A_o = 58.1(0.0678 + 0.83 \times 1.621)/0.0798 = 1028 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Coefficiente total

$$U = (1/h'_{fo} + 1/h_{io} + R_{fi})^{-1}$$

Normalmente la resistencia de ensuciamiento interna también se corrige por la relación de diámetros al igual que el hi.

Por lo tanto

$$R_{fi} = 0.0003X(0.0254/0.0193) = 0.00039 \text{ m}^2\text{K/W}$$

$$\text{Luego } U = (1/405 + 1/1028 + 0.00039)^{-1} = 261 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Este valor coincide razonablemente bien con el valor adoptado (250 W/m²K) indicando un ligero exceso de área.

Es importante notar que el coeficiente controlante es el del lado interno, y que el mismo ha sido calculado con la correlación correspondiente al régimen de transición, por lo cual no estaría de más incrementar un poco la superficie de transferencia.

Cálculo de la potencia de los ventiladores

Se debe calcular la pérdida por fricción que sufre el aire a través del haz de tubos.

Para ello calculamos el volumen libre neto del haz de tubos definido por la Ecuación (8-2-20) que se utiliza para calcular el diámetro equivalente de fricción

Para esta geometría $S_F = 52.23 \text{ mm}$

$$\text{Vol. Libre neto} = W.L.S_F - n_{tf}.\pi.L.D_o^2/4 - N_m.n_{tf}.L.\pi.b.(D_b^2 - D_o^2)/4$$

$$= 3.93 \times 7 \times 0.05223 - 65.5 \times 3.14 \times 7 \times 0.0254^2/4 - 394 \times 65.5 \times 7 \times 3.14 \times 0.000381(0.05715^2 - 0.0254^2)/4 = 1.066 \text{ m}^3$$

$$\text{Diámetro equivalente} = D'_e = 4 \cdot \text{Vol libre neto} / (L \cdot n_{tf} \cdot (A_f + A_o)) =$$

$$= 4 \times 1.066 / (7 \times 65.5(1.621 + 0.0798)) = 0.0055 \text{ m}$$

$$Re'_s = D'_e \cdot W_c / a_s \cdot \mu = 0.0055 \times 105.5 / (13.748 \times 0.0209 \times 10^{-3}) = 2022$$

$$f = 1.276 Re'_s{}^{0.14} = 0.440$$

Pérdida de carga en el haz de tubos:

Densidad media del aire en el haz de tubos (a temperatura media de 35.7°C) = 1.146 kg/m³

$$\Delta p = \frac{f \cdot G_s^2 \cdot n_f \cdot S_F}{2 \cdot \rho \cdot D'_e} \left(\frac{D_c}{S_T} \right)^{0.4} \left(\frac{S_L}{S_T} \right)^{0.6} = 0.44 \times \frac{(105.5/13.748)^2 \cdot 4 \times 0.05223}{2 \times 1.146 \times 0.0055} \left(\frac{0.0055}{0.06032} \right)^{0.4} \left(\frac{0.06032}{0.06032} \right)^{0.6} = 164.7 \text{ Pa}$$

Esto es 164.7/4 = 41 Pa/fila, valor que también pudo haberse obtenido con el gráfico de la figura 8-15 para una velocidad frontal de 3.3 m/s

La presión que deben desarrollar los ventiladores es la suma de la caída de presión por fricción y la altura de velocidad

$$\text{Presión desarrollada} = \Delta p + \frac{1}{2} \rho_{fan} \cdot v_{fan}^2$$

Si usamos ventiladores de tiro forzado, la densidad del aire en el ventilador será la correspondiente a la temperatura de entrada

$$\rho_{fan} = M \cdot p / R \cdot T = 29 \times 101300 / 8306 \times 303 = 1.167 \text{ kg/m}^3$$

Si instalamos dos ventiladores de 2.5m de diámetro, la velocidad en el ventilador será

$$v_{fan} = W_c / 2 \rho_{fan} (\frac{1}{4} \pi \times 2.5^2) = 105.5 / (2 \times 1.167 \times 4.906) = 9.21 \text{ m/s}$$

Por lo tanto la presión desarrollada por los ventiladores será

$$164.7 + \frac{1}{2} \times 1.167 \times 9.21^2 = 214.2 \text{ Pa}$$

El caudal volumétrico en los ventiladores será $W_c / (2 \rho_{fan}) = 105.5 / (2 \times 1.167) = 45.2 \text{ m}^3/\text{s}$

La potencia de los motores será:

$$\text{Caudal volumétrico} \times \text{Presión desarrollada} / (\text{efic. motor} \times \text{efic. ventilador}) =$$

$$= 45.2 \times 214.2 / (0.75 \times 0.95) = 13600 \text{ W} = 13.6 \text{ kW}$$

La relación de áreas entre los ventiladores y el área frontal del haz debe ser como mínimo 40% para asegurar una distribución uniforme.

Área proyectada de ventiladores $2 \times 4.906 = 9.81 \text{ m}^2$

Área frontal = 21.1

$9.81/21.1 = 0.46 > 0.40$ verifica.

Control de Temperatura del Lado de Procesos

Si la diferencia de temperaturas entre el fluido de procesos y el aire es pequeña, los cambios en la temperatura del aire pueden tener un efecto pronunciado en la capacidad del equipo.

En general se toma para el diseño la máxima temperatura del aire posible para las condiciones meteorológicas del lugar. Esto significa que en días fríos, la capacidad del equipo será mayor que la de diseño.

En muchos casos, esto no tiene mayor importancia, ya que cuanto más calor retire el equipo el proceso se ve beneficiado. Sin embargo, en aereofriadores que trabajan como condensadores de columnas de destilación, una disminución brusca de la temperatura del aire puede originar fluctuaciones de presión indeseables en la columna o en ciertos casos puede quererse mantener un control ajustado de la temperatura de proceso.

Los sistemas más comunes para controlar la temperatura de proceso son

1) Modificar el ángulo de las palas del ventilador. De este modo se modifica la curva característica de los ventiladores y puede lograrse modificar el caudal sin cambiar la velocidad de rotación. Los sistemas para ajustar el ángulo de las palas pueden ser de dos tipos. Los más simples requieren detener el ventilador y hacer el ajuste manualmente. Este tipo de ajuste se usa para cambios estacionales (invierno/verano). Existen sistemas neumáticos que permiten modificar el ángulo de las palas con el ventilador funcionando, y son, por lo tanto aptos para un control automático de la temperatura.

2) Accionadores de velocidad variable. Normalmente se usan variadores electrónicos de velocidad que permiten cambiar las rpm del motor

3) Persianas en la admisión del aire. Estas se accionan por mecanismos mecánicos que pueden estar comandados por un controlador de temperatura. El caudal de aire se reduce al aumentar la resistencia de fricción ofrecida por las persianas.

4) Un control simple en unidades que tienen más de un ventilador puede conseguirse apagando uno o más ventiladores en invierno.

Nomenclatura

A=	área de transferencia (m ²)
A _o =	superficie de tubo liso por metro (=πD _o) (m ² /m)
A _D =	superficie de tubo no cubierta por aletas por metro de tubo (m ² /m)
A _f =	superficie de aletas por metro de tubo (m ² /m)
a _s =	área de flujo de aire (m ²)
a _F =	área frontal (m ²)
A _D =	Área expuesta de tubo por unidad de longitud (m ² /m)
A _o =	Área externa de tubo por unidad de longitud (m ² /m)
A _i =	Área interna por unidad de longitud de tubo (m ² /m)
b =	espesor de aleta (m o mm)
D _i =	Diámetro interno de tubo (m)
D _o =	Diámetro externo de tubo (m)
D _b =	Diámetro de aleta (m)
D _e =	Diámetro equivalente para transferencia de calor (m)
D' _e =	Diámetro equivalente para fricción (m)
D _{io} =	Diámetro interno del tubo externo
f =	factor de fricción

F_t	=	Factor de corrección de DMLT
G	=	Densidad de flujo másico (kg/s.m ²)
GS	=	Densidad de flujo másico para el aire basado en el área aS (kg/s.m ²)
h	=	coeficiente pelicular de transmisión de calor (W/m ² .K)
h_f	=	coeficiente pelicular para tubo y aleta (W/m ² de superficie de tubo y aleta.K)
h'_f	=	coeficiente pelicular para tubo y aleta corregido por ensuciamiento (W/m ² de superficie de tubo y aleta.K)
h'_{fo}	=	coeficiente pelicular para tubo y aleta corregido por ensuciamiento y por la eficiencia de la superficie de la aleta y referido al área de tubo liso(W/m ² de superficie de tubo liso.K)
h_i	=	coeficiente de transferencia interno (W/m ² K)
h_{io}	=	coeficiente interno referido al área externa (W/m ² K)
H	=	Altura de la aleta longitudinal
j	=	número adimensional definido por la ecuación (8-2-13)
k	=	conductividad térmica (W/m.K)
k_f	=	conductividad térmica de la aleta (W/m.K)
L	=	longitud de tubo (m)
L_p	=	$n_f \times S_f$ (m)
M	=	Peso molecular
M	=	Parámetro definido en la Figura 8-10
m	=	parámetro definido en la Ecuación (8-1-29)
N	=	Número de tubos o número de tubos por carcasa
n	=	Número de pasos en tubos
N_m	=	Número de aletas transversales por metro de tubo
n_f	=	Número de filas de tubos
n_{tf}	=	Número de tubos por fila
N_f	=	Número de aletas longitudinales del tubo
Q	=	Flujo de calor (W)
Q_f	=	Flujo de calor sobre la superficie de la aleta (W)
Q_c	=	Flujo de calor por conducción en la sección de la aleta (W)
R	=	Constante de los gases (8306 Pa.m ³ /K.kmol)
R	=	Número adimensional para obtener F_t
Re	=	Número de Reynolds
Re_s	=	Número de Reynolds del aire para transmisión de calor
$Re's$	=	Número de Reynolds del aire para fricción
R_{fi}	=	Resistencia de ensuciamiento interna (m ² K/W)
R_{fo}	=	Resistencia de ensuciamiento externa (m ² K/W)
S	=	Parámetro para obtención del factor F_t
S_L	=	parámetro geométrico (ver Figura 8-8)
S_T	=	parámetro geométrico (ver Figura 8-8)
S_F	=	parámetro geométrico (ver Figura 8-8)
T	=	Temperatura del fluido caliente
t	=	Temperatura del fluido frío
T_b	=	Temperatura en la base de la aleta (K)
T_f	=	Temperatura de la aleta
U	=	Coefficiente global de transmisión de calor (W/m ² K)
v	=	Velocidad (m/s)
v_F	=	Velocidad frontal
v_{fan}	=	Velocidad del aire a la salida del ventilador (m/s)
W	=	Flujo másico (kg/s)
Z	=	Parámetro adimensional ($Z= R.S$)
ρ	=	densidad (kg/m ³)
ρ_{fan}	=	densidad del aire en el ventilador (kg/m ³)
θ	=	Diferencia de temperaturas entre fluido externo y superficie de la aleta (K)
μ	=	Viscosidad (kg/m.s)
Ω	=	Eficiencia de la aleta

Subíndices

A	=	Aire
1	=	Entrada
2	=	Salida
c	=	Frío
h	=	Caliente

Bibliografía

1. Kern D: *Process Heat Transfer*. New York: McGraw-Hill, 1954.
2. Ludwig E: *Applied Process Design for Chemical and Petrochemical Plants*. Gulf Publishing Company,

Houston, Texas

3. *Engineering Data Book*, 11th ed. Gas Processors Suppliers Association, Tulsa Oklahoma 1998.
4. Weierman C: "*Correlations Ease the Selection of Finned Tubes*".*Oil and Gas Journal* 74, 36 pp 97–100, 1976.
5. Pignotti A, Cordero G: "*Mean Temperature Difference in Multipass Crossflow*" and "*Mean Temperature Difference Charts for Air Coolers*" *Journal of Heat Transfer* 105:pp584-597 1983.
6. Brown R., Ganapathy V. "*Design of Air Cooled Exchangers*"*Chem. Eng* March 27, 1978 pp 107-124
7. A.P.I Standard 661- *Air Cooled Heat Exchangers for General Refinery Service* – 6th Edition Feb 2006

9 – Intercambiadores de Placas y Juntas

9-1 Principio de Operación y Descripción General

Una placa plana metálica de espesor delgado puede servir como superficie de transferencia de calor entre dos fluidos que circulen a ambos lados de la misma como indica la Figura 9-1.

Para poder armar un equipo de transmisión de calor que funcione según este esquema, deberán agregarse dos placas más a ambos lados de la anterior para que formen los canales por donde circularán los fluidos. Las placas se mantienen separadas entre sí por medio de juntas de un material elastómero como se muestra en la Figura 9-2.

A la vez, el conjunto se mantiene apretado por medio de dos cabezales o marcos que poseen tornillos pasantes que permiten ejercer la presión necesaria para mantener unidas las placas. Todo el conjunto se muestra en un despiece en la Figura 9-3.

El conjunto se arma de forma tal que la separación entre placas sea de solo unos pocos milímetros para lograr una alta velocidad de circulación, y por lo tanto, un alto coeficiente de transmisión de calor. El equipo así confeccionado constituye la base de un intercambiador de placas elemental.

La principal objeción a este equipo, es obviamente, que un intercambiador de calor como este, está muy limitado respecto a los caudales de fluido que puede manejar y a las superficies de transferencia que pueden lograrse, ya que no sería práctico aumentar indefinidamente el tamaño de las placas cuando los requerimientos de caudales y cantidad de calor a transferir se hacen mayores.

Sería entonces conveniente aumentar el número de placas y lograr que ambos fluidos recorran los espacios comprendidos entre placas adyacentes como se muestra en la Figura 9-4. Esta disposición es la que constituye los intercambiadores de placas.

Un intercambiador de placas y juntas puede observarse en la Figura 9-5. Se trata de un equipo cuyo diseño puede hacer recordar a un filtro prensa. Consiste en un paquete de placas metálicas provistas de juntas elásticas, que se encuentran alineadas, suspendidas de un bastidor y comprimidas entre dos marcos o cabezales rígidos, ya sea por medio de tornillos o de algún otro sistema de compresión.

En cada una de las esquinas de la placa se encuentran sendas lumbreras de distribución, las cuales pueden estar perforadas o no según lo requiera el diseño.

Estas perforaciones conforman los conductos colectores, que distribuyen los fluidos entre las placas de

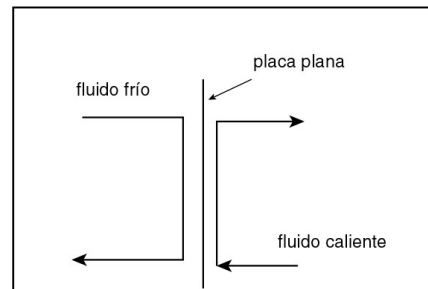


Figura 9-1 Transferencia de calor a través de una placa

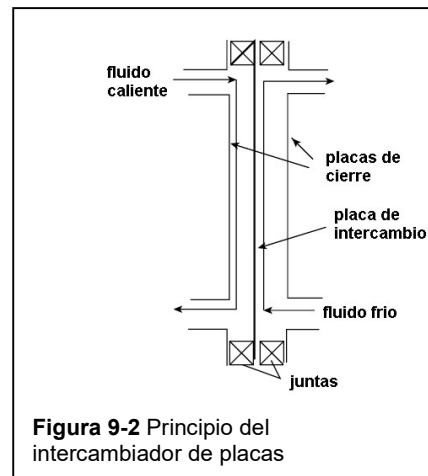


Figura 9-2 Principio del intercambiador de placas

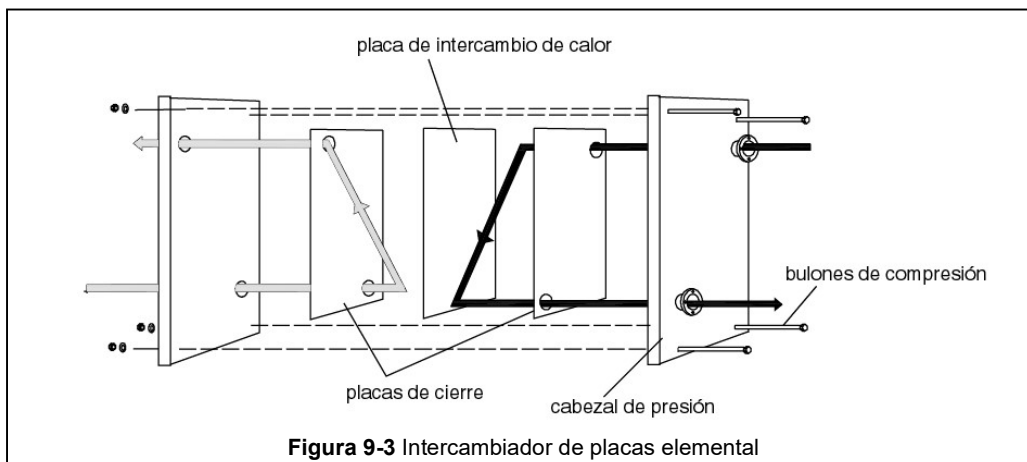


Figura 9-3 Intercambiador de placas elemental

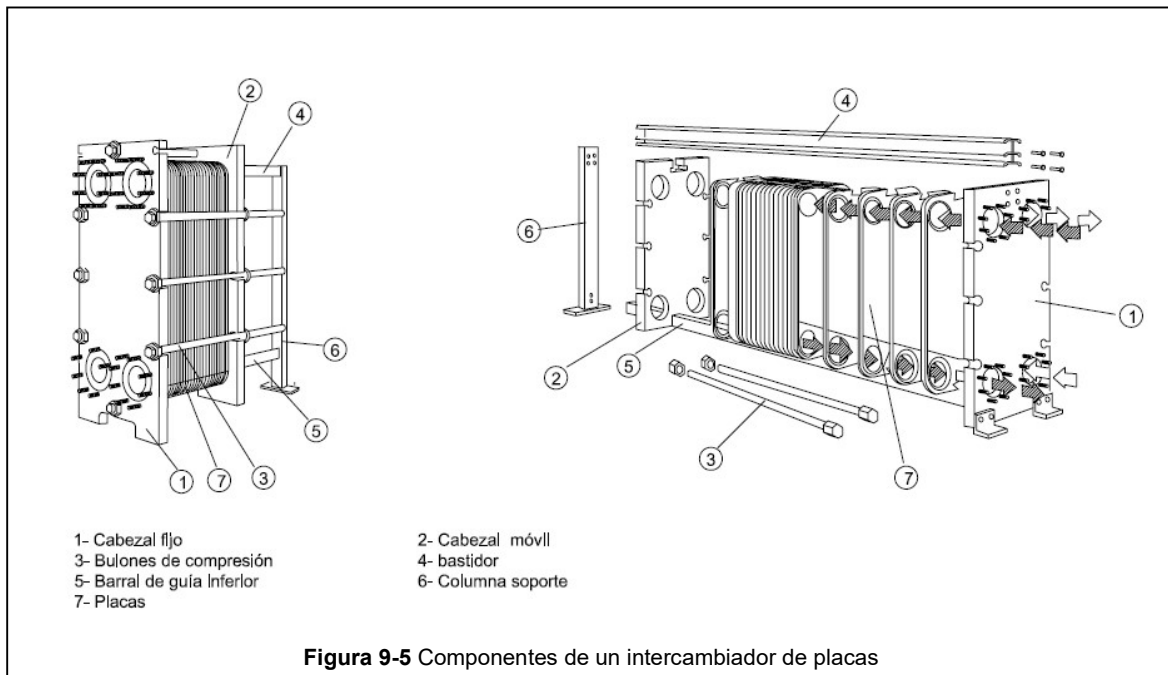
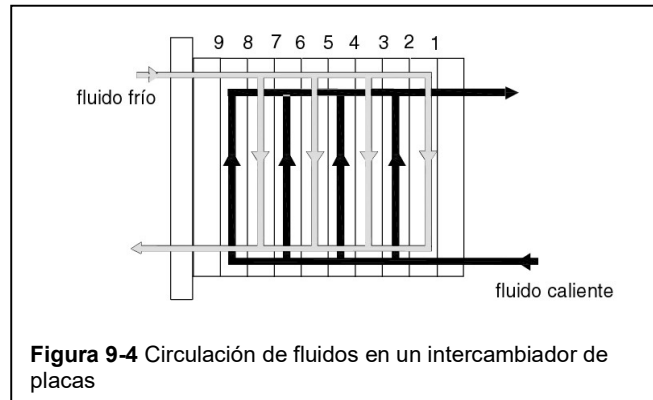
intercambio.

Las placas se encuentran igualmente separadas entre sí por medio de corrugaciones transversales.

Entre dos placas consecutivas queda un espacio libre para la circulación de los fluidos. Estos espacios se llaman canales. La separación entre canales es del orden de 5 mm.

Los fluidos ingresan al equipo por las bocas de entrada que atraviesan los cabezales, pasando a los conductos colectores. Desde los colectores ingresan a los canales de intercambio según un cierto esquema de distribución.

Este esquema se logra gracias a la configuración de las juntas con las que está provista cada placa. Estas juntas no son todas iguales, y según su diseño permitirán que cada fluido pueda entrar o salir por determinados canales y no por otros, lográndose de ese modo el esquema de circulación deseado. Algunos modelos de placas de intercambio se muestran en la Figura 9-14.

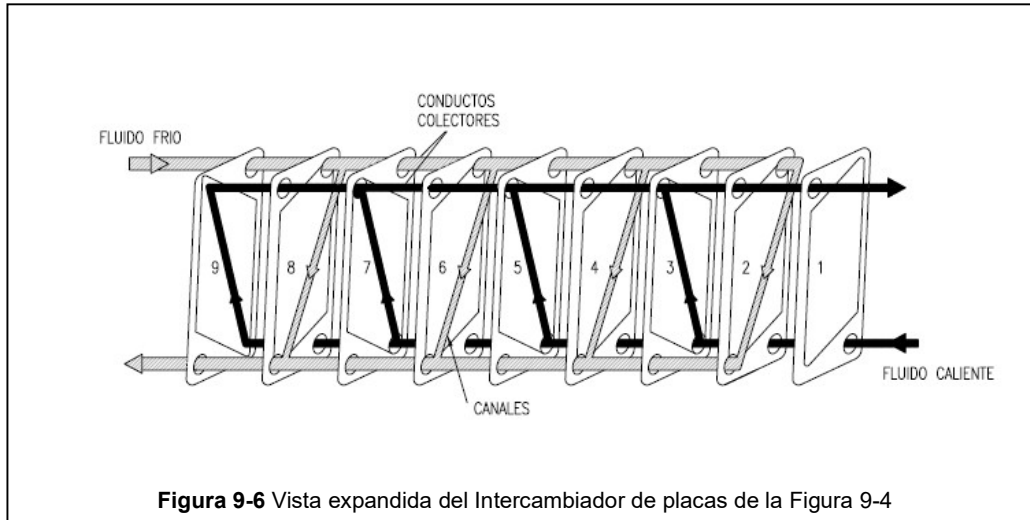


Volviendo al esquema de la Figura 9-4, vemos que el equipo allí representado posee nueve placas, de las cuales las placas 1 y 9 son placas de cierre (no actúan como superficie de transmisión de calor), y las placas 2 a 7 constituyen la superficie de transferencia.

Se puede ver en el esquema, que cada uno de los ramales en que se divide la corriente de fluido frío está intercambiando calor a través de las dos placas que conforman el canal con sendas corrientes de fluido caliente y viceversa, a excepción de las corrientes extremas que solo intercambian calor a través de una placa. Un esquema expandido de las placas de este equipo puede apreciarse en la Figura 9-6.

En este caso las placas son de flujo diagonal ya que las bocas de entrada y salida de cada placa se ubican en extremos diagonalmente opuestos. En algunos modelos el flujo puede ser paralelo como en el caso de las Figuras 9-14 a), c) y d) y la Figura 9-16.

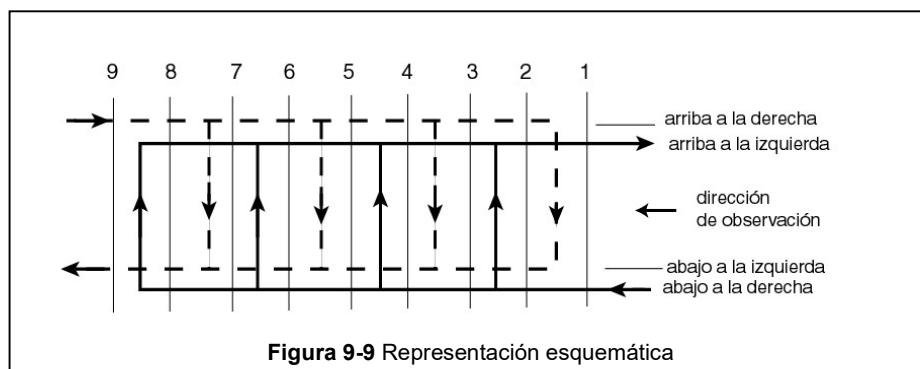
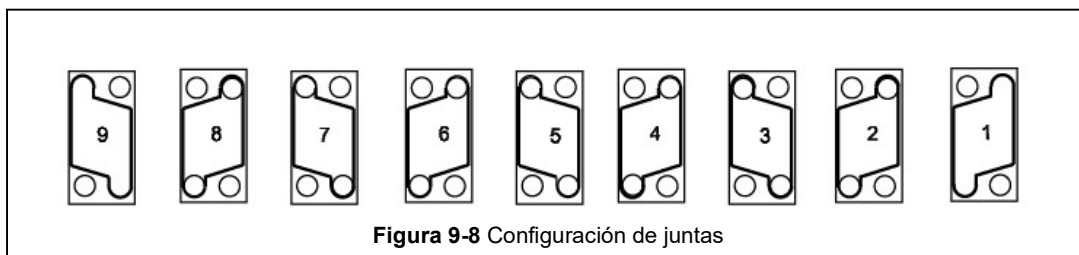
Mediante el diseño de las juntas que posee cada placa se logra que los fluidos circulen según el esquema deseado. Por ejemplo: el fluido caliente ingresa por la parte inferior derecha de la placa N° 1. El diseño de la junta de la placa N° 2 impide que dicho fluido se introduzca en el canal formado por las placas 1 y 2 debiendo por lo tanto atravesar la placa N° 2.



En cambio el fluido frío que ingresó al equipo por la parte superior derecha de la placa N° 9 (siempre visto el equipo desde la placa N° 1), al llegar a la placa N° 2 y atravesar la misma, puede pasar al canal formado por las placas 1 y 2, que estaba vedado para el otro fluido, y recorre este canal para salir por la parte inferior izquierda de la placa N° 2 (ver figura 9-7)

El esquema completo de las placas de este intercambiador se muestra en la figura 9-8. En la figura 9-9 se indica una representación esquemática de la configuración del equipo.

El intercambiador se debe mirar siempre desde la placa N° 1. Allí donde las corrientes de fluido corten a las placas, quedará indicada la posición de las perforaciones de la misma. Por ejemplo en el equipo de la figura 9-9 se ve que la placa N° 1 solo es atravesada por el fluido caliente en las posiciones “abajo a la derecha” y “arriba a la izquierda”, y por lo tanto esta placa estará perforada en esas posiciones.



9-2 Combinación Serie Paralelo

En el equipo que se ha descrito en el tema anterior, todos los canales por los que circulaba el fluido se encontraban en paralelo. Sin embargo, a veces es necesario para poder lograr una mayor velocidad del fluido dentro del equipo, construir intercambiadores con más de un paso, al igual que lo que ocurría con los intercambiadores de caso y tubos.

Por ejemplo, supongamos que el fluido caliente deba recorrer dos pasos en el equipo, mientras que el fluido frío lo haga en un solo paso. La disposición de placas podría ser la indicada en la Figura 9-10.

El fluido caliente recorre dos pasos, y cada paso está formado por dos canales en paralelo. El fluido frío, en cambio, recorre un solo paso de cuatro canales en paralelo.

El esquema de placas de este intercambiador puede fácilmente construirse a partir del diagrama de circulación de la Figura 9-10 observando en que puntos cada placa es cortada por una corriente de fluido.

Entonces, observando la Figura 9-10 se deduce el esquema de perforaciones de las placas. El mismo será:

- Placa N° 1: una sola perforación abajo a la izquierda.
- Placa N° 2: Las dos perforaciones de abajo y una perforación arriba a la izquierda.
- Placa N° 3: debe estar perforada en las cuatro posiciones
- Placa N° 4: Idem N° 3
- Placa N° 5: una perforación abajo a la derecha y las dos de arriba.
- Placa N° 6: Idem N° 5
- Placa N° 7: Perforada en las cuatro posiciones
- Placa N° 8: Idem N° 7
- Placa N° 9 : las dos perforaciones de abajo y la de arriba a la izquierda.

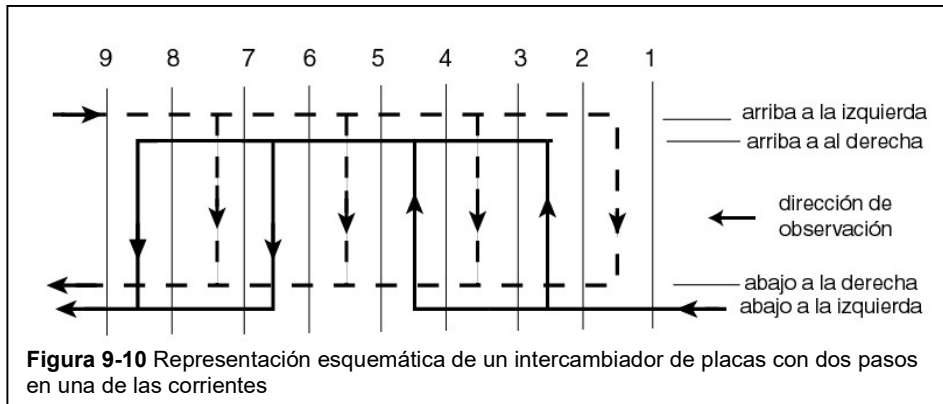


Figura 9-10 Representación esquemática de un intercambiador de placas con dos pasos en una de las corrientes

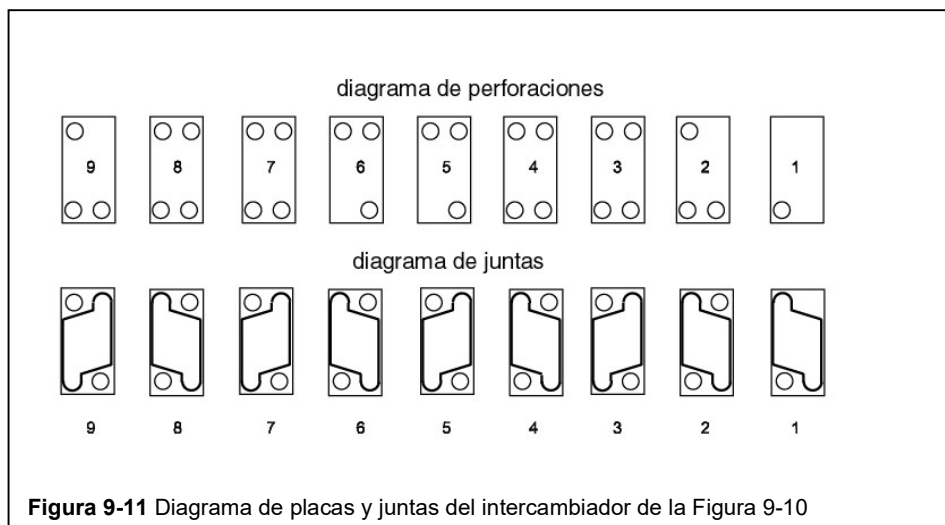


Figura 9-11 Diagrama de placas y juntas del intercambiador de la Figura 9-10

En lo que se refiere al esquema de juntas, este se deduce de la siguiente manera:

El canal formado por las placa N° 1 y 2 debe permitir la comunicación de los colectores de abajo a la derecha a arriba a la izquierda. Este efecto será logrado por el diseño de la junta de la placa N° 2 , que

por lo tanto debe tener estas perforaciones comunicadas entre sí.

El canal formado por las placas 2 y 3, debe permitir la comunicación de las perforaciones de abajo a la izquierda y arriba a la derecha, y al mismo tiempo, debe impedir que por las otras dos lumbreras ingrese el fluido frío a dicho canal. Este efecto se logra con el diseño de la junta de la placa N° 3.

El esquema completo de placas y juntas se muestra en la Figura 9-11. Otra representación del esquema de circulación de este intercambiador se aprecia en la Figura 9-12.

De este modo, se pueden combinar las placas de manera de lograr cualquier esquema de circulación, y se pueden lograr distintas combinaciones de pasos entre los fluidos según lo requieran las condiciones de transferencia de calor.

Obviamente, cuanto menor sea el número de canales en paralelo por los que circule un fluido, tanto mayor será su velocidad, y mayor será el coeficiente de transferencia de calor, siendo la contrapartida un aumento en la pérdida de carga.

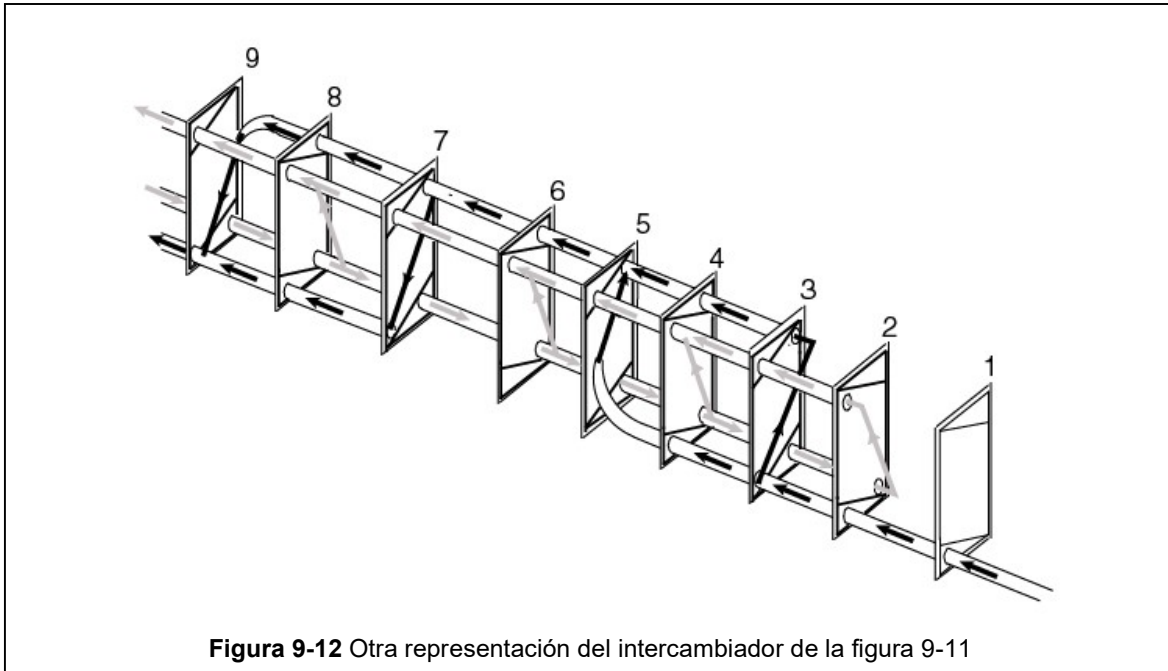


Figura 9-12 Otra representación del intercambiador de la figura 9-11

9-3 Elementos Constituyentes del Intercambiador de Placas y Juntas

9-3-1 Placas de Intercambio de Calor

Las placas de estos intercambiadores son de superficie corrugada. La forma de dichas corrugaciones es una característica de cada modelo de placa, y es un factor cuidadosamente estudiado por cada fabricante. La finalidad de estas corrugaciones es promover la suficiente turbulencia en el flujo a través de la placa como para aumentar los coeficientes de transferencia de calor, al mismo tiempo que aumentar la resistencia estructural de la misma.

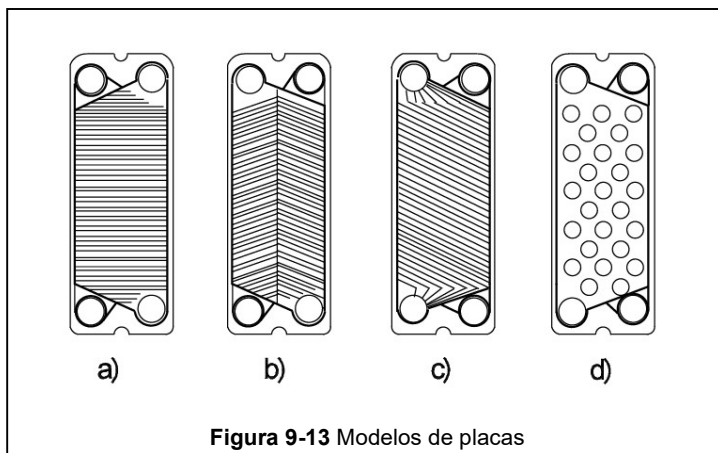


Figura 9-13 Modelos de placas

Mecánicamente, la placa debe estar soportada como para poder resistir la diferencia de presiones entre los fluidos que se encuentran a uno y otro lado. El caso más severo ocurre cuando uno de los fluidos está a su máxima presión y el otro a presión cero, situación que puede darse durante la puesta en marcha o el vaciado del equipo. En este

Tabla 9-1 Características de estampado de varios materiales

Material	Tipo
Acero Común	a
Acero Inox (Mo<4%)	a
Acero Inox (Mo>4%)	b
Titanio	b
Cobre	b
Cuproniquel 70/30 o 90/10	a o b
Bronce	a
Monel	b
Incoloy 825	b
Niquel	a
Inconel	b
Hastelloy B	c
Hastelloy C	b
Aluminio	b
Zirconio	d
Tantalio	a

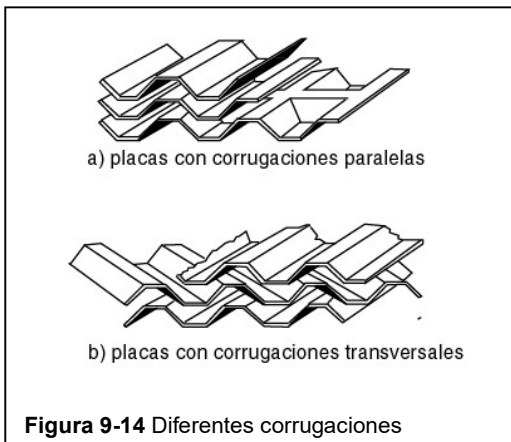
Llave

a: todos los tipos se pueden estampar

b: algunos tipos se pueden estampar

c: muy difícil de estampar

d: imposible de estampar



placas según la posición en la que deban quedar los agujeros de las mismas de acuerdo a dicho diseño. De este modo, los intercambiadores de placas pueden considerarse como elemento semi standard, ya que la operación de perforado y armado del conjunto es relativamente rápida, con lo que los plazos de entrega de estos intercambiadores suelen ser reducidos.

La superficie efectiva de transferencia de cada placa puede ser tan pequeña como 0.033 m² en los modelos para laboratorio hasta 3 m² en los equipos de mayor tamaño.

Materiales de Construcción

Las placas se pueden fabricar en distintos materiales como acero al carbono, cobre y sus aleaciones, aluminio, titanio puro, aceros inoxidables, aleaciones de níquel o níquel molibdeno y otros metales nobles. El material de la placa debe ser fácil de estampar en frío.

Ciertas aleaciones de cromo, zirconio y titanio son difíciles de conformar y no se utilizan en la construcción de intercambiadores de placas. La Tabla 9-1 indica la facilidad con que se pueden conformar las placas según los materiales empleados.

El espesor del material de las placas es generalmente entre 0.5 y 1.2 mm. Dado que el espesor de las placas es tan delgado, se deben usar materiales resistentes a la corrosión. Por tal motivo, el acero al carbono común raramente se emplea en la construcción de estos equipos, y se suele usar el acero

caso, la presión diferencial sobre la placa alcanza su mayor valor y podrían producirse deformaciones perjudiciales para el equipo.

Resulta por lo tanto esencial proveer alguna forma de soporte para evitar este efecto. Esto se logra por medio de las corrugaciones. Existen diferentes modelos de placa corrugada.

En el llamado diseño tipo "tabla de lavar" las corrugaciones son paralelas entre sí y transversales a la dirección de flujo en el canal. Este tipo de corrugaciones se muestra en las Figuras 9-13 a) y 9-14 a). Puede observarse en la Figura 9-14 a) que se disponen caballetes espaciados a las corrugaciones para mantener el espaciado entre placas y proporcionar los puntos de soporte para evitar deformaciones de las mismas.

Otro tipo de corrugaciones frecuentemente utilizadas es el diseño en "espinas de pez", que se muestra en las Figuras 9-13 b) y 9-14 b).

En este caso, las corrugaciones de placas consecutivas están giradas 180° de modo que entre dos placas existen gran cantidad de puntos de contacto en donde las corrugaciones se cruzan. Se logra así de un modo sencillo una soportación muy rígida de las placas y un alto grado de turbulencia en los fluidos.

Otros modelos, no tan empleados, se muestran en las Figuras 9-13 c) y d). Normalmente cada fabricante posee varios modelos de placas para diferentes aplicaciones. La selección de la placa a utilizar dependerá de las necesidades de proceso en cuanto a coeficientes de transmisión de calor y caída de presión permisible en el intercambiador. Aquellos modelos de placa que para un cierto caudal de fluido posean mayores coeficientes de transferencia son también los que dan la caída de presión más elevada. Se deberá, por lo tanto, para un dado servicio, seleccionar la placa que mejor balancee ambos aspectos.

Las placas se construyen por estampado en frío en prensas hidráulicas. Cada fabricante posee las matrices correspondientes a sus modelos standard de placas, y normalmente dispone de stock de placas sin perforar. Cuando se encarga la construcción de un intercambiador, el fabricante procede al diseño del esquema de circulación de los fluidos en el equipo de acuerdo a los datos de proceso, y una vez realizado el diseño se perforan las

inoxidable como calidad mínima.

9-3-2 Juntas

Para las juntas de los intercambiadores de placas se utilizan materiales elásticos como caucho natural, SBR (estireno butadieno), caucho nitrilo(acrilonitrilo butadieno), butilo (un copolímero de isobutileno e isopreno), silicona o elastómeros como neoprene, hypalon o vitón⁷.

Los materiales plásticos del tipo PTFE (Teflón o Fluon) no son apropiados para la construcción de juntas debido a que tienen una baja recuperación elástica.

La selección del material que se emplea en las juntas de los intercambiadores de placas es de gran importancia dado que son las juntas las que limitan la temperatura máxima de operación del equipo. La Tabla 9-2 proporciona una guía acerca de las temperaturas máximas en que pueden emplearse estos materiales. Para temperaturas mayores consultar a los fabricantes.

Tabla 9-2 Temperatura máxima de servicio para juntas

<i>caucho natural, estireno, neopreno</i>	70°C
<i>caucho nitrilo, viton</i>	100°C
<i>butilo</i>	120°C
<i>silicona</i>	140°C

En cuanto a la resistencia química , el SBR es apto para aplicaciones generales que involucren sistemas acuosos a bajas temperaturas. El caucho nitrilo , combina las características de propósito general del SBR con una muy buena resistencia a las grasas e hidrocarburos alifáticos. El butilo posee una excelente resistencia química a una amplia gama de agentes químicos como ácidos, álcalis, algunas cetonas y aminas, aunque tiene poca resistencia a las grasas. La silicona se usa en un limitado número de aplicaciones aunque es el material más apto para hipoclorito de sodio y algunas aplicaciones en bajas temperaturas. Los fluoroelastómeros como el vitón son materiales más caros, pero

son los más apropiados para aceites a temperaturas altas (140°C) . Con una correcta formulación se los puede usar para ácido sulfúrico 98% a temperaturas de 100°C.

La sección transversal de la junta depende del modelo de placa. Pueden ser rectangulares , trapezoidales u ovaladas. Su ancho es generalmente de 5 a 15 mm . La altura de la junta antes de ser comprimida es del 15 al 50% mayor que su altura comprimida.

Las juntas van alojadas en una acanaladura que posee cada placa y pegada con cemento. El cemento debe ser tal que proporcione una buena unión durante el servicio y la apertura del equipo, pero debe poder ser removida fácilmente en los casos en que deba cambiarse la junta.

9-3-3 Marcos

Los marcos o cabezales pueden ser fundidos o construidos en chapa o perfilera de hierro. Su construcción es robusta , dado que deben soportar la fuerza resultante de la presión de los fluidos. Por ejemplo, una presión de 5 bar actuando sobre una superficie de 1m² ejerce una fuerza de 500000 N (aprox 50 toneladas) . En este caso, la fuerza que debe aplicarse para mantener unidas las placas es también

importante. Este esfuerzo es realizado por los tornillos de presión.

Por lo general uno de los cabezales es fijo y está unido al bastidor. El otro cabezal o marco, llamado también placa de presión , puede deslizarse guiada por el bastidor, cada vez que el equipo debe ser desarmado para su inspección o limpieza.(Ver Figura 9-17)

Resulta muy cómodo para desarmar el equipo, que todas las cañerías se encuentren conectadas al cabezal fijo, dejando a la placa de presión libre de conexiones. De este modo no es necesario desmontar cañerías para desarmar el intercambiador. Este tipo de

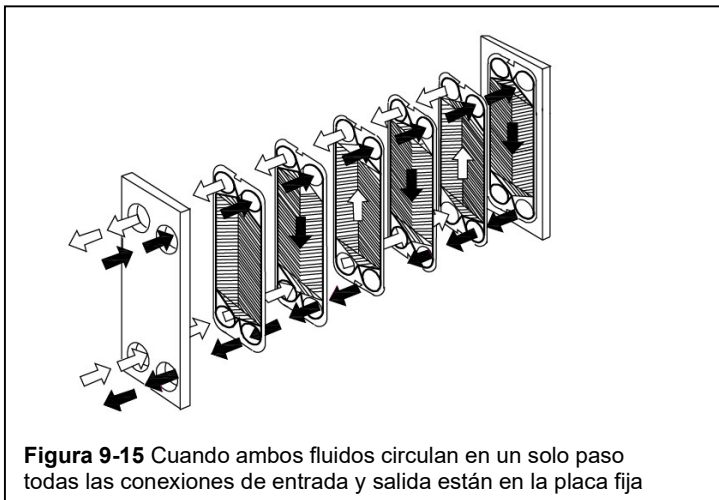


Figura 9-15 Cuando ambos fluidos circulan en un solo paso todas las conexiones de entrada y salida están en la placa fija

construcción, sin embargo, solo es posible cuando ambos fluidos realizan un solo paso por el equipo como

se muestra en la Figura 9-15.

En la figura 9-16 se muestran algunos modelos de bastidores.

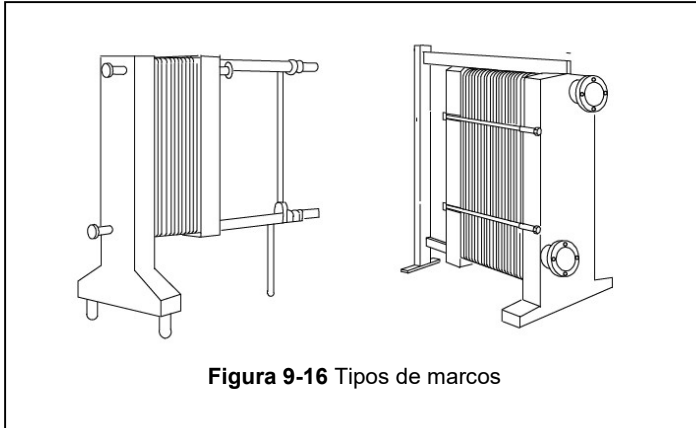


Figura 9-16 Tipos de marcos

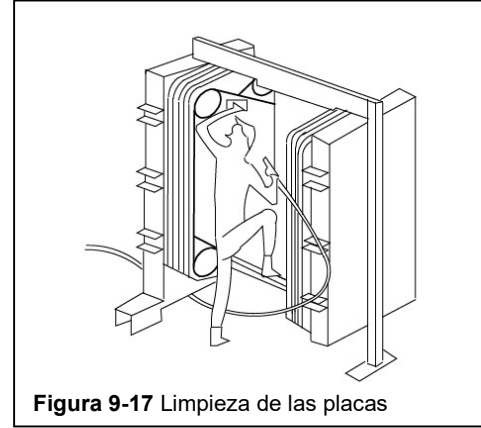


Figura 9-17 Limpieza de las placas

9.4 Ventajas y Limitaciones de los Intercambiadores de Placas.

9-4-1 Características Generales

El intercambiador de placas y juntas es un equipo apto para servicios en los que las condiciones de presión y temperatura sean moderadas. Fue inicialmente concebido para ser usado en la industria alimenticia en procesos de pasteurización. El equipo es totalmente desarmable para su limpieza como se muestra en la Figura 9-17, condición ésta exigida por la industria de la alimentación.

Este tipo de intercambiador presenta además la característica de ser ampliable, ya que pueden agregarse o quitarse placas de intercambio cuando el proceso lo requiera. Para ello basta con sobredimensionar un poco el bastidor y los tornillos de ajuste de modo que se pueda alojar un mayor número de placas que las originalmente previstas y proporcionar la fuerza de cierre requerida.

El mantenimiento es sumamente sencillo y la limpieza se efectúa por cepillado o con agua a presión. También la limpieza química es llevada a cabo muy eficazmente debido a la alta turbulencia que se logra en el equipo.

El cambio de juntas es también una operación simple de realizar, y si aparece corrosión en alguna placa simplemente se la cambia.

Una de las principales ventajas de los intercambiadores de placas deriva del hecho que son equipos prácticamente standard y los plazos de entrega suelen ser cortos.

Los intercambiadores de placas suelen tener coeficientes de transferencia mucho mayores que los intercambiadores tubulares y la superficie de transferencia es, por lo tanto, menor.

Además, dado que el equipo es compacto por naturaleza, suelen ocupar mucho menos espacio en planta que los de casco y tubo, sobre todo si se tiene en cuenta el espacio adicional que hay que prever para la limpieza y desarme de un intercambiador de casco y tubos.

Debido al reducido espacio que ocupan, estos equipos han encontrado un importante campo de aplicación en los circuitos de refrigeración de los motores de barcos, donde se los utiliza para refrigerar con agua de mar el agua del circuito primario, que a su vez enfría los cilindros del motor.

9-4-2 Límites Operativos

Las máximas temperaturas de trabajo están dadas por la resistencia de las juntas, tema que ya ha sido tratado. En cuanto a la máxima presión de trabajo, generalmente también está limitada por la posibilidad de lograr una buena estanqueidad en las juntas. Esto depende del tamaño de la placa, del modelo de bastidor y del número de placas que tenga el equipo, por lo que no pueden darse reglas generales. En algunos casos es posible operar a presiones tan altas como 30 bar, aunque lo usual es no utilizar este tipo de equipos en servicios de más de 10 bar de presión.

También con el tiempo, se han ido fabricando placas de mayor tamaño, y actualmente los

fabricantes informan de la existencia de placas capaces de manejar hasta 3600 m³/h de caudal (en general lo que limita el caudal máximo es el diámetro de las perforaciones de la placa que conforman los canales distribuidores

9-5 Intercambiadores de Placas Semisoldados y Soldados

Los intercambiadores de placas también pueden suministrarse en construcción semisoldada. Las placas se sueldan de a pares, y cada par está equipado con juntas que le permiten acoplarse con otros pares similares.

El conjunto resultante, permite el mantenimiento y limpieza de los canales de uno de los fluidos, mientras que los canales del segundo fluido están herméticamente soldados.

Este tipo de construcción se emplea en aquellos casos de fluidos críticos limpios en los que no se toleran pérdidas (por ejemplo NH₃ o cáusticos) mientras que el otro fluido es inocuo y requiere limpieza (por ejemplo agua de enfriamiento).

También es posible construir intercambiadores 100% soldados. En estos casos no es posible la limpieza de ninguno de los lados, pero se tiene un intercambiador sin juntas y sumamente económico.

TABLA 9-3 Coeficientes tipo de transmisión de calor

Servicio	Propiedades Físicas del producto η= viscosidad cinemática(m ² /s) ρ.c= Capacidad calorífica por u de volumen (J/m ³ .K) K=cond térmica (J/s.m.K)	Coeficiente de transferencia		Caída de presión específica m de columna líquida por unidad de transferencia
		placa de corrugación transversal W/m.K	corrugación en espina de pez W/m.K	
Agua a agua o vapor	η=0.6x10 ⁻⁶ ρ.c=4.18x10 ⁶ K=0.62	3100-3900	3000-3700	1.5-3
solución acuosa viscosa a agua o vapor	η=50x10 ⁻⁶ ρ.c=3.97x10 ⁶ K=0.39	1000-1200	700-800	11-20
aceite mineral a agua o vapor	η=50x10 ⁻⁶ ρ.c=2.09x10 ⁶ K=0.11	450-580	300-350	15-30
aceite mineral a aceite mineral	η=50x10 ⁻⁶ ρ.c=2.09x10 ⁶ K=0.11	210-270	120-190	18-40
aceite mineral a agua o vapor	η=100x10 ⁻⁶ ρ.c=2.09x10 ⁶ K=0.11	330-400	190-290	22-51
solvente orgánico a agua o vapor	η=1x10 ⁻⁶ ρ=2.09x10 ⁶ K=0.19	1850-2100	1500-1950	2.5-3
aceite vegetal a agua o vapor	η=100x10 ⁻⁶ ρ=2.09x10 ⁶ K=0.15	870-1000	810-930	7-10

9-6 Intercambiador de Placas vs Intercambiador de Casco y Tubos

La principal objeción que reciben los intercambiadores de placas y juntas es la posibilidad de fugas. Esto con frecuencia descalifica a este equipo en servicios con fluidos críticos y es una de las razones que han limitado su aceptación en la industria del petróleo y petroquímica.

En general es un equipo utilizado para presiones y temperaturas moderadas y fluidos inocuos. Estas condiciones son las que normalmente se encuentran en algunas industrias como la de alimentos, en las que, sumadas a la facilidad de limpieza explican la amplia aceptación de los intercambiadores de placas.

Por otra parte, en el caso de la industria de alimentos, es frecuente que las operaciones de

calentamiento deban ser llevadas a cabo procurando no someter a los productos a temperaturas muy altas o a tiempos de calentamiento excesivos para evitar descomposiciones o alteraciones de sabor.

El intercambiador de placas es muy apropiado para estos casos, debido a que al tener elevados coeficientes de transferencia permite trabajar con menores temperaturas de pared y además tiene más bajos tiempos de residencia.,

Cuando la decisión es una cuestión de costos, existen varios factores que pueden favorecer a uno u otro tipo de equipos. Uno de los factores más importantes es el material de construcción. Los intercambiadores de placas se fabrican por lo general en acero inoxidable como calidad mínima del material. Por lo tanto, en aquellos casos en que no existen problemas de corrosión, el intercambiador de caso y tubos se ve favorecido, ya que puede construirse con materiales más baratos. En cambio, si por razones de corrosión es necesario usar materiales especiales de alto costo, el intercambiador de placas resulta más económico por ser un equipo más liviano.

9-7 Coeficientes de Transmisión de Calor Típicos

Algunos valores típicos de coeficientes de transmisión de calor para intercambiadores de placa se incluyen en la Tabla 9-3.

También se incluyen valores de caída de presión específica, magnitud cuyo significado se explica más adelante

9-8 Correlaciones para la Transmisión de Calor y Pérdida de Carga

Tanto la velocidad de transmisión de calor como la caída de presión están fuertemente influenciados por la geometría de la placa y el diseño de las corrugaciones. Puesto que cada modelo de placa es exclusivo de un determinado fabricante, el diseño térmico de estos equipos es realizado siempre por la firma proveedora, la cual posee las correlaciones aplicables a los modelos que fabrica.

Por lo tanto, la adquisición de estos equipos se realiza siempre sobre la base de una especificación de proceso, en la que se establecen las temperaturas de entrada, salida, caudales y propiedades físicas de las corrientes, coeficientes de ensuciamiento y caída de presión admisible. Entonces el proveedor es quien selecciona un equipo capaz de cumplir con estas condiciones.

No obstante, se presentarán algunas correlaciones generalizadas que pueden ser útiles para analizar cambios operativos y evaluar la performance de estos equipos.

Número de Reynolds

Se puede definir para cada canal de intercambio un diámetro equivalente como

$$D_e = \frac{4 \times \text{Área de Flujo}}{\text{Perímetro de transferencia}} = \frac{4 \cdot b \cdot e}{2(e + b \cdot \phi_a)} \cong \frac{2 \cdot e}{\phi_a} \quad (9-8-1)$$

Siendo

b= ancho del canal

e= profundidad del canal

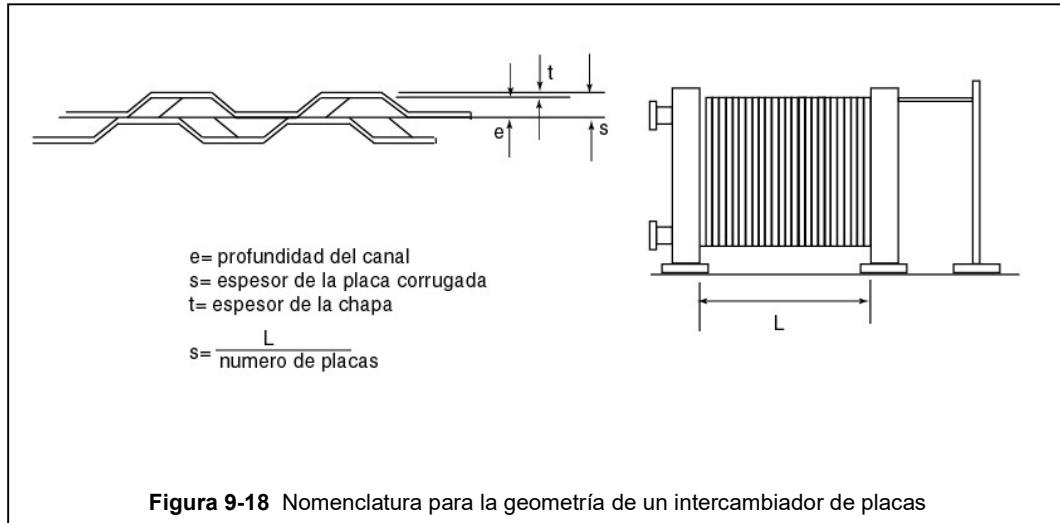
La profundidad del canal e es igual al espesor de la placa corrugada menos el espesor de la chapa con que está construida Ver Figura 9-18.

Dado que las placas se tocan unas con otras, el espesor de la placa corrugada puede obtenerse dividiendo la longitud del paquete de placas (que siempre figura en la información del proveedor) por el número de placas

ϕ_a = es un factor de multiplicación del área de transferencia debido a las corrugaciones de la placa.

Normalmente se encuentra comprendido entre 1.1 y 1.25. Este dato debería ser informado por el proveedor

(Ver ejemplo de cálculo al final de esta sección)



Se puede entonces definir un número de Reynolds como

$$Re = \frac{D_e \cdot v \cdot \rho}{\mu} = \frac{2 \cdot e \cdot v \cdot \rho}{\mu \cdot \phi_a} \quad (9-8-2)$$

La velocidad v es una velocidad nominal que se define como :

$$v = \frac{W}{\rho \cdot n_p \cdot b \cdot e} \quad (9-8-3)$$

Donde W = Caudal másico de fluido en el equipo (kg/s)
 ρ = Densidad (kg/m³)
 n_p = Número de canales en paralelo

Las velocidades típicas en intercambiadores de placas para fluidos acuosos son del orden de 0.3 a 0.9 m/s, aunque los valores reales en algunos sitios pueden ser mucho mayores debido al efecto de las corrugaciones.

Coefficientes Peliculares

Para un intercambiador de placas se definen los números adimensionales usuales en transferencia de calor

$$\text{Número de Nusselt} = Nu = \frac{h \cdot D_e}{k} \quad (9-8-4)$$

$$\text{Factor de Colburn} = J_H = \frac{Nu}{Re \cdot Pr^{0.33}} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (9-8-5)$$

En general los resultados pueden expresarse por medio de correlaciones de tipo $J_H = f(Re)$, donde la correlación depende del modelo de placa.

Uno de los factores que influyen mucho en la correlación es el ángulo de las corrugaciones de la placa.

En la Figura 9-19 se muestra un gráfico de J_H vs Re para placas con corrugaciones en espina de pez tomando como parámetro el ángulo de las corrugaciones. Este es un gráfico generalizado, que puede variar según el fabricante de la placa.

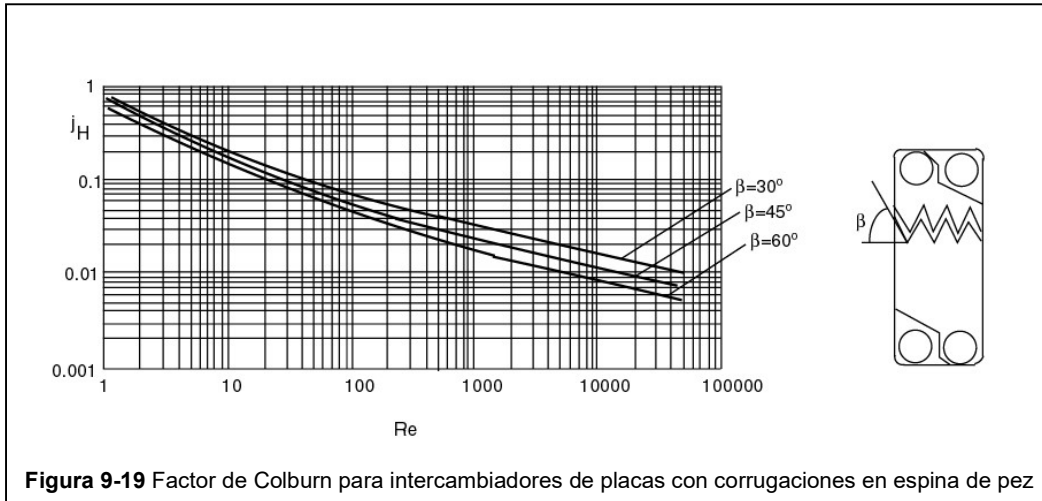


Figura 9-19 Factor de Colburn para intercambiadores de placas con corrugaciones en espina de pez

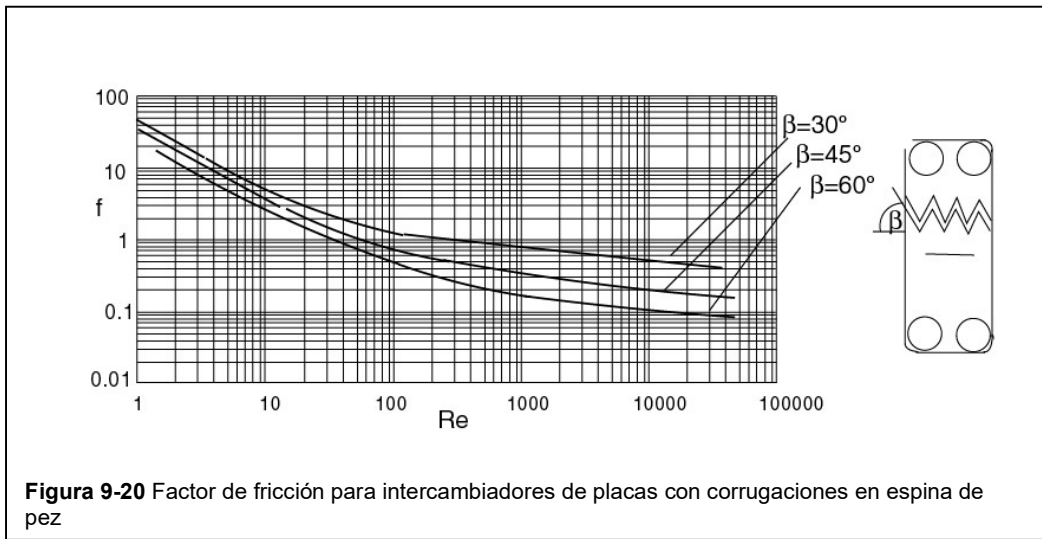


Figura 9-20 Factor de fricción para intercambiadores de placas con corrugaciones en espina de pez

Caída de presión

La pérdida de carga en los canales de un intercambiador de placas puede expresarse mediante un factor de fricción en la forma usual

$$\Delta p_{placas} = \frac{4 \cdot f \cdot L_e \cdot n_s \cdot \rho \cdot v^2}{2 \cdot D_e} \quad (9-8-6)$$

Siendo n_s el número de canales en serie y L_e la longitud efectiva del canal, que es la distancia diagonal entre las bocas de entrada y salida

El factor de fricción se correlaciona en función del número de Reynolds. El gráfico de la Figura 9-20 es una representación de f vs Re para distintos ángulos de corrugaciones para placas de tipo “espina de pez”

A esta caída de presión debe sumarse el Δp en los conductos de distribución, el que depende de la configuración de flujo. Conociendo la configuración es posible realizar una estimación de esta caída de presión utilizando elementos de cálculo de flujo en cañerías. Estimativamente puede considerarse 1.5 alturas de velocidad por cada paso, es decir

$$\Delta p_{conductos} = \frac{1.5 \cdot n_s \cdot G_c^2}{2 \cdot \rho} \quad (9-8-7)$$

Siendo:
$$G_c = \frac{4.W}{\pi.D_c^2} \quad (9-8-8)$$

Donde D_c es el diámetro del canal de distribución

Entonces $\Delta p_{intercambiador} = \Delta p_{placas} + \Delta p_{conductos}$

Si la pérdida de carga en el conducto de distribución es significativa, el caudal no se repartirá uniformemente entre todas las placas que conforman un mismo paso. Esta distribución no uniforme afectará el cálculo térmico. Los programas de diseño más avanzados tienen en cuenta este efecto y calculan la distribución de flujo entre las distintas placas .

9-9 Coeficiente de Corrección de DMLT

El cálculo del área de intercambio se realiza al igual que en los equipos de casco y tubo por medio de una expresión tipo

$$Q = U.A.\Delta T \quad (9-9-1)$$

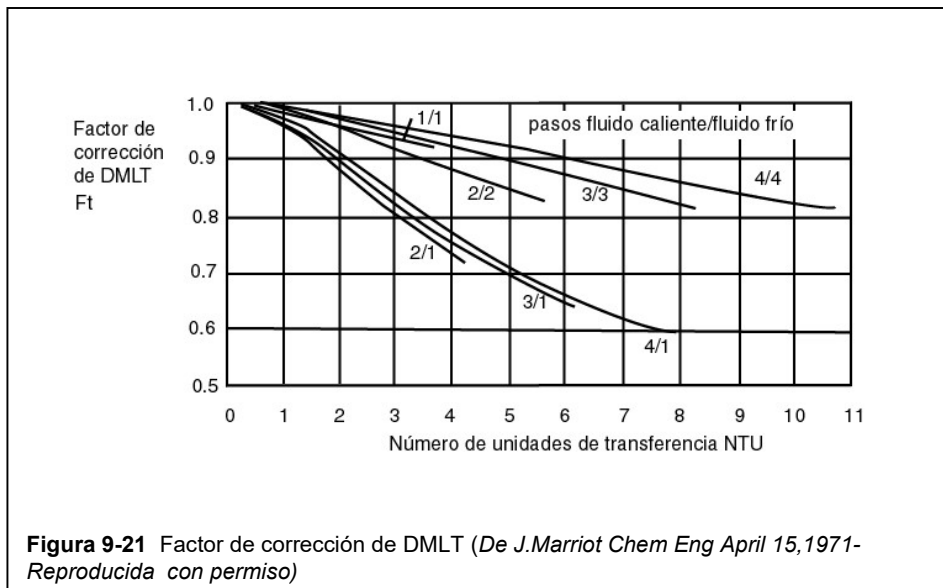
Donde
$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_c} + \frac{1}{h_h} + R_f \quad (9-9-2)$$

Y
$$\Delta T = MLDT \cdot F_t \quad (9-9-3)$$

El factor F_t o factor de corrección de DMLT tiene en cuenta la reducción de eficiencia producida por la parcial circulación en corriente paralela que tiene lugar cuando las configuraciones de flujo son distintas en ambas corrientes.

Las deducciones matemáticas de los factores F_t para algunas configuraciones se incluyen en la referencia2. Marriot¹ presenta un gráfico de F_t en función del número de unidades de transferencia para distintas configuraciones de intercambio (Figura 9-21)

Obsérvese que aún las configuraciones con igual número de pasos para ambas corrientes presentan un factor F_t menor que uno, lo cual se explicaría como resultados de efectos de borde y zonas estancas de la placa



9-10 Resistencias de Ensuciamiento

Las resistencias de ensuciamiento de los intercambiadores de placas suelen ser bastante menores que las de los equipos de casco y tubos.

Las razones son enumeradas por Marriot¹

- 1) El alto grado de turbulencia mantiene a los sólidos en suspensión
- 2) La superficie de transferencia tiene menor rugosidad. En algunos tipos se puede realizar pulido a espejo
- 3) No hay espacios muertos donde el fluido pueda estancarse como por ejemplo en la vecindad de los baffles de un intercambiador de casco y tubos
- 4) Dado que la placa es construida con materiales de mejor calidad, no hay depósitos de corrosión a los cuales la suciedad pueda adherirse.
- 5) Los altos coeficientes peliculares reducen la temperatura de la superficie del lado del fluido frío (por lo general el fluido frío es el más ensuciante)
- 6) Dado que las operaciones de limpieza pueden ser realizadas en forma simple y efectiva, el equipo se puede limpiar más a menudo.

Efectuar una correcta estimación de la resistencia de ensuciamiento de diseño resulta en los intercambiadores de placa de fundamental importancia. Esto se debe a que los coeficientes peliculares de estos equipos son muy elevados, lo cual hace que la resistencia de ensuciamiento sea con frecuencia la controlante, y tenga una incidencia muy directa en el costo del equipo.

Resulta entonces un error, a veces bastante costoso, especificar para los equipos de placa los mismos valores de R_f que los empleados en equipos tubulares.

En la siguiente tabla se indican algunos valores típicos de resistencias de ensuciamiento para intercambiadores de placas. La resistencia total se debe componer sumando las correspondientes a cada uno de los fluidos que participan del intercambio.

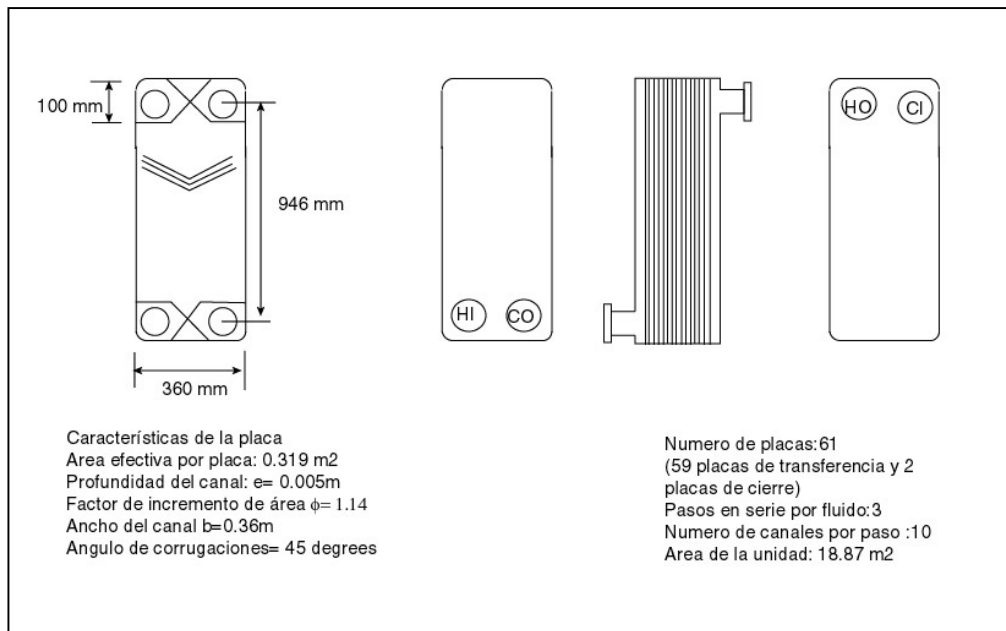
Tabla 9-4 Resistencias de Ensuciamiento para intercambiadores de placas ⁷ .	
Los valores están dados en h.m ² /Kcal. Para convertir a unidades SI se debe multiplicar por 0.86	
Agua fresca pura, condensado, etc	0.2- 0.5 x 10 ⁻⁴
Agua de lago, de río o mar	0.5 -1 x 10 ⁻⁴
Agua de desecho o incrustante	1 – 2 x 10 ⁻⁴
Acido acético	0.5 – 1 x 10 ⁻⁴
Acetona	0.5 – 1 x 10 ⁻⁴
Benceno	0.5 – 1 x 10 ⁻⁴
Tetracloruro de carbono	0.5 – 1 x 10 ⁻⁴
Difenilo (Dowtherm, etc)	0.5 – 1 x 10 ⁻⁴
Acetato de etilo	0.5 – 1 x 10 ⁻⁴
Eter etílico	0.5 – 1 x 10 ⁻⁴
Etanol	0.5 – 1 x 10 ⁻⁴
Etilen glicol 25% en peso	0.5 – 1 x 10 ⁻⁴
N Heptano	0.5 – 1 x 10 ⁻⁴
Metanol	0.5 – 1 x 10 ⁻⁴
Metil etil cetona	0.5 – 1 x 10 ⁻⁴
n-octano	0.5 – 1 x 10 ⁻⁴
Tolueno	0.5 – 1 x 10 ⁻⁴
CIH 96% en peso	0.5 – 1 x 10 ⁻⁴
Ac. Sulfúrico 30% en peso	Según material
Salmuera de cloruro de magnesio	Según material
Cerveza, leche	0.1 – 0.3 x 10 ⁻⁴
Vino	0.5 – 1 x 10 ⁻⁴
Solución de azúcar 17°Bx	1.5 – 2 x 10 ⁻⁴

Ejemplo 9-1

Para enfriar una corriente de 45000 kg/h de alcohol desde 55.4°C hasta 43°C se desea utilizar un intercambiador de placas con la configuración indicada en la figura

El enfriamiento se realizará con agua a 25 grados .La temperatura de salida del agua deberá ser 40°C
 Se admitirá una resistencia de ensuciamiento de 0.0001m²K/W para cada fluido
 Verificar si el equipo es apto y calcular las caídas de presión para cada fluido. Las propiedades físicas se indican en la tabla

	alcohol	agua
Cond Térmica (W/mK)	0.148	0.62
Viscosidad Kg/ms	0.65x10 ⁻³	0.75x10 ⁻³
Calor específico J/kgK	3400	4200
Densidad kg/m3	765	1000
Pr	15.4	5.16



Solución

Calor intercambiado = $W_h \cdot c_h \cdot (T_1 - T_2) = 45000/3600 \times 3400 \times (55.4 - 43) = 527000 \text{ W}$

Caudal de agua = $Q / (c_c \cdot (t_2 - t_1)) = 527000 / (4200(40 - 25)) = 8.36 \text{ kg/s} = 30096 \text{ kg/h}$

$a_s = \text{Área de flujo por canal} = e \cdot b = 0.005 \times 0.36 = 0.0018 \text{ m}^2$

Diámetro equivalente $D_e = 2 \cdot e / \phi = 2 \cdot 0.005 / 1.14 = 0.00877 \text{ m}$

	alcohol	agua
$W_1 = \text{Caudal por canal} = W/10 \text{ (kg/h)}$	4500	3009
Velocidad = $W_1 / (\rho \cdot a_s \cdot 3600)$	0.9	0.46
$Re = D_e \cdot v \cdot \rho / \mu$	9370	5400
j_H (gráfico)	0.012	0.0145
f	0.2	0.22
$h = j_H \cdot (k / D_e) \cdot Re \cdot Pr^{0.33}$	4640	9600
$\Delta p_{\text{placas}} = \frac{4 \cdot f \cdot n_s \cdot \rho \cdot v^2}{2} \left(\frac{L_c}{D_c} \right)$	80208 N/m2	30128 N/m2
Área de flujo de los conductos de distribución = $\pi \cdot D_c^2 / 4 \text{ m}^2$	0.00785	0.00785
Densidad de flujo másico en conductos distribución $G_c \text{ (kg/s.m}^2\text{)}$	1592	1061
$\Delta p_{\text{conductos}} = \frac{1.5 n_s \cdot G_c^2}{2 \cdot \rho}$	7454	2532
$\Delta p \text{ total}$	87662	32660

Con la configuración de bocas indicada en la figura la disposición es en contracorriente

$$DMLT = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \frac{(T_1 - t_2)}{(T_2 - t_1)}} = \frac{(55.4 - 40) - (43 - 25)}{\ln \frac{15.4}{18}} = 16.7^\circ\text{C}$$

$$U = \left(\frac{1}{h_c} + \frac{1}{h_h} + R_{f1} + R_{f2} \right)^{-1} = \left(\frac{1}{4640} + \frac{1}{9600} + 2 \times 0.0001 \right)^{-1} = 1900$$

$$Q = U \cdot A \cdot DMLT = 1900 \times 18.87 \times 16.7 = 599000 \text{ W}$$

El equipo presenta un sobrediseño de aproximadamente 13%.

9-11 Número de Unidades de Transferencia y Caída de Presión Específica.

Tanto el factor de fricción como el coeficiente de transferencia son funciones del número de Reynolds. Cuando se comparan distintas placas para un mismo servicio, puede ocurrir que alguna de ellas ofrezca mejores valores de J_H que otras para un mismo valor de Re , por lo que puede aparecer como más atractiva. Pero podría ocurrir que, a ese valor de Re , la caída de presión sea excesiva, lo cual obligue a trabajar con velocidades menores. Es decir que la comparación entre diferentes placas no puede hacerse a igual Reynolds.

Resulta más útil, correlacionar los datos recurriendo a otros parámetros que son el número de unidades de transferencia (NTU) y la caída de presión específica ϵ .

El número de unidades de transferencia de un intercambiador ya ha sido definido en relación con los intercambiadores de casco y tubos. Para el caso de un intercambiador de placas la definición es la misma, o sea:

$$NTU = \frac{U \cdot A}{(W \cdot c)_{\min}} \quad (9-11-1)$$

La caída de presión específica de cada una de las corrientes se define como el cociente entre la caída de presión y el número de unidades de transferencia, es decir:

$$\epsilon_h = \frac{\Delta p_h}{NTU} \quad \epsilon_c = \frac{\Delta p_c}{NTU} \quad (9-11-2)$$

Donde Δp_h y Δp_c son las caídas de presión para las corrientes caliente y fría respectivamente. Para poder comparar el funcionamiento de distintos intercambiadores, el análisis debe realizarse siempre sobre los mismos fluidos.

Entonces, si las propiedades físicas de los fluidos son constantes, el coeficiente de transferencia será una función exclusiva de las velocidades y de la geometría del equipo.

Si la configuración del intercambiador se diseña de tal modo que las velocidades de ambos fluidos sean parecidas (cosa que normalmente ocurre en los intercambiadores de placas), entonces, para cada geometría, el coeficiente U será función de esta velocidad, es decir

$$U = U_{(v)}$$

Donde el subíndice indica la dependencia funcional

Puesto que el área del equipo puede expresarse como

$$A = A_p \cdot n_p \cdot n_s \quad (9-11-3)$$

(siendo A_p el área de cada placa)

$$W = \rho \cdot v \cdot n_p \cdot b \cdot e \quad (9-10)$$

$$\text{Será:} \quad NTU = \frac{U_{(v)} \cdot A_p \cdot n_s}{(\rho \cdot v \cdot c)_{\min} \cdot b \cdot e} \quad (9-11-4)$$

Y entonces

$$\frac{NTU}{n_s} = \varphi_{(v)} \quad (9-11-5) \quad \text{para cada modelo de placa}$$

Del mismo modo

$$\varepsilon = \frac{\Delta p}{NTU} = \frac{4.f.1/2.\rho.v^2.L.n_s}{\varphi_{(v)}.n_s} = \varepsilon_{(v)} \quad (9-11-6)$$

Es decir que ε también es función de la velocidad para cada modelo de placa. Se puede por lo tanto, utilizar el parámetro ε para correlacionar los datos de los intercambiadores en lugar de usar la velocidad.

Los proveedores de equipos pueden disponer de curvas de ε vs v para los distintos modelos de placa. Estas curvas se usan para preseleccionar una unidad para realizar un determinado servicio.

Puesto que la caída de presión específica puede calcularse para cada servicio con los datos de proceso (pues $NTU = Q/\Delta T$ media), con dichas curvas el fabricante deberá seleccionar para cada modelo de placa, las velocidades de circulación que permitan lograr la caída de presión específica requerida. Esto permite definir el número de placas en paralelo de cada paso, calcular el valor de U y seleccionar la cantidad de pasos en serie a través de la Ecuación 9-11-6

Nomenclatura

A =	Area total de intercambio (m ²)
A _p =	Area de intercambio de cada placa (m ²)
b =	Ancho del canal (m)
c =	Calor específico (J/kg.K)
D _c =	Diámetro del canal de distribución (m)
D _e =	Diámetro equivalente del canal (m)
e =	Profundidad del canal (m) (ver Figura 9-18)
f =	Factor de fricción (adimensional)
F _t =	Factor de corrección de DMLT (adimensional)
h =	Coficiente pelicular (J/sm ² K)
J _H =	Factor de Colburn (adimensional)
k =	Conductividad térmica (J/smK)
L _e =	Longitud efectiva de la placa (m)
n _p =	Número de canales en paralelo por cada paso
n _s =	Número de pasos
s =	espesor de la placa corrugada (m) (ver Figura 9-18)
t=	espesor de la chapa (m)
v =	velocidad (m/s)
W=	Caudal másico (kg/s)
ρ =	Densidad (kg/m ³)
μ =	viscosidad (kg/ms)
β =	ángulo de las corrugaciones (grados)
ε =	Caída de presión específica (N/m ²)
Φ _a =	Factor de corrección de área por efecto de las corrugaciones (adim)
φ=	Número de unidades de transferencia por cada paso

Bibliografía

- (1) J.Marriot " *Where and how to use plate heat exchangers*" Chem . Eng. Mayo 5,-1971 p.127
- (2) Buonopane R, Troupe R.A y Morgan J.C " *Heat Transfer Design Method for Plate Heat Exchangers*" Chem. Eng . Progr. Vol 59, N° 7 p 57-61, 1963
- (3) Watson E.L , Mc Killop A.A , Dunkley W.I, Perry R.L " *Plate Heat Exchangers, Flow Characteristics*" Ind. Eng Chem Vol 52 N°9 p 733-739, 1960
- (4) *Thermal Handbook* - Publicado por Alfa Laval - Sweden
- (5) *Heat Transfer Handbook Design and Application of Parafllow Heat Exchanger*- Publicado por APV Company, New York
- (6) Usher, J. " *Evaluating Plate Heat Exchangers*" in " *Process Heat Exchange*", Mc Graw Hill, New York 1979
- (7) Cowan C.T " *Choosing Materials of Construction for Plate Heat Exchangers*" in " *Process Heat Exchange*", Mc Graw Hill, New York 1979
- (8) Cross " *Preventing Fouling in Plate Heat Exchangers*" in " *Process Heat Exchange*", Mc Graw Hill, New York 1979

Esta página fue deliberadamente dejada en blanco

10- Condensación de Vapores

10-1 Mecanismos de la Condensación

Se llama condensación al proceso por el cual un vapor se transforma en un líquido. Para que tenga lugar la condensación es preciso extraer calor a la masa de vapor con algún medio refrigerante.

Si el vapor es una sustancia pura, mientras no cambie la presión el proceso tiene lugar en forma isotérmica. La temperatura del proceso es la temperatura de saturación del vapor para la presión a la que se encuentra.

En este caso, la cantidad de calor que se debe extraer por unidad de masa para lograr la condensación de un vapor saturado es el calor latente de condensación λ .

Cuando el proceso de condensación tiene lugar en forma continua (Figura 10-1) el balance entálpico del proceso se expresa como:

$$Q = W_h \cdot (i_2 - i_1) \quad (10-1-1)$$

La diferencia de entalpías en este caso es el calor de condensación λ , por lo tanto

$$Q = W_h \lambda_h = W_c c_c (t_2 - t_1) \quad (10-1-2)$$

En este caso, se ha supuesto que el medio refrigerante es un fluido que intercambia calor sensible. Podría ocurrir también que se utilice como medio refrigerante un fluido que efectúe el cambio de fase inverso, es decir que extraiga calor al fluido que se quiere condensar, sufriendo a su vez, una vaporización. (este es el caso de la evaporación del amoníaco o el propano en los ciclos frigoríficos). En este caso, el balance entálpico del equipo será:

$$Q = W_h \lambda_h = W_R \lambda_R \quad (10-1-3)$$

Donde el subíndice R se refiere al refrigerante.

Se ha supuesto en las expresiones anteriores, que el fluido a condensar es una sustancia pura que ingresa al equipo en condiciones de saturación. Si en cambio el vapor está sobrecalentado, será necesario extraer del mismo una cantidad adicional de calor para llevarlo a su estado de saturación, y será:

$$Q = W_h (i_2 - i_1) = W_h c_{h,v} (T_1 - T_s) + W_h \lambda_h \quad (10-1-4)$$

Donde $c_{h,v}$ es el calor específico del fluido caliente al estado de vapor, T_1 es la temperatura de entrada al equipo, T_s es la temperatura de saturación y λ_h el calor de condensación a la temperatura de saturación.

Al primer sumando del miembro derecho de la Ecuación (10-1-4), se lo llama calor sensible (está asociado a una variación de temperatura) mientras que al segundo sumando se lo llama calor latente.

Si el vapor a condensar no es una sustancia pura, sino que se trata de una mezcla de vapores, la condensación ya no tiene lugar en forma isotérmica, sino que existe un rango de temperaturas en el que pueden coexistir vapor y líquido. Este rango de temperaturas se extiende entre la llamada temperatura de rocío (formación de la primera gota de condensado) y temperatura de burbuja (temperatura a la que se logra la condensación de toda la mezcla).

Las temperaturas de burbuja y de rocío de una mezcla dependen de su composición. En la Figura 10-2, se representa un diagrama de temperatura de condensación vs composición para una mezcla binaria. En dicho diagrama se representa la evolución de un vapor que se enfría a partir de una temperatura T_1 . Cuando se alcanza la temperatura de rocío T_R , comienza la condensación. A partir de allí, la composición de la fase vapor, a medida que la temperatura sigue descendiendo, pasa por los puntos A, A', A'', mientras que la composición del líquido condensado va evolucionando por los puntos C, C', C'' etc.

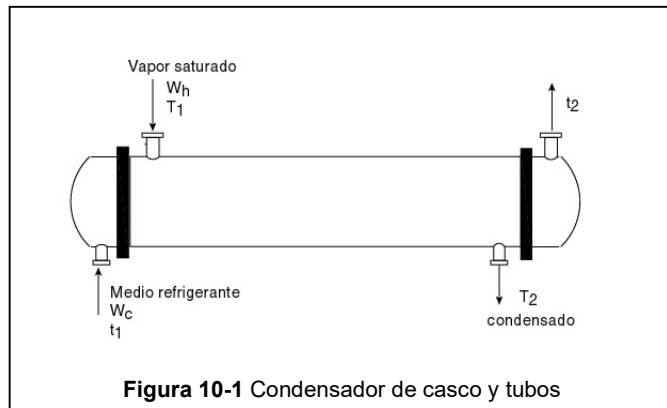


Figura 10-1 Condensador de casco y tubos

Cuando se alcanza la temperatura T_B , (temperatura de burbuja), la condensación se ha completado, y la composición del líquido C''' coincidirá con la composición original del vapor.

Se ve entonces, que existe un rango de temperaturas para la condensación de la mezcla, que se extiende entre las temperaturas de rocío y de burbuja.

El balance de calor del equipo, siempre se expresa con la Ecuación (10-1-1), donde i_1 será la entalpía de ingreso al equipo e i_2 la entalpía de salida, (que puede corresponder al punto de burbuja o aún más bajo si se subenfria el condensado). Ambas entalpías se evalúan a las temperaturas que correspondan a la evolución del fluido durante el proceso.

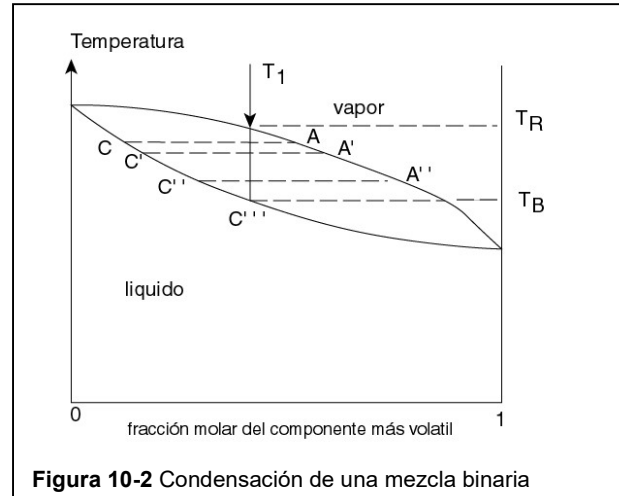


Figura 10-2 Condensación de una mezcla binaria

Condensación en Gotas y en Película.

Para condensar un vapor es necesario extraer calor del mismo. Esta extracción de calor se realiza con un medio refrigerante, que debe estar a una temperatura más baja que la del vapor a condensar. Ambos medios, vapor y refrigerante, se encuentran separados por una pared sólida que se encontrará por lo tanto, a una temperatura intermedia entre las de ambos fluidos.

Para que pueda ocurrir la condensación, es necesario que la temperatura de la pared sea menor que la temperatura de rocío del vapor para la presión a la que éste se encuentra.,

La condensación de un vapor sobre una superficie fría puede tener lugar por dos mecanismos que son la condensación en gotas y la condensación en película.

El primer mecanismo se produce cuando el condensado no tiene mucha afinidad superficial por la pared sólida. El vapor condensa en forma de pequeñas gotitas que aparecen sobre la superficie. Estas gotas comienzan a actuar como centros de nucleación para la condensación de más vapor., Y aumentan de tamaño. Cuando el peso de las gotitas vence las fuerzas de atracción interfacial, la gota se desprende y cae. Entonces la superficie queda limpia y el fenómeno recomienza.

El segundo caso es el de la condensación en película. Supongamos una superficie plana vertical fría en contacto con un vapor (Figura 10-3). En el mecanismo de condensación en película, el vapor condensa sobre la superficie fría formando una película continua sobre la misma. Esta película desciende por acción de la gravedad y el líquido escurre hacia abajo. Pero a medida que se produce el escurrimiento, más fluido se va incorporando a la película como consecuencia de la condensación del vapor.

El espesor de la película se va incrementando hacia abajo como consecuencia de la incorporación de mayor cantidad de condensado.

Todo el calor de condensación debe ser retirado por el medio refrigerante que se encuentra del otro lado de la superficie sólida. Es decir que el calor de condensación entregado por el vapor a la interfase vapor líquido, debe atravesar la película de condensado para pasar al refrigerante.

Esto significa que la película de condensado, constituye una resistencia adicional a la transmisión del calor.

Los coeficientes de transferencia de calor para la condensación en película, son por lo tanto menores que los de condensación en gotas. Sin embargo, la mayor parte de los fluidos forma películas de condensado.

La condensación en gotas, además, cuando se produce, suele ser un fenómeno inestable, que se transforma en condensación en película de un modo difícil de predecir.

Por lo tanto, dado que no puede garantizarse la condensación en gotas, lo que suele hacerse es diseñar siempre basándose en la hipótesis que la condensación es en película lo cual supone asumir una actitud conservadora.

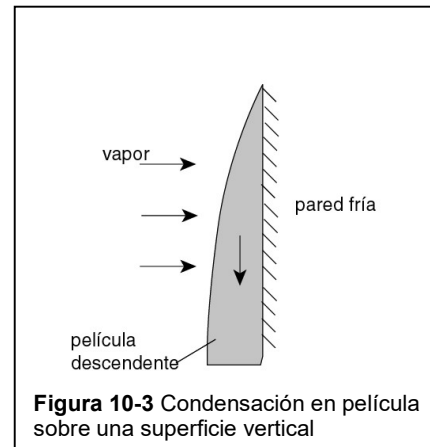


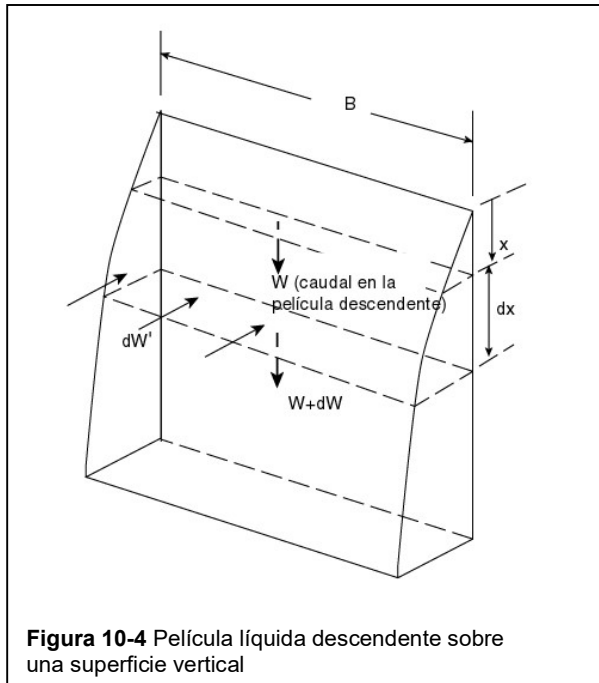
Figura 10-3 Condensación en película sobre una superficie vertical

10-2 Condensación de Vapores Puros

10-2-1 Condensación en Película. Teoría de Nusselt

Supongamos una placa vertical fría a temperatura T_w . La placa se encuentra en contacto con un vapor puro saturado a temperatura T_v .

El vapor condensará sobre la superficie formando una película de condensado como se indica en la Figura 10-4



Puesto que se va incorporando cada vez más fluido a la película, el caudal de líquido en la película a una distancia $x+dx$ del borde superior de la placa es mayor que el caudal a una distancia x del mismo.

La diferencia corresponde a la cantidad de vapor que condensa sobre la superficie $B \cdot dx$ en la unidad de tiempo.

Si la masa que condensa sobre la superficie $B \cdot dx$ en la unidad de tiempo es designada como dW' , podemos definir una densidad de flujo de vapor hacia la superficie como

$$J = \frac{dW'}{B \cdot dx} \quad (\text{kg/s.m}^2) \quad (10-2-1)$$

Si llamamos W al caudal de condensado en la película (kg/s) será:

$$W|_{x+dx} - W|_x = dW' = J \cdot B \cdot dx \quad (10-2-2)$$

Por lo tanto:

$$dW = dW' = J \cdot B \cdot dx \quad (10-2-3)$$

El modelo que se desarrollará a continuación se debe a Nusselt¹ y está basado en las siguientes hipótesis:

- 1) El vapor está saturado y el calor que cede a la superficie fría es sólo calor latente
- 2) La película de condensado desciende por gravedad en régimen laminar. Se supone que la velocidad del vapor es pequeña, de manera que el mismo no ejerce ningún efecto de arrastre sobre la película. Dicho de otro modo, el esfuerzo de corte en la interfase líquido vapor es nulo.
- 3) En la interfase vapor líquido existe un equilibrio termodinámico. Es decir que la temperatura de la película de condensado en la interfase es también T_v . Esto significa que no existe ninguna resistencia a la transmisión de calor en la fase gaseosa
- 4) El vapor condensa sobre la interfase y entrega a la película su calor de condensación. Este calor se debe transmitir a la superficie fría (y por supuesto al refrigerante que está del otro lado) a través de la película de condensado. Se supone que el calor se transmite a través de la película por conducción.

Puesto que las temperaturas en los extremos de la película son T_v (en la interfase con el vapor) y T_w (sobre la superficie sólida), el gradiente de temperatura que provoca la transmisión de calor es $(T_v - T_w) / \delta_{(x)}$, siendo $\delta_{(x)}$ el espesor de la película, que es función de la posición x .

Coficiente Pelicular de Transmisión de Calor por Condensación

Cuando una masa por unidad de tiempo dW' condensa sobre la película, entrega a ésta una cantidad de calor por unidad de tiempo dQ dada por

$$dQ = dW' \cdot \lambda \quad (10-2-4)$$

Esta cantidad de calor se entrega en una superficie de película

$$dA=B.dx \quad (10-2-5)$$

Y debe transmitirse por conducción a través de la película. Aplicando la ley de Fourier para la conducción se tiene:

$$dQ=k_L \frac{(T_v-T_w)}{\delta_{(x)}} dA \quad (10-2-6)$$

Y la densidad de flujo de calor

$$q=\frac{dQ}{dA}=\lambda \frac{dT}{dx}=\lambda \cdot J=\frac{k_L}{\delta_{(x)}}(T_v-T_w) \quad (10-2-7)$$

Vemos que, siendo el espesor de la película, una función de la posición, la densidad de flujo de calor también lo será.

Definiremos el coeficiente pelicular local de condensación como

$$q_{(x)}=h_{(x)}(T_v-T_w) \quad (10-2-8)$$

Comparando (10-2-7) y (10-2-8)

$$h_{(x)}=\frac{k_L}{\delta_{(x)}} \quad (10-2-9)$$

Vale decir que si conocemos el espesor de la película en una determinada posición, puede calcularse el coeficiente pelicular local por la simple expresión (10-2-9). En lo que sigue se tratará de obtener analíticamente la función matemática que permite calcular el espesor de la película en cada punto.

Perfil de Velocidad en una Película Descendente

La película de condensado desciende por acción de la gravedad. En cada punto de la película, el fluido tiene una velocidad que depende de la posición. En la Figura 10-5 se muestra la forma del perfil de velocidades en una sección de la película.

En contacto con la pared sólida, la velocidad es nula. Se supondrá, de acuerdo con las hipótesis enunciadas por Nusselt, que la velocidad de la película en la interfase con el vapor no es afectada por la presencia de éste. Es decir que no existe transferencia de cantidad de movimiento entre el vapor y la película de condensado. Esto significa que el perfil de velocidades tendrá pendiente nula en la interfase.

Supongamos un elemento de volumen perteneciente a la película de condensado como el que se indica en la Figura 10-5.

Puesto que existe un gradiente de velocidad en la película, aparecerán en ésta esfuerzos de tensión τ_{xy} como los que se indican. El elemento de volumen se encontrará en equilibrio por la acción de dichos esfuerzos de tensión y de su propio peso.

De este modo, las fuerzas actuantes sobre el elemento de volumen son

- a) Fuerza provocada por el esfuerzo de tensión en la cara derecha

$$-\tau_{yx}\Delta_x\Delta_z$$

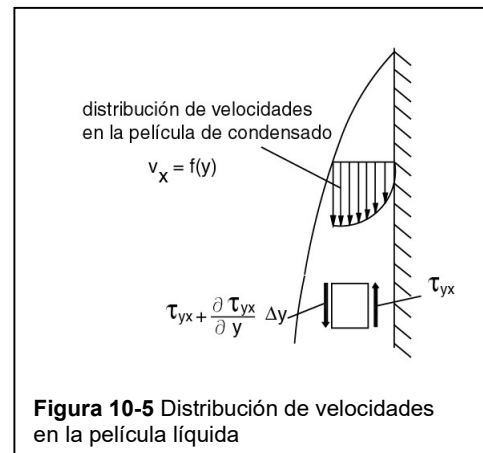
- b) Fuerza provocada por el esfuerzo de tensión en la cara izquierda

$$\left[\tau_{yx} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} \Delta y \right] \Delta x \Delta z$$

- c) Peso del elemento de volumen

$$\rho \cdot g \cdot \Delta x \Delta y \Delta z$$

Será entonces



$$\rho \cdot g \cdot \Delta x \Delta y \Delta z + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} \Delta x \Delta y \Delta z = 0 \quad (10-2-10)$$

$$\therefore \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} = -\rho \cdot g \quad (10-2-11)$$

Integrando

$$\tau_{yx} = -\rho \cdot g \cdot y + C1 \quad (10-2-12)$$

puesto que para $y = \delta_{(x)}$ es $\tau_{yx} = 0$

$$\therefore \tau_{yx} = \rho \cdot g (\delta_{(x)} - y) \quad (10-2-13)$$

(obsérvese que si bien $\delta_{(x)}$ es una función de x , resulta constante para la integración sobre y)

Como
$$\tau_{yx} = \mu \frac{dv_x}{dy} \quad (10-2-14)$$

Resulta
$$dv_x = \frac{\rho g (\delta_{(x)} - y)}{\mu} dy \quad (10-2-15)$$

Integrando nuevamente
$$v_x = \frac{\rho \cdot g \cdot y \cdot \delta_{(x)}}{\mu} - \frac{\rho \cdot g \cdot y^2}{2 \cdot \mu} + C2 \quad (10-2-16)$$

Para $y=0$, $v=0 \therefore C2=0$ luego

$$v_x = \frac{\rho \cdot g \cdot y \cdot \delta_{(x)}}{\mu} - \frac{\rho \cdot g \cdot y^2}{2 \cdot \mu} \quad (10-2-17)$$

Esta es la expresión del perfil de velocidades en la película para una sección de la misma en la que el espesor es $\delta_{(x)}$.

La velocidad media en esa sección será:

$$\begin{aligned} \bar{v} &= \frac{1}{\delta_{(x)}} \int_0^{\delta_{(x)}} v_x \cdot dy = \frac{1}{\delta_{(x)}} \int_0^{\delta_{(x)}} \left(\frac{\rho \cdot g \delta_{(x)} \cdot y}{\mu} - \frac{\rho \cdot g \cdot y^2}{2\mu} \right) \cdot dy = \\ &= \frac{1}{\delta_{(x)}} \left(\frac{\rho \cdot g \delta_{(x)}^3}{2\mu} - \frac{\rho \cdot g \cdot \delta_{(x)}^3}{6\mu} \right) = \frac{1}{3} \frac{\rho \cdot g \delta_{(x)}^2}{\mu} \end{aligned} \quad (10-2-18)$$

Espesor de la Película de Condensado

El caudal de condensado en una sección de la película es

$$W = \rho \cdot \bar{v} \cdot B \cdot \delta_{(x)} \quad (10-2-19)$$

La variación en el caudal másico al pasar de una sección x a una sección $x+dx$ será

$$dW = d(\rho \cdot \bar{v} \cdot \delta_{(x)} \cdot B) = d \left(\frac{\rho^2 \cdot g \cdot \delta_{(x)}^3 \cdot B}{3\mu} \right) = \frac{\rho^2 \cdot g \cdot \delta_{(x)}^2 \cdot B}{\mu} d\delta_{(x)} \quad (10-2-20)$$

Pero según (10-2-3) $dW = dW' = J \cdot B \cdot dx$, luego

$$J \cdot dx = \frac{\rho^2 \cdot g \cdot \delta_{(x)}^2}{\mu} d\delta_{(x)} \quad (10-2-21)$$

$$\text{pero } J = \frac{q}{\lambda} = \frac{k(T_v - T_w)}{\delta_{(x)} \cdot \lambda} \quad (10-2-22)$$

$$\therefore \frac{k}{\delta_{(x)}} \frac{(T_v - T_w)}{\lambda} dx = \frac{\rho^2 \cdot g \cdot \delta_{(x)}^2 \cdot d\delta_{(x)}}{\mu} \quad (10-2-23)$$

$$\therefore \frac{k(T_v - T_w)}{\lambda} dx = \frac{\rho^2 \cdot g \cdot \delta_{(x)}^3 \cdot d\delta_{(x)}}{\mu} \quad (10-2-24)$$

La ecuación (10-2-24) es una ecuación diferencial que puede integrarse para obtener la función $\delta(x)$ como función de la posición x . La integración se realiza con las siguientes condiciones de borde:

Cuando $x = 0$ $\delta(x) = 0$

Cuando $x = x$ (genérico) $\delta(x) = \delta(x)$

Se obtiene:

$$\delta_{(x)} = \left(\frac{4 \cdot k \cdot \mu \cdot (T_v - T_w) \cdot x}{\rho^2 \cdot g \cdot \lambda} \right)^{1/4} \quad (10-2-25)$$

Esta ecuación da el espesor de la película en la posición x

Coefficiente de Condensación

Según la Ecuación (10-2-9), el coeficiente local de condensación será

$$h_{(x)} = \frac{k}{\delta_{(x)}} = \left(\frac{k^3 \cdot \rho^2 \cdot g \cdot \lambda}{4 \cdot \mu \cdot \Delta T \cdot x} \right)^{1/4} \quad (10-2-26)$$

En la práctica, lo que interesa no es el valor local del coeficiente de condensación sino el valor promedio para toda la superficie. Vale decir que si se tiene una placa vertical de altura L se puede definir un coeficiente medio a través de

$$Q = h \cdot A \cdot (T_v - T_w) \quad (10-2-27)$$

Donde Q es la cantidad de calor transferida en toda la superficie de la placa

Para un elemento de superficie $dA = B \cdot dx$ será

$$dQ = h_{(x)} (T_v - T_w) B \cdot dx \quad (10-2-28)$$

$$\begin{aligned} \text{luego } Q &= \int_A dQ = \int_A h_{(x)} (T_v - T_w) B \cdot dx = \\ &= \left(\frac{k^3 \rho^2 g \lambda \Delta T^3}{4 \mu} \right)^{1/4} \int_A \frac{dx}{x^{1/4}} B \end{aligned} \quad (10-2-29)$$

Recordando que

$$\int \frac{dx}{x^{1/4}} = \frac{4}{3} x^{3/4} \quad (10-2-30)$$

$$\text{será } Q = \frac{4^{3/4}}{3} \left(\frac{k^3 \cdot \rho^2 \cdot \lambda \cdot \Delta T^3 \cdot L^3}{\mu} \right)^{1/4} B \quad (10-2-31)$$

Luego, según la definición de (10-2-27)

$$h = \frac{Q}{A \cdot \Delta T} = \frac{Q}{L \cdot B \cdot \Delta T} = \frac{4^{3/4}}{3} \left(\frac{k^3 \rho^2 \lambda g}{\mu \cdot \Delta T \cdot L} \right)^{1/4} \quad (10-2-32)$$

Es decir:

$$h = 0.943 \left(\frac{k^3 \rho^2 \lambda g}{\mu L \Delta T} \right)^{1/4} \quad (10-2-33)$$

La Ecuación (10-2-33) es la expresión final que permite calcular el coeficiente medio de transferencia de calor para la condensación de un vapor saturado a temperatura T_v sobre una superficie vertical a temperatura T_w (siendo $\Delta T = T_v - T_w$), en función de las propiedades físicas del condensado y la altura de la placa.

La expresión también puede aplicarse para la condensación sobre tubos verticales.

Se puede demostrar que si la condensación tiene lugar sobre una superficie inclinada, cuya normal forma un cierto ángulo α con la vertical (ver Figura 10-6) el coeficiente de condensación será:

$$h = 0.943 \left(\frac{k^3 \rho^2 \lambda g \cdot \sin \alpha}{\mu L \Delta T} \right)^{1/4} \quad (10-2-34)$$

Puede deducirse fácilmente esta expresión si se tiene en cuenta al hacer la deducción del perfil de velocidades en la película, que la componente de la aceleración de la gravedad en la dirección del movimiento es $g \cdot \sin \alpha$ en lugar de g .

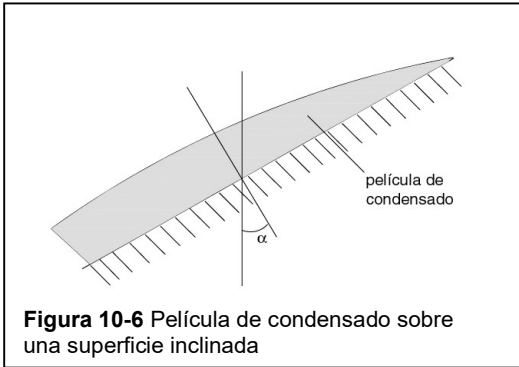


Figura 10-6 Película de condensado sobre una superficie inclinada

Condensación en el Exterior de Tubos Horizontales

Cuando un vapor condensa sobre la superficie exterior de un tubo horizontal, también forma una película de condensado sobre el mismo, y puede plantearse un modelo similar al desarrollado para superficies verticales.

La deducción es algo más compleja debido a la geometría del sistema y no será desarrollada aquí. (ver D. Kern Procesos de Transferencia de Calor).

La expresión final que se obtiene es:

$$h = 0.725 \left(\frac{k^3 \rho^2 \lambda g}{\mu D_o \Delta T} \right)^{1/4} \quad (10-2-35)$$

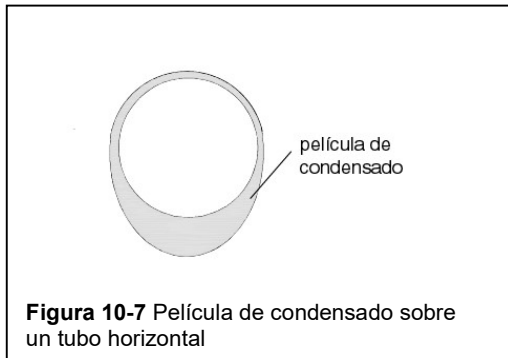


Figura 10-7 Película de condensado sobre un tubo horizontal

Expresiones tipo Colburn

Las expresiones (10-2-34) y (10-2-35) son llamadas ecuaciones de Nusselt. Las mismas pueden ser escritas en función de números adimensionales para obtener las llamadas ecuaciones de Colburn

Estas ecuaciones se expresan en función de un número de Reynolds para la película de condensado. Veremos cual es la expresión del número de Reynolds de la película para las geometrías más usuales

a) Condensación sobre una placa vertical

Supongamos hacer un corte transversal de la película de condensado en el extremo inferior de la misma como se muestra en la Figura 10-8. Vemos que la sección de flujo en la parte inferior de la película tiene un área $B \cdot \delta f$, siendo δf el espesor de la película en su extremo inferior.

La cantidad total de vapor que condensa por unidad de tiempo en toda la película es W_f (kg/s). La cantidad de calor transferida por unidad de tiempo será entonces

$$Q = W_f \cdot \lambda \quad (10-2-36)$$

(Nótese que W_f es el caudal en la sección inferior de la película)

Se puede definir un diámetro equivalente para la película como:

$$D_{eq} = \frac{4 \text{ Área de flujo}}{\text{Perímetro húmedo}} = \frac{4 \cdot \delta_f \cdot B}{B} = 4 \cdot \delta_f \quad (10-2-37)$$

Y se puede definir una velocidad másica G como

$$G = \frac{\text{Caudal másico}}{\text{Área de flujo}} = \frac{W_f}{B \cdot \delta_f} \quad (10-2-38)$$

También se puede definir un número de Reynolds

$$Re_f = \frac{D_{eq} \cdot G}{\mu} = \frac{4 \cdot \delta_f \cdot W_f}{\delta_f \cdot \mu \cdot B} = \frac{4 \cdot W_f}{B \cdot \mu} \quad (10-2-39)$$

Llamando

$$G' = W_f / B \quad (10-2-40)$$

El número de Reynolds puede expresarse como

$$Re_f = \frac{4G'}{\mu} \quad (10-2-41)$$

El significado de G' es el de un caudal másico por unidad de ancho de película. Sus dimensiones son Kg/m.s.

b) Condensación sobre un tubo vertical

También puede definirse un número de Reynolds para la condensación sobre un tubo vertical.

En este caso, un corte transversal del tubo en la base del mismo mostrando la película de condensado se representa en la Figura 10-9.

Si p es el perímetro del tubo ($=\pi \cdot D$), será:

$$D_{eq} = \frac{4 \cdot p \cdot \delta_f}{p} = 4 \cdot \delta_f \quad (10-2-42)$$

$$G = \text{densidad de flujo másico} = \frac{W_f}{p \cdot \delta_f} \quad (10-2-43)$$

$$Re_f = \frac{W_f \cdot 4 \cdot \delta_f}{p \cdot \delta_f \cdot \mu} = \frac{4 \cdot W_f}{p \cdot \mu} \quad (10-2-44)$$

Se puede también definir un caudal másico por unidad de perímetro como

$$G' = \frac{W_f}{p} \quad (10-2-45)$$

y entonces

$$Re_f = \frac{4 \cdot G'}{\mu} \quad (10-2-46)$$

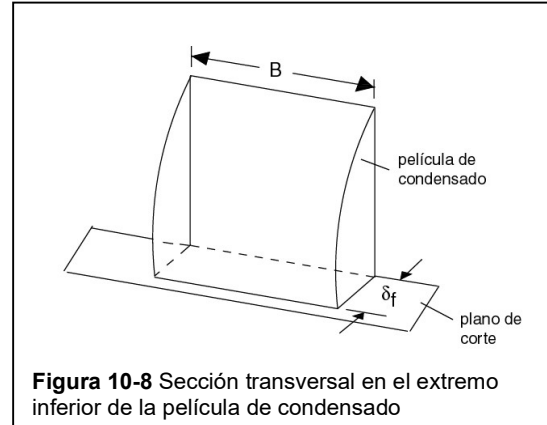


Figura 10-8 Sección transversal en el extremo inferior de la película de condensado

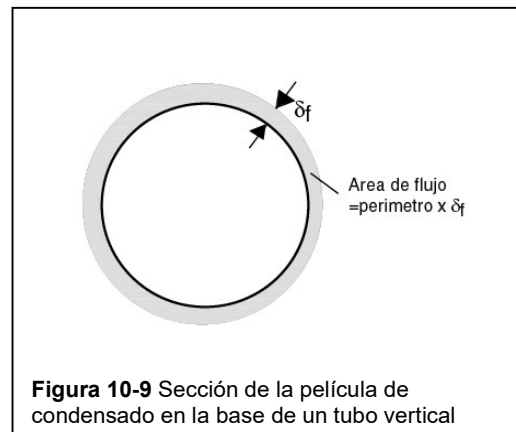


Figura 10-9 Sección de la película de condensado en la base de un tubo vertical

c) Condensación sobre un haz de tubos verticales

Cuando la condensación tiene lugar sobre un haz de N tubos verticales, si W es el caudal másico total de condensado, el caudal sobre cada tubo será

$$\text{Caudal en un tubo} = W/N \quad (10-2-47)$$

Y el número de Reynolds será

$$Re_f = \frac{4G'}{\mu} \quad \text{siendo} \quad G' = \frac{W}{p.N} \quad (10-2-48)$$

En función del número de Reynolds de la película se pueden expresar las fórmulas de los coeficientes de condensación como sigue:

De acuerdo a la Ecuación (10-2-36) $Q = W.\lambda \quad (10-2-49)$

(en lo que sigue se utilizará W para expresar el caudal másico total, prescindiendo del subíndice f que fue utilizado en la Ecuación (10-2-36) para recalcar que dicho caudal era el que se tenía en la base de la película.

Al mismo tiempo:

$$Q = h.A.\Delta T \quad (10-2-50)$$

Donde:

A = Area de condensación = p.L para condensación en un tubo
 = p.L.N para condensación en un haz de tubos
 = B.L para una superficie plana

Combinando (10-2-49) y (10-2-50):

$$h = \frac{\lambda.W}{A.\Delta T} \quad (10-2-51)$$

Que se puede expresar como

$$h = \frac{\lambda.W}{p.L.\Delta T} = \frac{\lambda.G'}{L.\Delta T} \quad \text{para condensación sobre un tubo} \quad (10-2-52)$$

$$h = \frac{\lambda.W}{p.L.N.\Delta T} = \frac{\lambda.G'}{L.\Delta T} \quad \text{para condensación en un haz de tubos} \quad (10-2-53)$$

$$h = \frac{\lambda.W}{B.L.\Delta T} = \frac{\lambda.G'}{L.\Delta T} \quad \text{para condensación sobre una superficie plana vertical} \quad (10-2-54)$$

Por lo tanto, en todos los casos es:

$$\Delta T = \frac{\lambda.G'}{h.L} \quad (10-2-55)$$

Reemplazando (10-2-55) en (10-2-33) se llega a

$$h \left(\frac{\mu^2}{k^3 \rho^2 g} \right)^{1/3} = 1.47 \left(\frac{4.G'}{\mu} \right)^{-1/3} \quad (10-2-56)$$

La Ecuación (10-2-56) se llama expresión de Colburn para la condensación sobre superficies verticales

Tubos Horizontales

Cuando un vapor condensa sobre la superficie de un tubo horizontal, también se forma una película que desciende por gravedad recorriendo el contorno del tubo. (Figura 10-10)

En este caso, también es posible definir un caudal másico por unidad de longitud de película.

Llamaremos G'' = W/L.N

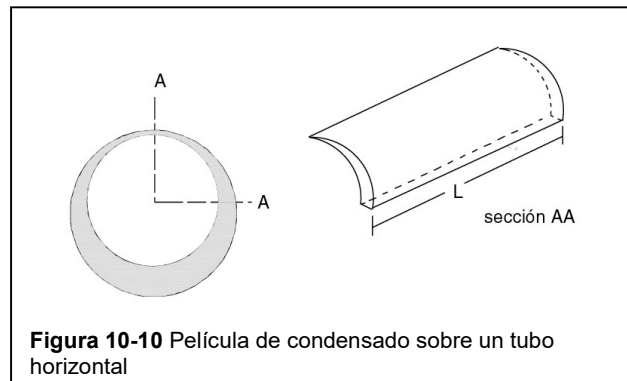


Figura 10-10 Película de condensado sobre un tubo horizontal

Siendo N el número de tubos y L su longitud
Las dimensiones de G'' son también kg/m.s

Operando del mismo modo que para superficies verticales, se llega reemplazando sobre la Ecuación (10-2-35) a:

$$h \left(\frac{\mu^2}{k^3 \rho^2 g} \right)^{1/3} = 1.51 \left(\frac{4G''}{\mu} \right)^{-1/3} \quad (10-2-57)$$

Ejemplo 10-1

Se necesita condensar 1400 kg/h de vapores de metanol provenientes de una columna de destilación que opera a una presión de 120 kPa. A esta presión la temperatura de condensación es 68.8°C
Se utilizará un condensador de 100 tubos de 19mm de diámetro externo y 3 metros de longitud
Calcular cual debería ser la temperatura de la pared de los tubos si el equipo se instala en posición vertical y si se instala en posición horizontal

Solución

Las propiedades del metanol líquido a 68.8°C son

$$\begin{aligned} \rho &= 738 \text{ kg/m}^3 & k &= 0.161 \text{ W/m.K} \\ \mu &= 0.32 \text{ cp} & c &= 3773 \text{ J/kg K} \\ \lambda &= 1090 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

$$W = 1400 \text{ kg/h} = 0.389 \text{ kg/s}$$

$$\text{Area del equipo} = \pi \cdot \text{Do.L.N} = 3.14 \times 0.019 \times 3 \times 100 = 17.9 \text{ m}^2$$

La cantidad de calor cedida durante la condensación será

$$Q = W \cdot \lambda = 0.389 \times 1090 = 423.8 \text{ kW}$$

Para un condensador vertical,

$$G' = W / (\pi \cdot \text{Do.N}) = 0.389 / (3.14 \times 0.019 \times 100) = 6.52 \times 10^{-2} \text{ kg/m.s}$$

$$h \left(\frac{\mu^2}{k^3 \rho^2 g} \right)^{1/3} = 1.47 \left(\frac{4 \cdot G'}{\mu} \right)^{-1/3} = 1.47 \left(\frac{4 \times 6.52 \times 10^{-2}}{0.32 \times 10^{-3}} \right)^{-0.33} = 0.161$$

$$h = 0.161 \left(\frac{\mu^2}{k^3 \rho^2 g} \right)^{-1/3} = 0.161 \left(\frac{(0.32 \times 10^{-3})^2}{0.161^3 \times 738^2 \times 9.8} \right)^{-0.33} = 887$$

Debe ser

$$Q = h(T - T_w) \cdot A$$

$$\therefore T_w = T - \frac{Q}{A \cdot h} = 68.8 - \frac{423800}{887 \times 17.9} = 42.1^\circ\text{C}$$

Para un condensador horizontal, si bien de acuerdo a la definición de G'' resulta

$$G'' = W / NL = 0.389 / (3 \times 100) = 1.29 \times 10^{-3} \text{ kg/m.s}$$

Se debe tener en cuenta que en un haz de tubos horizontales, parte del condensado formado sobre cada tubo gotea sobre los tubos que se encuentran más abajo, incrementando el caudal de líquido sobre los mismos.
Por lo tanto, las deducciones de Nusselt no serían válidas.

Kern (2) propone corregir las correlaciones, usando en este caso un valor de G'' calculado como

$$G'' = \frac{W}{N^{2/3} \cdot L}$$

donde N es el número total de tubos del haz

Entonces

$$G'' = 0.389 / (3 \times 100^{0.66}) = 6.2 \times 10^{-3} \text{ kg/m.s}$$

$$h \left(\frac{\mu^2}{k^3 \rho^2 g} \right)^{1/3} = 1.51 \left(\frac{4 \cdot G''}{\mu} \right)^{-1/3} = 1.51 \left(\frac{4 \times 6.2 \times 10^{-3}}{0.32 \times 10^{-3}} \right)^{-0.33} = 0.35$$

$$h = 0.35 \left(\frac{\mu^2}{k^3 \rho^2 g} \right)^{-1/3} = 0.35 \left(\frac{(0.32 \times 10^{-3})^2}{0.161^3 \times 738^2 \times 9.8} \right)^{-0.33} = 1927 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Y la temperatura de pared requerida será

$$T_w = T - \frac{Q}{A \cdot h} = 68.8 - \frac{423800}{1967 \times 17.9} = 56.7^\circ\text{C}$$

10-2-2 Condensación en Película en Régimen Turbulento

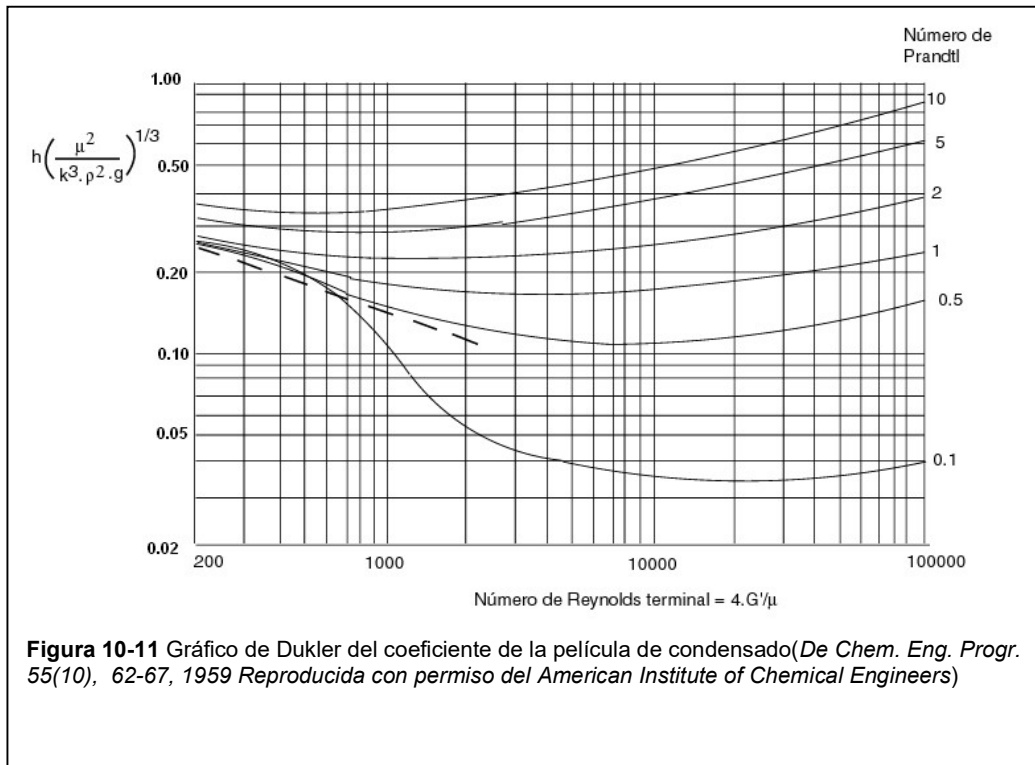
Una de las hipótesis realizadas por Nusselt para la deducción de las expresiones de la sección anterior, era que el régimen fluidodinámico de la película es laminar. Esto se cumple para valores de número de Reynolds de película (expresiones 10-2-41 y 10-2-46) menores que 1600 (Algunos autores extienden hasta 2100 el valor del Reynolds para la transición de régimen)

Dukler³ desarrolló un modelo semiteórico para películas en régimen turbulento. Para aquellos casos en que la velocidad del vapor es baja (sigue siendo válida la hipótesis de Nusselt respecto de la no existencia de esfuerzos de corte en la interfase vapor líquido) la solución de Dukler se puede representar por medio del gráfico de la Figura 10-11.

En dicho gráfico, aparecen como parámetros el número de Reynolds de la película y el número de Prandtl del líquido..

Para bajos valores de Re_f , todos los gráficos se acercan a la predicción de Nusselt.(línea punteada de la Figura 10-11). Sin embargo, para altos valores de Re_f , en general los coeficientes calculados por Dukler son mucho mayores que los que se obtienen con las fórmulas de Nusselt (excepto para valores muy bajos del número de Prandtl que corresponden a metales líquidos)

Este aumento de los coeficientes se explica por la aparición de corrientes convectivas importantes en la película, al hacerse turbulento el régimen.



10-2-3 Efecto de la Velocidad del Vapor.

Se ha supuesto hasta aquí, que en la interfase vapor líquido el esfuerzo de corte es nulo, o sea que el vapor no ejerce ningún efecto de arrastre ni de frenado sobre la película de condensado. Esta hipótesis puede estar lejos de la realidad en aquellos casos en que la velocidad del vapor es apreciable, situación que se presenta con mayor frecuencia cuando la condensación se produce en el interior de tubos. Veremos como corregir el coeficiente de condensación por el efecto de la velocidad del vapor para condensación dentro y fuera de tubos

Condensación en el Interior de Tubos

Durante la condensación dentro de tubos horizontales, pueden existir dos regímenes de flujo bien diferenciados que son el de flujo estratificado y el de flujo anular. Ambos se representan en la Figura 10-12

El primero de dichos regímenes se da en el caso en que la velocidad del vapor es reducida. En tal caso, las fuerzas gravitatorias son preponderantes y el valor de los coeficientes de película se puede obtener a partir de un modelo similar al de Nusselt (El régimen de la película es casi siempre laminar para tubos horizontales).

Kern² propone una corrección para tener en cuenta la porción inundada de tubo, y sugiere para el caso de flujo estratificado la siguiente correlación

$$h = 0.761 \left(\frac{k_L^3 \rho_L (\rho_L - \rho_V) g}{G'' \mu_L} \right)^{1/3} = 0.815 \left(\frac{k_L^3 \rho_L (\rho_L - \rho_V) g \lambda}{\mu_L Di \Delta T} \right)^{1/4} \quad (10-2-58)$$

Cuando la velocidad del vapor es alta, éste tiende a aplastar al líquido contra las paredes del tubo, y se tiene una situación de flujo anular. Para el caso de flujo anular, se han propuesto también varias correlaciones.

La correlación de Boyko-Krushilin⁵ permite calcular el coeficiente medio de condensación, para una corriente cuyo título de líquido a la entrada es x_i , y a la salida x_o (x = masa de líquido presente/masa total)

La expresión es

$$\frac{h \cdot Di}{k_L} = 0.024 \left(\frac{Di \cdot G_T}{\mu_L} \right)^{0.8} Pr_L^{0.43} \left(\frac{(\rho_m/\rho_v)_i^{0.5} + (\rho_m/\rho_v)_o^{0.5}}{2} \right) \quad (10-2-59)$$

Donde G_T es la densidad de flujo másico calculada con el caudal total (vapor + líquido)

$$(\rho_m/\rho_v)_i = 1 + \frac{\rho_L - \rho_V}{\rho_V} x_i \quad (10-2-60)$$

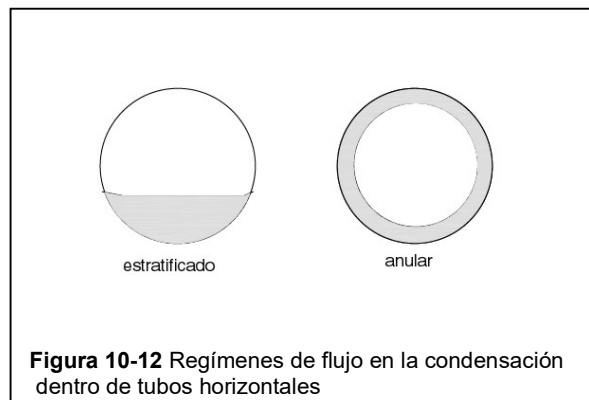
$$(\rho_m/\rho_v)_o = 1 + \frac{\rho_L - \rho_V}{\rho_V} x_o \quad (10-2-61)$$

Otra correlación utilizada es la de Carpenter Colburn⁶

$$\frac{h \cdot \mu_L}{k_L \rho_L^{1/2}} = 0.065 \cdot Pr_L^{1/2} \left(\frac{f \cdot G_{Vm}^2}{2 \cdot \rho_V} \right)^{1/2} \quad (10-2-62)$$

con

$$G_{Vm} = \left(\frac{G_{Vi}^2 + G_{Vi} G_{Vo} + G_{Vo}^2}{3} \right)^{1/2} \quad (10-2-63)$$



Y f es el factor de fricción de Fanning evaluado para un sistema monofásico para un valor del número de Reynolds

$$Re_{v_m} = \frac{D_i \cdot G_{v_m}}{\mu_v} \quad (10-2-64)$$

Lo que falta decidir es cuando debe usarse un modelo de flujo estratificado y cuando uno anular. Una receta simple que suele sugerirse es la de calcular el coeficiente empleando los dos modelos y luego usar el valor más alto

Condensación en el Interior de Tubos Verticales

En este caso, el efecto será distinto según que el vapor circule hacia arriba o hacia abajo, ya que en el primer caso el efecto del vapor es el de frenar la película descendente mientras que en el segundo es el de acelerarla.

Consideremos en primer lugar el caso del vapor circulando hacia abajo. Si la velocidad del vapor es baja, se puede usar el mismo modelo que para condensación en el exterior de tubos y emplear el gráfico de Dukler. Si en cambio las velocidades del vapor son altas, se deberá aplicar el modelo de flujo anular descrito para tubos horizontales. Nuevamente, la recomendación en este caso es la de probar ambos métodos y utilizar el coeficiente de mayor valor o bien el promedio aritmético de ambos⁷

Para flujo de vapor hacia arriba, el diseño debe hacerse manteniendo la velocidad del vapor lo suficientemente baja para evitar la inundación, lo que puede ocurrir si el flujo de vapor impide el escurrimiento de la película.

Un criterio sugerido por Wallis⁸ establece que la inundación se evitará si se cumple que:

$$v_G^* 1/2 + v_L^* 1/2 < 0.6$$

Siendo $v_G^* = (\rho_G v_G^2 / (\rho_L - \rho_G) g D_i)^{1/2}$ (10-2-65)

$$v_L^* = (\rho_L v_L^2 / (\rho_L - \rho_G) g D_i)^{1/2} \quad (10-2-66)$$

Una vez que se asegura que no ocurrirá inundación el esfuerzo de corte en la interfase será lo suficientemente pequeño como para no afectar el flujo de la película, y por lo tanto se puede calcular h con los métodos empleados para bajas velocidades de vapor

Condensación en el Exterior de Tubos con Altas Velocidades de Vapor

En general en la mayoría de los condensadores de columnas de destilación refrigerados con agua, la condensación se realiza en el exterior de los tubos. De este modo, el interior de los tubos por los que circula el agua, puede limpiarse fácilmente con una baqueta (el vapor que condensa es un fluido limpio). En este caso, se utilizan equipos con baffles y la velocidad del vapor queda determinada por el espaciamiento entre los baffles.

No existe en la bibliografía abierta demasiada información respecto de cómo efectuar el diseño en estos casos.

Un modelo propuesto por Mueller⁷ consiste en calcular el valor de h sumando al valor del coeficiente obtenido por la correlación de Dukler un efecto debido a la velocidad del vapor. El modelo se basa en las siguientes ecuaciones

$$Nu = \frac{h'_f \cdot D}{k_L} = (X^4 Re_{LG}^2 + Nu_f^4)^{1/4} \quad (10-2-67)$$

siendo $Re_{LG} = \frac{D \cdot G \cdot \rho_L}{\mu_L \cdot \rho_G}$ (10-2-68)

$$G = \frac{\text{Caudal de vapor}}{\text{Area de flujo en la carcasa}} \quad (10-2-69)$$

$$X=0.9\left(1+\frac{1}{R.H}\right)^{1/3} \quad (10-2-70)$$

h_f es el coeficiente corregido por la velocidad del vapor

Los parámetros que figuran en las ecuaciones se definen como

$$R=\frac{\rho_L\mu_L}{\rho_G\mu_G} \quad (10-2-71)$$

$$H=\frac{c_{pL}(T_{sat}-T_w)}{Pr_L\cdot\lambda} \quad (10-2-72)$$

$$Nu_f=\frac{h_f\cdot D}{k_L} \quad (10-2-73)$$

h_f es el coeficiente obtenido sin tener en cuenta la velocidad del vapor (calculado con el modelo de Dukler)

Observese que si la velocidad del vapor tiende a cero, en la Ecuación (10-2-67) $Nu = Nu_f$, es decir que tiende al modelo de Dukler. Por lo tanto, este modelo resulta más general y la recomendación sería emplearlo en todos los casos.

En el tema siguiente se verán algunos ejemplos de aplicación de estos modelos al diseño de condensadores, pero antes se explicará la utilización de este tipo de equipos en las instalaciones de destilación.

Para los lectores que no se encuentren familiarizados con la operación de destilación, se ha incluido al final del libro, el Apéndice 1 con conceptos básicos sobre este tema.

10-3 Condensadores de Vapores Puros

Un condensador es un equipo en el cual se extrae calor de un vapor condensándolo. En la industria de procesos, la aplicación más importante de los condensadores se encuentra en la destilación. (ver Figura 10-13)

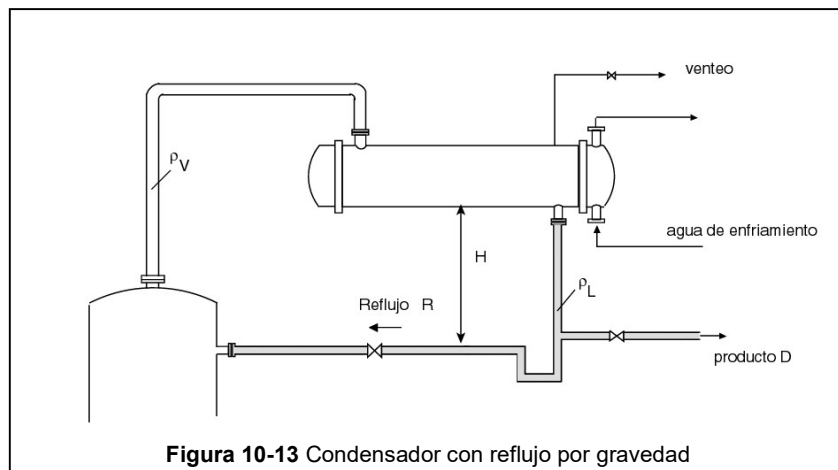


Figura 10-13 Condensador con reflujo por gravedad

Los vapores que salen por la cabeza de la columna de destilación ingresan al condensador. Allí se condensan, y se obtiene una corriente de condensado (B) que se divide en dos. Una parte regresa a la columna como reflujo (R) para lavar los vapores que ascienden por ella extrayendo los componentes pesados y la otra parte se extrae como producto de la destilación (D).

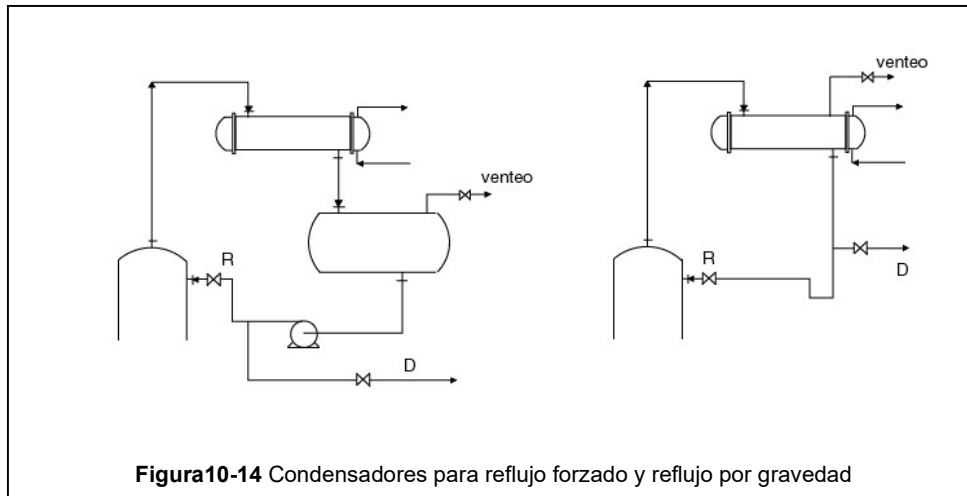


Figura 10-14 Condensadores para reflujo forzado y reflujo por gravedad

El calor de condensación es extraído por un medio refrigerante, que por lo general es agua de enfriamiento. En lugares donde no hay agua de enfriamiento disponible se utilizan condensadores refrigerados por aire. A veces se utiliza también alguna corriente de proceso que debe, a su vez, ser calentada.

El tipo más común de condensador es el de casco y tubos. El mismo consiste en un intercambiador de calor, con algunas ligeras modificaciones con respecto a los usados para intercambio en simple fase. En la Figura 10-14 se observan las dos formas posibles de instalar el condensador

La Fig 10-14 a) corresponde a una instalación con reflujo forzado, y es la más común. El condensado que se forma en el condensador cae a un acumulador de reflujo. Desde allí es tomado por las bombas de reflujo que lo regresan a la columna y retiran el producto de tope. Por lo general, el condensador se instala por encima del acumulador de reflujo, y éste, a su vez, debe estar a una altura suficiente respecto de las bomba para proveer el adecuado NPSH (el condensado es un líquido a su temperatura de burbuja, por lo que la diferencia de nivel debe ser mayor que el NPSH requerido por la bomba)

Cuando es posible instalar el condensador a suficiente altura por sobre la columna, es posible prescindir de la bomba y recurrir al reflujo por gravedad como se indica en la figura 10-14 b.

El sello líquido en la línea de retorno de condensado impide el flujo inverso de vapor por esta línea.

Los vapores que salen de la columna y circulan a través del condensador, sufren una pérdida de carga al atravesar el mismo. Para que el fluido pueda circular, es necesario que la fuerza impulsora determinada por la diferencia de presiones estáticas entre las columnas de líquido y vapor sea superior a la pérdida de carga del sistema. En relación con la Figura 10-13 esto se puede expresar

$$H \cdot g(\rho_L - \rho_v) \geq \Delta p_{\text{fricción}} \quad (10-3-1)$$

Donde

$$\Delta p_{\text{fricción}} = \Delta p_{\text{condensador}} + \Delta p_{\text{cañerías}} + \Delta p_{\text{válvula}} \quad (10-3-2)$$

Durante la operación en régimen del equipo, el nivel de líquido en la cañería de retorno se establecerá en un nivel tal que satisfaga la igualdad en la Expresión (10-3-1). Por lo general, la densidad del vapor es mucho menor que la del líquido, y la (10-3-1) se puede escribir como

$$H = \frac{\Delta p_{\text{fricción}}}{\rho_L \cdot g} \quad (10-3-3)$$

La Expresión (10-3-3) permite calcular la altura a la que debe elevarse el nivel del fondo del condensador por encima de la columna para permitir la operación del equipo. Esta condición debe ser verificada durante el diseño del sistema, ya que si la altura no fuera suficiente como para permitir la descarga de condensado, subirá el nivel de líquido dentro del condensador, y al inundarse éste quedará menos superficie de transferencia de calor para la condensación.

El valor del $\Delta p_{\text{fricción}}$ depende del caudal de vapores en el condensador. Con frecuencia, cuando se desea operar una columna de destilación por encima de su capacidad de diseño, al aumentar el $\Delta p_{\text{fricción}}$ en el condensador se produce una inundación del mismo, constituyéndose éste en el cuello de botella del sistema

El sistema de reflujo por gravedad, si bien presenta la ventaja de no requerir las bombas de reflujo,

exige instalar el condensador en un nivel muy elevado, lo cual en la mayoría de los casos no resulta económico porque exige la construcción de estructuras más costosas.

Los sistemas de reflujo forzado presentan una operación más estable que los de reflujo por gravedad, ya que la hidráulica del sistema se independiza de las condiciones de operación de la columna

Por lo general, los condensadores se proveen de una línea de venteo como se muestra en la figura 10-14 La misma sirve para purgar el condensador, eliminando los gases no condensables que pudieran haber ingresado al sistema. Estos gases no condensables pueden ser aire o componentes livianos, que ingresan disueltos en la alimentación y que no son posibles de condensar. El aire, también puede ingresar al sistema durante las paradas de planta. Si no se los purga, estos componentes no condensables llegan al condensador, y como no pueden salir de él se van acumulando en el mismo, de modo que su presión parcial es cada vez más alta.

Esto tiene dos efectos perjudiciales para la operación del equipo. Puesto que la presión total a la que opera el condensador es la suma de las presiones parciales del vapor y del no condensable, cuanto mayor sea la presión parcial de éste último, deberá disminuir la presión parcial del vapor de modo de mantener la presión total. Pero la presión parcial del vapor está relacionada con la temperatura de condensación. Para poder mantener dentro del condensador una presión parcial más baja, se requiere una menor temperatura de condensación, lo cual requeriría un mayor caudal de refrigerante o una menor temperatura de éste. Si esto no resulta posible, el condensador no alcanza a transferir la cantidad de calor deseada y se reduce su capacidad.

El segundo efecto de la acumulación de no condensables en el condensador, es una muy pronunciada disminución del coeficiente pelicular h . Othmer⁹, analizó el caso de la condensación del vapor de agua a baja presión. Con una diferencia de temperaturas entre el vapor y el medio refrigerante de 11°C el coeficiente de condensación se reduce de $11000\text{ W/m}^2\text{K}$ a $6000\text{ W/m}^2\text{K}$ cuando la concentración de inertes es de solo 1% y a $4000\text{ W/m}^2\text{K}$ cuando la concentración de inertes pasa a ser 2%. Esto se debe a que los no condensables se acumulan sobre la superficie de transferencia estableciendo una película a través de la cual debe difundir el vapor para alcanzar la superficie fría estableciéndose un mecanismo difusivo para el proceso de condensación.

Para evitar esta acumulación de no condensables, se ventea o purga, ya sea en forma continua o discontinua, una parte de la mezcla vapor- no condensable contenida dentro del condensador, permitiendo de este modo mantener una baja concentración de inertes dentro del equipo. La purga de inertes se realiza en el extremo del equipo opuesto al de ingreso de vapor, dado que ésta es la zona del condensador donde la concentración de inertes es más elevada.

Para favorecer la purga de no condensables, conviene incrementar la velocidad de los vapores. Este efecto se explica del siguiente modo: A medida que el vapor condensa, la fracción molar de los no condensables en la mezcla aumenta. Esto significa que existe un gradiente de concentración de no condensables a lo largo del equipo como se muestra en la Figura 10-15. Como consecuencia de este gradiente, los no condensables tenderían a difundir hacia el extremo de entrada para uniformizar la concentración. Como se desea mantener alta la concentración de no condensables en el extremo de salida a fin de minimizar la pérdida de vapores con la purga, se trata de aumentar la velocidad de los vapores hacia la salida de modo de contrarrestar el efecto difusivo. Esto se logra con una adecuada separación de baffles.

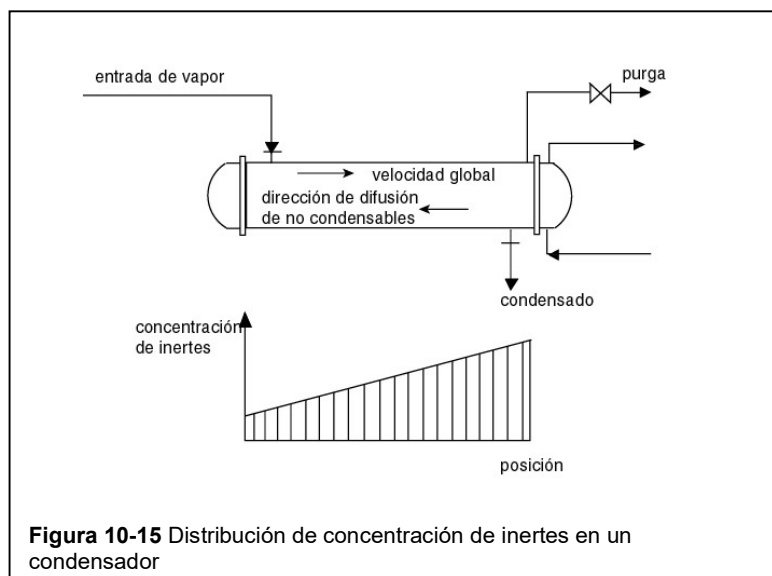


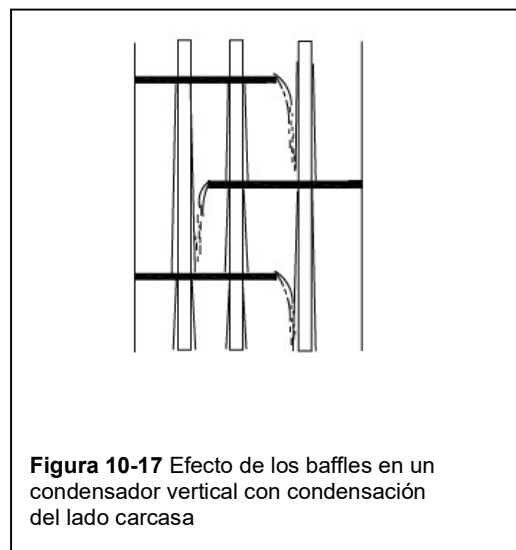
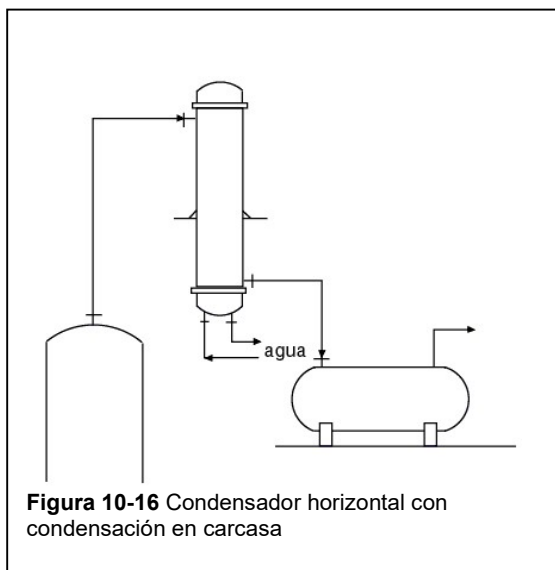
Figura 10-15 Distribución de concentración de inertes en un condensador

10-3-1 Distintos Tipos de Condensadores

Los condensadores pueden ser verticales u horizontales. Asimismo, la condensación puede ocurrir en el interior o el exterior de los tubos. Veremos brevemente las características de cada tipo de equipo.

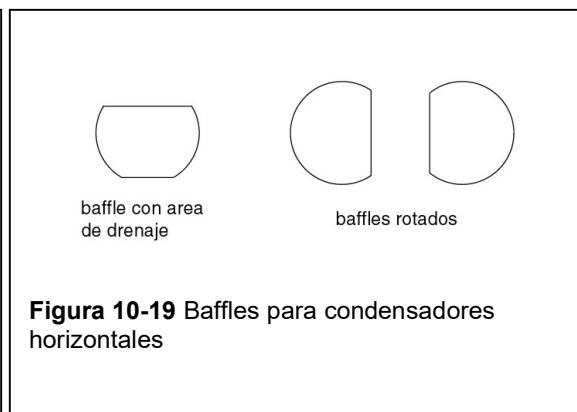
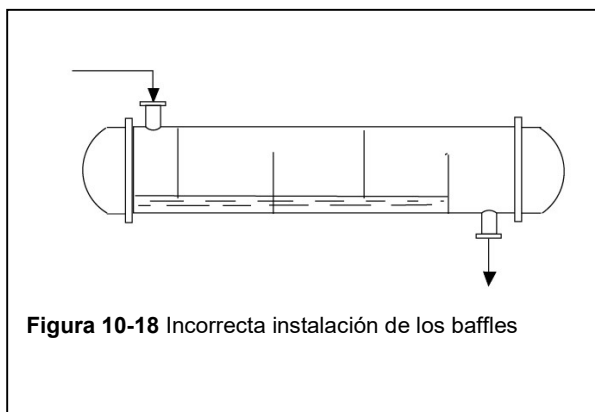
Condensador Vertical con Condensación en el Exterior de los Tubos

La instalación de este equipo se representa en la Figura 10-16. Dentro del equipo, el condensado se forma sobre la superficie de los tubos y escurre hacia abajo formando una película. Esta película es interrumpida por la presencia de los baffles (Figura 10-17). Puesto que los agujeros de los baffles se perforan con una tolerancia generalmente de 0.8 mm con respecto al diámetro del tubo, el espesor de la película no podría superar este valor, y parte del condensado queda retenido por el baffle y es arrastrado por el vapor. En general, en estos equipos, el coeficiente de condensación depende más de la velocidad del vapor que del espesor de la película de condensado, por lo que este efecto no suele tenerse en cuenta en el diseño.



Condensador horizontal con condensación en la carcasa

Este equipo, consiste en un intercambiador horizontal por cuyos tubos circula medio refrigerante (por lo general agua de enfriamiento). El vapor condensa sobre la superficie exterior de los tubos. El condensado forma la película sobre el tubo, y la misma escurre hacia abajo goteando al fondo del equipo. Si las velocidades del vapor son bajas, el coeficiente de condensación podrá predecirse con las correlaciones del modelo de Nusselt. Más adelante, se verá que resulta necesario efectuar una corrección a



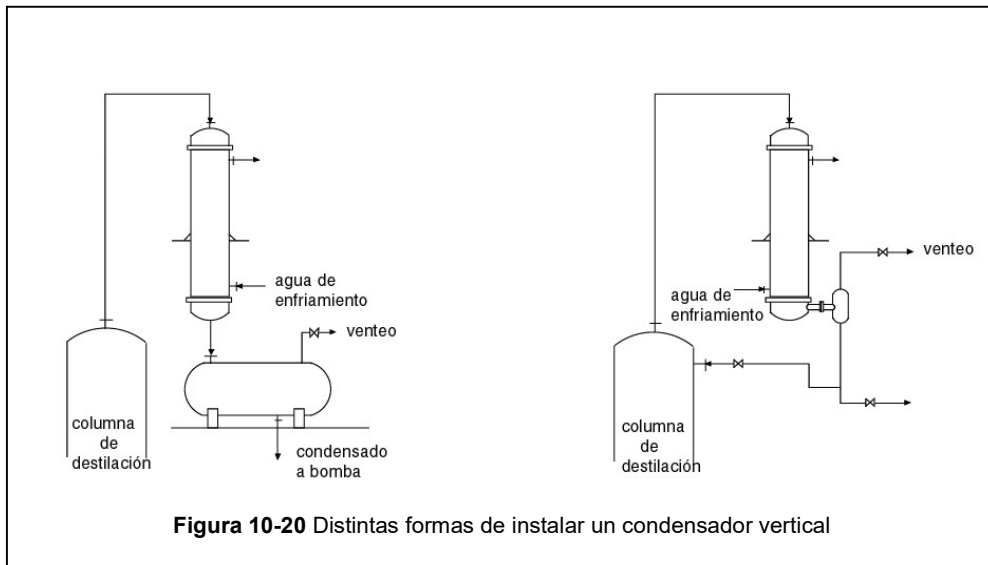
este modelo para tener en cuenta que el líquido que escurre de un tubo gotea sobre los que están por debajo, incrementando la carga de condensado sobre ellos.

Si se colocan baffles en un condensador horizontal, los mismos deben tener en su parte inferior un área libre para permitir que el condensado pueda escurrir hacia la salida, ya que de otro modo quedaría estancado entre los baffles como se muestra en la Figura 10-18, obstaculizando la circulación del vapor. Otra solución consiste en girar los baffles 90 grados como se muestra en la figura 10-19

Condensación dentro de Tubos Verticales

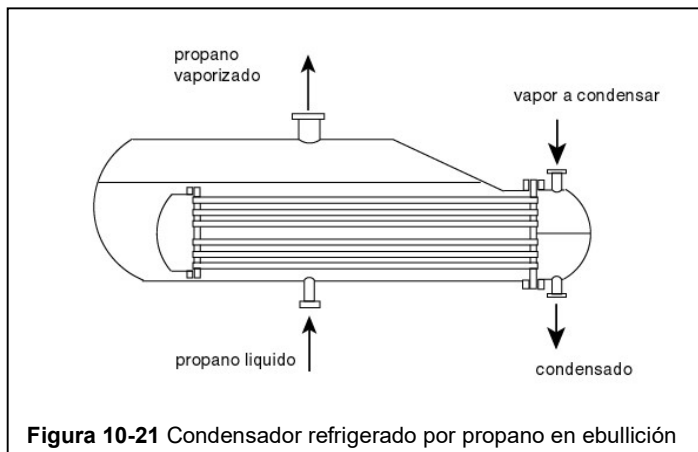
Distintas formas de instalar un condensador vertical con condensación dentro de tubos se muestran en la Figura 10-20. El condensado se forma en el interior de los tubos estableciendo una película que escurre hacia abajo drenando en el cabezal inferior.

El vapor y el líquido circulan en el mismo sentido, lo cual favorece al coeficiente de condensación ya que permite menores espesores de película



Condensador horizontal con condensación dentro de Tubos

Cuando el medio refrigerante es agua de enfriamiento, por lo general se prefiere hacer circular el agua dentro de los tubos por razones de limpieza. Sin embargo en equipos refrigerados por aire o se utiliza un circuito frigorífico con un fluido que extrae calor por evaporación (como amoníaco o propano), se suele realizar condensación en el interior de los tubos.



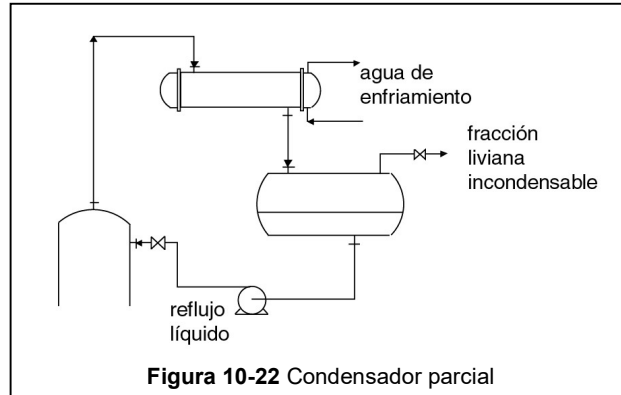
Si el condensador es de un solo paso, o está formado por tubos en "U", cada tubo recibe la misma cantidad de vapor y produce la misma cantidad de condensado. Si en cambio se emplea un equipo multipaso, con cabezales de retorno, a la salida de cada paso puede ocurrir una cierta separación del vapor y el condensado, por lo que, en el paso siguiente, los tubos inferiores recibirán proporcionalmente más líquido que vapor que los que se encuentran más arriba. Un modelado de este efecto, resuelta muy complejo, por lo que en general no se tiene en cuenta en el diseño.

En la Figura 10-21 se muestra la instalación de un condensador horizontal refrigerado por un ciclo de propano

Condensadores Parciales

Con frecuencia, el producto de cabeza de la destilación debe obtenerse, no en fase líquida, sino como vapor para alimentar algún otro equipo que se encuentra aguas abajo el proceso. En esos casos, el condensador solo debe condensar lo necesario para efectuar el reflujo a la columna.

Todos los esquemas indicados previamente para la instalación de los distintos tipos de condensadores pueden fácilmente adaptarse para la condensación parcial. En ese caso, no existirá la cañería de salida del producto líquido, y la línea de salida de vapores, (que en los casos de condensadores totales servía para efectuar la purga de inertes) deberá tener el diámetro suficiente como para poder evacuar todo el vapor que no se condensa en el equipo (ver Figura 10-22)



10-3-2 Diseño de Condensadores para Fluidos Puros

El diseño de condensadores de proceso se realiza siguiendo una metodología muy similar a la que se emplea para el diseño de intercambiadores sin cambio de fase. La principal diferencia radica en el hecho que para calcular los coeficientes peliculares correspondientes al lado del vapor condensante se deben emplear las correlaciones estudiadas en el capítulo condensación de vapores.

Como siempre, los problemas que pueden plantearse son:

- a) Verificar si un equipo de geometría conocida es capaz de cumplir con determinadas condiciones de proceso (Verificar un equipo)
- b) Diseñar la geometría adecuada para que el intercambiador pueda cumplir con una determinada condición de proceso (diseñar un equipo)

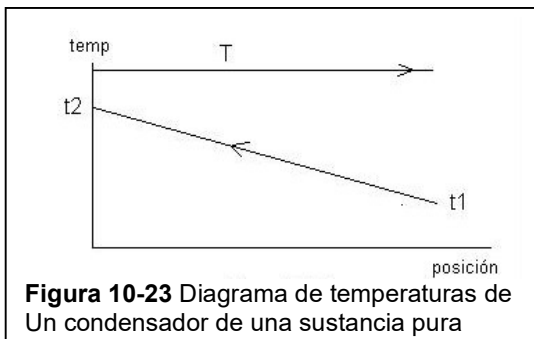
Los problemas del tipo b) siempre se resuelven proponiendo una determinada geometría en base a coeficientes globales de transferencia de calor obtenidos de tablas, y luego realizando la verificación del equipo propuesto. Vale decir que se transforma el problema en uno de tipo a)

Se estudiará en primer lugar, el caso de los condensadores totales, sin subenfriamiento de condensado, y que reciben el vapor a condensar a su temperatura de saturación. Supondremos que se trata de vapores puros que condensan a temperatura constante.

Estas hipótesis, si bien parecen muy restrictivas, corresponden a condiciones frecuentemente encontradas en los procesos de destilación binaria, donde el producto de cabeza de la destilación es un componente casi puro

Balance Entálpico del Condensador y Diferencia Media de Temperatura

Si W_h es el caudal (kg/s) de vapor a condensar, λ su calor de condensación, W_c el caudal de agua de enfriamiento, y t_1 y t_2 las temperaturas de entrada y salida del agua de enfriamiento, el balance de entalpías para el equipo será



$$Q = W_h \lambda = W_c c_c (t_2 - t_1) \quad (10-3-4)$$

Se puede representar la evolución de las temperaturas de ambos fluidos en el condensador por medio de un diagrama como el de la Figura 10-23. En dicho diagrama, se ha supuesto para el equipo una configuración en contracorriente.

La expresión más general para el diseño de un equipo de intercambio de calor es

$$Q = \int_0^A U \cdot (T-t) dA \quad (10-3-5)$$

Que se puede expresar como

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T_{\text{medio}} \quad (10-3-6)$$

Siendo entonces , si U es constante

$$\Delta T_{\text{medio}} = \frac{\int_0^A (T-t) dA}{A} \quad (10-3-7)$$

Cuando para cada uno de los fluidos existe una constante de proporcionalidad entre la cantidad de calor que dicho fluido cede o recibe, y la variación de temperatura que el mismo experimenta, se puede demostrar que para configuraciones en contracorriente o en corriente paralela, la ΔT_{media} es igual a la diferencia media logarítmica de temperaturas, es decir, para este caso

$$\Delta T_{\text{media}} = \frac{(T-t_2) - (T-t_1)}{\ln \frac{(T-t_2)}{(T-t_1)}} \quad (10-3-8)$$

El caso de los condensadores de componentes puros, puede pensarse como un caso particular de un intercambiador de calor en el cual la constante de proporcionalidad entre el calor cedido por el vapor condensante y su variación de temperatura vale infinito (un fluido con un calor específico infinito es capaz de intercambiar calor sin modificar su temperatura). Para este caso particular, por lo tanto, es válido usar la DMLT.

Se puede ver fácilmente, que para un condensador isotérmico, la diferencia media logarítmica de temperatura para la disposición de flujo en contracorriente tiene el mismo valor que para corrientes paralelas.

Si el condensador es un equipo con dos o más pasos , puesto que estas geometrías corresponden a a distintas combinaciones paralelo-contracorriente, el valor de ΔT_{media} deberá también ser el mismo. Esto significa que el factor F_1 que corrige la diferencia de temperaturas para equipos multipaso vale siempre 1 para el caso que uno de los dos fluidos evolucione isotérmicamente.

De acuerdo a la Expresión (10-3-6) , un equipo de área A podrá transferir una mayor cantidad de calor cuanto mayor sea la diferencia de temperaturas ΔT_{media} .

En un problema de diseño, a su vez, para transferir una dada cantidad de calor Q, cuanto mayor sea la diferencia de temperaturas se podrá utilizar un equipo de menor superficie.

Por lo general, la temperatura t_1 de ingreso del medio refrigerante, es un dato para el diseñador del equipo . Por ejemplo, la temperatura del agua de enfriamiento disponible. Por lo tanto, para poder tener un elevado ΔT_{media} es necesario que la temperatura de salida del medio refrigerante sea lo menor posible. Pero de acuerdo a la Ecuación (10-3-4) para poder transferir una dada cantidad de calor , a medida que se reduce la diferencia de temperaturas se debe aumentar el caudal de refrigerante Wc. Por lo tanto, el diseñador del equipo deberá adoptar la temperatura t_2 en un compromiso entre una mayor superficie de intercambio y un mayor caudal de refrigerante.

Coeficiente Pelicular de Condensación

El coeficiente de transferencia de calor U, puede expresarse en función de los coeficientes peliculares, como

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_c} + \frac{1}{h_R} + R_f \quad (10-3-9)$$

El coeficiente h_R es el coeficiente pelicular correspondiente al medio refrigerante. El mismo se calcula con las correlaciones normalmente empleadas para el caso de los intercambiadores sin cambio de fase. La resistencia de ensuciamiento R_f se obtiene de tablas o de las especificaciones de diseño del proyecto.

Para el cálculo del coeficiente de condensación se deberán emplear las correlaciones adecuadas según el tipo de equipo. Se tienen las siguientes situaciones

a) Condensación en la Carcasa - Condensador Vertical

Usar el modelo desarrollado en las ecuaciones (10-2-67) a (10-2-73). El valor de h_r se calcula con el modelo de Dukler

b) Condensación en Carcasa- Condensador Horizontal

También se usa el modelo desarrollado en las Ecuaciones (10-2-67) a (10-2-73). En este caso, para calcular el valor de h_r se debe tener en cuenta que el condensado que se forma sobre los tubos gotea cayendo encima de los tubos que están debajo. El efecto es que el caudal de condensado que maneja cada tubo, y en consecuencia el espesor de la película de condensado, se incrementa. Se han propuesto varios métodos para tener en cuenta este efecto. Uno de los más conocidos, debido a Kern, propone calcular el h_r con la Expresión (10-2-57), pero usando para G'' el valor

$$G'' = \frac{W_h}{L \cdot N^{2/3}} \quad (10-3-10)$$

Donde N es el número total de tubos del condensador y W_h el caudal total de condensado sobre todos los tubos

c) Condensación dentro de Tubos Horizontales

Usar la Ecuación (10-2-58) para flujo estratificado y la (10-2-59) o (10-2-62) para flujo anular y elegir el valor más alto del coeficiente

d) Condensación dentro de Tubos Verticales

Para flujo de vapor hacia abajo, usar el modelo de Dukler (bajas velocidades de vapor) y las ecuaciones para flujo anular (10-2-59 o 10-2-62) (altas velocidades de vapor) Elegir el valor más alto

Ejemplo 10-2

Se desea condensar 8000 kg/h de acetona a una presión de 120 kPa utilizando como medio refrigerante agua a 35 grados C. A esta presión, la temperatura de condensación de la acetona es 61°C. Se usará un caudal de agua de enfriamiento de 100 m3/h. Luego de algunos tanteos previos se ha propuesto el siguiente diseño:

- N = Número de tubos: 192
- L= Longitud de tubos: 4m
- Diámetro tubos :Do:19.05 mm, Di:14.4 mm Arreglo triangular (30°) Separación de tubos 23.81 mm
- Ds= Diámetro carcasa : 438 mm
- n= Número de pasos en tubos :2
- B= separación de baffles: 450mm
- Las propiedades físicas son las siguientes

	vapor	liquido
Densidad kg/m3	2.54	738
Viscosidad cp	0.0072	0.215
Conductividad térmica W/m K	0.0147	0.142
Calor específico J/kg K	1381	2255
Calor de condensación kJ/kg	497.5	

Verificar si dicho equipo es adecuado para instalarlo en posición horizontal y vertical y calcular las caídas de presión para la acetona y el agua de enfriamiento. Asumir $R_f = 0.0005 \text{ m}^2 \text{ K/W}$

Solución

El agua circulará por los tubos

Balance de calor $Q = W_h \cdot \lambda = (8000/3600) \times 497.5 = 1105 \text{ kW}$
 Caudal de agua $W_c = 100000/3600 = 27.77 \text{ kg/s}$
 Area de flujo para agua $a_t = (\pi D_i^2/4) N/n = (\pi \cdot 0.0144^2/4) \times 192/2 = 0.0156 \text{ m}^2$
 Velocidad de agua $W_c/p \cdot a_t = 27.7/(1004 \times 0.0156) = 1.76 \text{ m/s}$
 Temperatura de salida del agua $= 35 + Q/W_{cc} = 35 + 1105000/(27.7 \times 4180) = 44.5^\circ\text{C}$
 Coeficiente de transferencia para el agua
 $h_i = 1423(1+0.0146t)^{0.8}/D_i^{0.2} = 1423(1+0.0146 \times 39.8) \times 1.76^{0.8}/0.0144^{0.2} = 8250$
 $h_{io} = h_i D_i/D_o = 8250 \times 0.0144/0.019 = 6250 \text{ W/m}^2\text{K}$

Coeficiente de transferencia lado carcasa

Distancia libre entre tubos : $c = P_t - D_o = 23.8 - 19.05 = 4.8 \text{ mm}$
 Area de flujo en carcasa : $a_s = (D_s \cdot c \cdot B)/P_t = (0.438 \times 0.0048 \times 0.45)/0.0238 = 0.0398 \text{ m}^2$

El caudal de vapor a la entrada es 8000 kg/h. A la salida el caudal de vapor es nulo ya que el vapor condensa totalmente. Consideramos un caudal medio $W_s = 8000/2 = 4000 \text{ kg/h}$

Velocidad másica $G_s = W_s/a_s = 4000/(3600 \times 0.0398) = 27.89 \text{ kg/s.m}^2$
 Según (10-2-68) $Re_{LG} = (D_o \cdot G_s \cdot \rho_L)/(\rho_L \mu_L) = (0.019 \times 27.89 \times 738)/(0.215 \times 10^{-3} \times 2.54) = 715800$
 Según (10-2-71) $R = \rho_L \mu_L / \rho_G \mu_G = (738 \times 0.215 \times 10^{-3}) / (2.54 \times 0.0072 \times 10^{-3}) = 8676$
 Número de Prandtl del líquido: $Pr_L = c_{L\mu_L}/k_L = 2255 \times 0.215 \times 10^{-3} / 0.142 = 3.414$
 Según (10-2-72) $H = c_L(T - T_w) / Pr_L \lambda$
 Supondremos una temperatura de pared de 50°C que luego puede ser verificada
 Luego $H = 2255(61 - 50) / (3.414 \times 497500) = 0.0146$
 Según (10-3-70) $X = 0.9(1 + 1/R \cdot H)^{0.33} = 0.9(1 + 1/(8676 \times 0.0146))^{0.33} = 0.902$

Para calcular el h_f , debemos considerar por separado el caso del condensador vertical y del horizontal

a) Condensador vertical

$G' = W/(N \cdot \pi \cdot D_o) = (8000)/(3600 \times 3.14 \times 192 \times 0.019) = 0.194 \text{ kg/m/s}$
 $Re_f = 4G'/\mu_L = 4 \times 0.194 / 0.215 \times 10^{-3} = 3609$
 Del gráfico de Dukler con $Re_f = 3609$ y $Pr_L = 3.414$ se obtiene el valor de la ordenada = 0.28
 Es decir : $h_f \cdot (\mu_L^2 / \rho_L^2 \cdot g \cdot k_L^3)^{0.33} = 0.28$
 Luego $h_f = 0.28(\rho_L^2 \cdot g \cdot k_L^3 / \mu_L^2)^{0.33} = 0.28(738^2 \times 9.8 \times 0.142^3 / (0.215 \times 10^{-3})^2)^{0.33} = 1772 \text{ W/m}^2\text{K}$
 $Nu_f = h_f \cdot D_o / k_L = 1772 \times 0.019 / 0.142 = 237$
 Según (10-2-67) $Nu = h \cdot D_o / k_L = (X^4 \cdot Re_{LG}^2 + Nu_f^4)^{1/4} = (0.902^4 \times 715800^2 + 237^4)^{1/4} = 764 \text{ W/m}^2\text{K}$
 Luego $h = Nu \cdot k_L / D_o = 764 \times 0.142 / 0.019 = 5711 \text{ W/m}^2\text{K}$

b) Condensador horizontal

El valor de h_f se calcula de la expresión
 $h_f (\mu^2/k^3 \rho^2 g)^{1/3} = 1.5(4G''/\mu)^{-1/3}$
 con $G'' = W/LN^{2/3} = 8000/(3600 \times 4 \times 192^{2/3}) = 0.0172 \text{ kg/ms}$
 luego
 $h_f \cdot ((0.215 \times 10^{-3})^2 / (0.142^3 \times 738^2 \times 9.8))^{0.33} = 1.5(4 \times 0.0172 / 0.215 \times 10^{-3})^{-0.33}$
 de donde $h_f = 1413 \text{ W/m}^2\text{K}$
 $Nu_f = h_f \cdot D_o / k_L = 1413 \times 0.019 / 0.142 = 189$
 Los valores de X y Re_{LG} son los mismos que para el condensador vertical, luego
 $Nu = h \cdot D_o / k_L = (X^4 \cdot Re_{LG}^2 + Nu_f^4)^{1/4} = (0.902^4 \times 715800^2 + 189^4)^{1/4} = 764$
 $h = 764 \cdot k_L / D_o = 568 \times 0.142 / 0.019 = 5711 \text{ W/m}^2\text{K}$

se tiene el mismo coeficiente para el condensador vertical que horizontal

Coeficiente total de transferencia

$$U = \left(\frac{1}{h_{io}} + \frac{1}{h_o} + R_f \right)^{-1} = \left(\frac{1}{6250} + \frac{1}{5711} + 0.0005 \right)^{-1} = 1197 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$DMLT = \frac{44.5 - 35}{\ln \frac{61 - 35}{61 - 44.5}} = 20.9$$

Area requerida = $Q/U \cdot DMLT = 1105000/1197 \times 20.9 = 44.16 \text{ m}^2$

Area del equipo = $\pi \cdot L \cdot N \cdot D_o = \pi \cdot 4 \times 192 \times 0.019 = 45.8 \text{ m}^2 > 44.16 \text{ OK}$

Pérdida de carga del fluido de carcasa

Se calculará con el método de Kern por simplicidad.

Diámetro equivalente de carcasa = 0.0139 m

El número de Reynolds para el vapor a la entrada será

$$Re_K = \frac{W \cdot D_{eq}}{as \cdot \mu} = \frac{2.222 \times 0.0139}{0.0072 \times 10^{-3} \times 0.0398} = 107699 \text{ (El subíndice K se refiere a la definición de Kern para } Re)$$

El factor de fricción es 0.195

$$\Delta p_s \text{ para caudal de entrada} = f \frac{(N_B + 1) \cdot D_s \cdot G_s^2 \left(\frac{\mu_w}{\mu} \right)^{0.14}}{D_e} = \frac{0.195 \times 9 \times 0.438 \cdot 55.82^2}{0.0139 \cdot 2 \times 2.5} = 34000 \text{ N/m}^2$$

Puesto que a la salida el caudal de vapor es nulo, el Δp_s calculado con el caudal de salida también lo será. Por lo tanto, el promedio es 17000 N/m²

10-4 Condensadores Desobrecalentadores

El vapor que sale del tope de una columna de destilación se encuentra en equilibrio termodinámico con el líquido que abandona el primer plato de la torre, por lo cual siempre se encuentra a su temperatura de rocío e ingresa al condensador en este estado.

Sin embargo, en otro tipo de procesos, puede ser necesario condensar un vapor que ingresa al condensador a una temperatura superior a la temperatura de rocío, es decir sobrecalentado. Consideremos por ejemplo el caso de un ciclo frigorífico de propano como el representado en la Figura 10-24

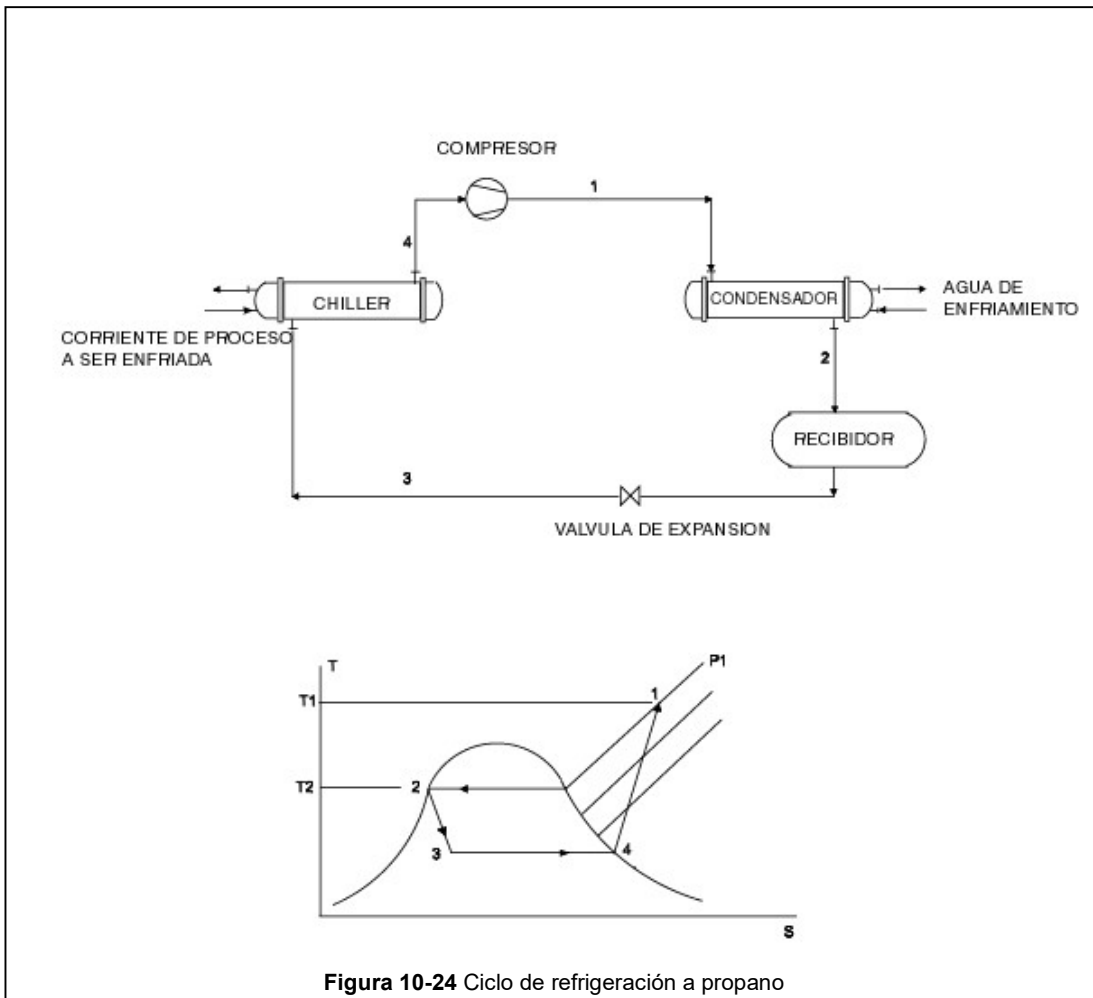


Figura 10-24 Ciclo de refrigeración a propano

. El equipo denominado chiller, es un intercambiador que sirve para enfriar una corriente de procesos mediante una corriente de propano líquido que, a su vez, recibe calor y se evapora. La corriente de propano líquido es la indicada como (3) y el propano evaporado es la corriente (4).

El propano evaporado es comprimido por el compresor hasta una presión tal que permita ser condensado con agua de enfriamiento o aire atmosférico. Esta temperatura queda básicamente definida por la temperatura del agua o del aire que se disponga.

El propano condensado en el condensador se expande luego en una válvula hasta la presión del chiller sufriendo una evolución isoentálpica que produce una vaporización parcial a expensas de una caída de temperatura, obteniéndose así una corriente fría (3) que cierra el ciclo. En la parte inferior de la Figura 10-24 se muestra el ciclo en un diagrama T-S

Obsérvese que en la evolución 4-1 que ocurre en el compresor, el fluido se calienta hasta una temperatura T_1 que es mayor que la temperatura de condensación T_2 correspondiente a la presión p_1 . Por lo tanto, el condensador debe ser capaz de enfriar el vapor ingresante desde la temperatura T_1 hasta la temperatura T_2 y luego condensarlo a esta temperatura

El equipo tendrá entonces, dos zonas en serie. La primera zona es de transferencia de calor en simple fase, y en ella el vapor se enfría desde la temperatura de entrada hasta la temperatura de rocío que corresponde a la presión del condensador. La segunda zona corresponde a la condensación aproximadamente isotérmica del vapor.

En un equipo en contracorriente, el diagrama de temperatura es como el indicado en la Figura 10-25 El balance de calor del equipo puede expresarse por medio de las siguientes ecuaciones

$$Q = Q_s + Q_\lambda \quad (10-4-1)$$

$$Q_s = \text{Calor sensible} = W_h c_{h,v} (T_1 - T_2) \quad (10-4-2)$$

$$Q_\lambda = \text{Calor latente} = W_h \cdot \lambda \quad (10-4-3)$$

$$Q = W_c c_c (t_2 - t_1) \quad (10-4-4)$$

La temperatura del agua de enfriamiento en la sección de transición entre ambas zonas se puede calcular como:

$$t_3 = t_2 - \frac{Q_s}{W_c c_c} \quad (10-4-5)$$

Obsérvese que esta configuración equivale a tener dos intercambiadores en serie, y el área de transferencia de cada zona puede ser calculada utilizando el coeficiente de transferencia de calor y la DMLT que corresponda a dicha zona.

Para la zona de desobrecalentamiento (calor sensible) será

$$\Delta T_s = (\text{MLDT})_s = \frac{(T_2 - t_3) - (T_1 - t_2)}{\ln \frac{(T_2 - t_3)}{(T_1 - t_2)}} \quad (10-4-6)$$

Para la zona de condensación (calor latente) será

$$\Delta T_\lambda = (\text{MLDT})_\lambda = \frac{(T_2 - t_3) - (T_2 - t_1)}{\ln \frac{(T_2 - t_3)}{(T_2 - t_1)}} \quad (10-4-7)$$

Y el área de cada zona se puede calcular por medio de

$$A_s = \frac{Q_s}{U_s \cdot \Delta T_s} \quad (10-4-8)$$

$$A_\lambda = \frac{Q_\lambda}{U_\lambda \Delta T_\lambda} \quad (10-4-9)$$

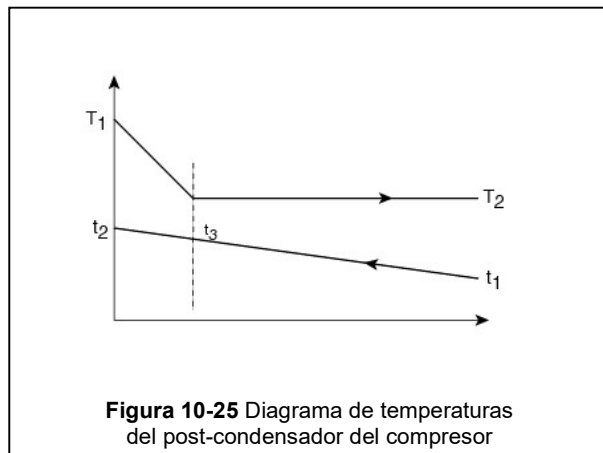


Figura 10-25 Diagrama de temperaturas del post-condensador del compresor

Evidentemente los coeficientes globales correspondientes a cada una de las dos zonas serán muy

diferentes ya que los mecanismos de transferencia de calor son distintos

En la zona de sobrecalentamiento de vapor, el enfriamiento suele tener lugar por un mecanismo conocido como *reflashing*. Si la temperatura de la pared del tubo en esta zona es menor que la temperatura de rocío del vapor, se formará condensado sobre la superficie del tubo, aunque la temperatura global del vapor corresponda a un estado recalentado. Cuando este condensado se desprende del tubo, ingresa al seno de la fase vapor donde sufre un proceso de re evaporación (*reflashing*), extrayendo calor a la masa de vapor. Es decir que aparece un nuevo mecanismo que contribuye en forma muy efectiva a lograr el enfriamiento de vapor mejorando el coeficiente de transferencia.

Sin embargo, la mayoría de los métodos de diseño no tienen en cuenta este efecto y para calcular el U_s de la zona de sobrecalentamiento se utiliza un coeficiente pelicular del lado del vapor calculado para la transferencia de calor en simple fase con los métodos del Capítulo 7. Esto significa colocarse en una posición conservadora que se traduce en un cierto sobredimensionamiento del equipo

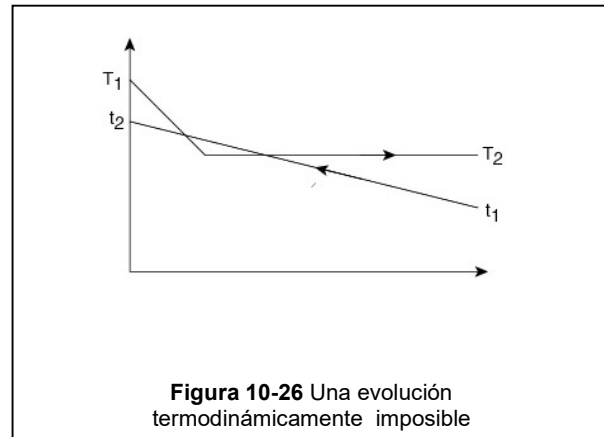
El coeficiente U_s se obtiene usando el coeficiente pelicular de condensación, que se calcula con los métodos del presente capítulo

Al seleccionar el caudal de agua con el que se diseñará el equipo, es necesario tener en cuenta que no se produzcan cruces en el diagrama de temperaturas.

Por ejemplo consideremos la situación mostrada en la Figura 10-26

Si bien la temperatura de salida del agua de enfriamiento es menor que la temperatura de entrada del vapor a condensar, la evolución mostrada es termodinámicamente imposible, por cuanto en alguna zona del equipo, el agua debería calentarse por encima de la temperatura del fluido caliente del cual recibe calor.

Por lo tanto, la recomendación para evitar estas situaciones, es seleccionar el caudal de agua de enfriamiento de tal modo que la temperatura de salida del agua siempre esté por debajo de la temperatura de condensación del vapor T_2



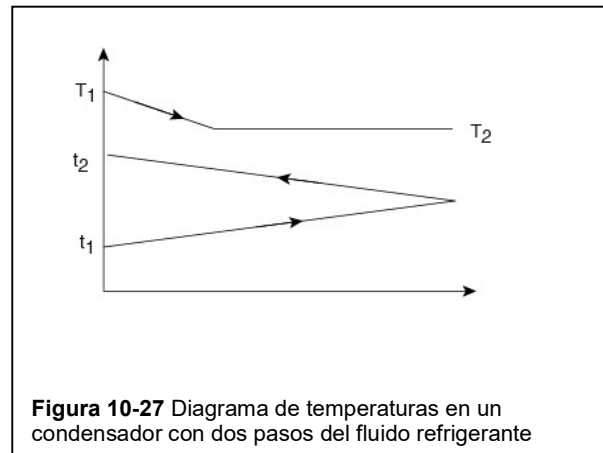
Hemos supuesto hasta ahora, que la configuración del condensador correspondía a un equipo en contracorriente. Si el condensador tiene dos o más pasos en los tubos, se tendrá una situación como la indicada en la Figura 10-27 donde en cada una de las zonas, el fluido caliente estará en contacto con dos pasos del fluido frío. En este caso no sería válido utilizar las diferencias logarítmicas de temperaturas definidas por las Expresiones (10-4-6) y (10-4-7).

Según Kern, si la temperatura de salida del fluido frío se encuentra por debajo de la temperatura de rocío del vapor, con lo que el sobrecalentamiento tiene lugar por el mecanismo de *reflashing* al que se ha hecho referencia, puede aceptarse utilizar las diferencias de temperaturas definidas por las Ecuaciones (10-4-6) y (10-4-7) como si se tratara de un equipo en contracorriente.

La justificación es simplemente, que el error cometido con esta simplificación se compensa con el error de no considerar el efecto de *reflashing* en el cálculo del coeficiente de transferencia.

Vale decir entonces, que independientemente de la configuración de pasos, se asume que se trata de un equipo en contracorriente y se calcula la temperatura t_3 (que en este caso no tiene ningún significado físico preciso) por medio de la Ecuación (10-4-5), y luego se calculan las diferencias medias de temperaturas para cada zona.

Algunos programas de diseño, suelen calcular un factor F_t usando las cuatro temperaturas extremas, y luego aplican este factor de corrección a cada una de las diferencias medias logarítmicas.



Este procedimiento no parece tener otra justificación que la de introducir un factor de seguridad adicional en el diseño.

Ejemplo 10-3

Se desea condensar 5144 kg/h de propano provenientes de la descarga de un compresor a una presión de 1300 kPa y una temperatura de 60°C. Se utiliza como medio refrigerante agua a 30 grados C. A esta presión, la temperatura de condensación del propano es 37.2°C. Se admite para el agua de enfriamiento un salto térmico de 4°C. Luego de algunos tanteos previos se ha propuesto el siguiente diseño:

N = Número de tubos: 672

L= Longitud de tubos: 4m

Diámetro tubos :D_o:19.05 mm, D_i:14.4 mm Arreglo cuadrado Separación de tubos 23.81 mm

D_s= Diámetro carcasa : 762 mm

n= Número de pasos en tubos :6

B= separación de baffles: 150mm

Las propiedades físicas son las siguientes

	vapor	liquido
Densidad kg/m ³ (a T _{sat})	28.1	476
Viscosidad cp	0.009	0.09
Conductividad térmica W/m K	0.020	0.088
Calor específico J/kg K	2030	3020
Calor de condensación kJ/kg	314	

Verificar si dicho equipo es adecuado para instalarlo en posición horizontal . Calcular las caídas de presión para el propano y el agua de enfriamiento. Suponer una resistencia de ensuciamiento de 0.0003 m²K/W para el lado del agua y 0.0001 m²K/W del lado del propano

Solución

El agua circulará por los tubos

Balance de calor

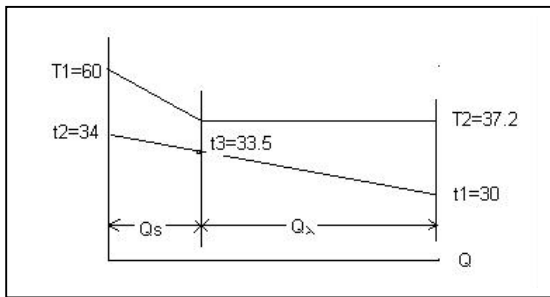
$$Q_{\lambda} = W_h \cdot \lambda = (5144/3600) \times 314 = 449 \text{ kW}$$

$$Q_s = W_{hc} (T_1 - T_2) = (5144/3600) \times 2030 \times (60 - 37.2) = 66.14 \text{ kW}$$

$$Q = Q_s + Q_{\lambda} = 515.2 \text{ kW}$$

Caudal de agua

$$W_c = Q / (c_c (t_2 - t_1)) = 515200 / (4180 \times 4) = 30.81 \text{ kg/s} = 111000 \text{ kg/h}$$



El equipo tiene 6 pasos de agua. Usaremos la simplificación de suponer una configuración en contracorriente y se corregirá la DMLT resultante para cada zona con un factor de corrección Ft que se calculará con las temperaturas extremas

La temperatura t₃ correspondiente al agua en el ficticio punto de transición será

$$t_3 = t_2 - Q_s / W_c c_c = 34 - 66140 / (30.81 \times 4180) = 33.5^\circ\text{C}$$

Las diferencias medias logarítmicas de temperatura para cada una de las dos zonas son

$$(MLDT)_s = ((60 - 34) - (37.2 - 33.5)) / \ln(26/3.7) = 11.4$$

$$(MLDT)_\lambda = ((37.2 - 33.5) - (37.2 - 30)) / \ln(3.7/7.2) = 5.2$$

Con las cuatro temperaturas extremas se puede calcular el factor de corrección Ft

Los parámetros para su cálculo son

$$R = (T_1 - T_2) / (t_2 - t_1) = 5.7 \quad S = (t_2 - t_1) / (T_1 - t_1) = 0.133 \quad \text{Se obtiene } Ft = 0.917$$

Por lo tanto, las diferencias de temperatura corregidas serán :

$$\Delta T_s = (MLDT)_s \cdot Ft = 11.4 \times 0.917 = 10.4^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_{\lambda} = (MLDT)_{\lambda} \cdot Ft = 5.2 \times 0.917 = 4.8^{\circ}\text{C}$$

Coefficiente de transferencia para el agua :

$$\text{Area de flujo para agua } a_t = (\pi D_i^2/4) N/n = (\pi \cdot 0.0144^2/4) \times 672/6 = 0.0182 \text{ m}^2$$

$$\text{Velocidad de agua } = W_c/p \cdot a_t = 30.89/(1000 \times 0.0182) = 1.7 \text{ m/s}$$

Coefficiente de transferencia dentro de tubos

$$h_i = 1423(1+0.0146t)^{0.8}/D_i^{0.2} = 1423(1+0.0146 \times 32)^{0.8}/0.0144^{0.2} = 7453 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$h_{io} = h_i(D_i/D_o) = 7453 \times (14.4/19.05) = 5633 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Zona de calor sensible

Calcularemos en primer lugar el coeficiente del fluido caliente para la zona de sobrecalentamiento. A fin de simplificar el cálculo se usará el método de Kern.

$$\text{Distancia libre entre tubos } :c = P_t - D_o = 23.8 - 19.05 = 4.8 \text{ mm}$$

$$\text{Area de flujo en carcasa } :a_s = (D_s \cdot c \cdot B)/P_t = (0.762 \times 0.0048 \times 0.15)/0.0238 = 0.0231 \text{ m}^2$$

El diámetro equivalente para este arreglo de tubos es

$$D_{eq} = 4 \times (P_t^2 - \pi D_o^2/4) / \pi D_o = 4 \times (0.0238^2 - 3.14 \times 0.019^2/4) / (3.14 \times 0.019) = 0.019 \text{ m}$$

El número de Reynolds será

$$Re_K = D_{eq} \cdot W / (a_s \mu_G) = 0.019 \times 1.429 / (0.0231 \times 0.009 \times 10^{-3}) = 130600$$

(Usamos el subíndice K para distinguirlo de otros números de Reynolds que se usarán en el cálculo)

El coeficiente pelicular para la carcasa será, en la zona de calor sensible:

$$h_o = 0.36 \cdot (k_G/Deq) \cdot Re_K^{0.55} \cdot Pr_G^{0.33} = 0.36 \times (0.02/0.019) \times 130600^{0.55} \times 0.928^{0.33} = 240 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$\text{Luego } U_s = (1/h_{io} + 1/h_o + R_f)^{-1} = (1/5633 + 1/240 + 0.0004)^{-1} = 210 \text{ W/m}^2\text{K}$$

El area requerida para la zona de sobrecalentamiento será

$$A_s = Q_s / U_s \cdot \Delta T_s = 66140 / (210 \times 10.4) = 30.3 \text{ m}^2$$

Zona de calor latente

El caudal de vapor a la entrada es 5144 kg/h. A la salida el caudal de vapor es nulo ya que el propano condensa totalmente. Consideramos un caudal medio $W_s = 5144/2 = 2572 \text{ kg/h}$

$$\text{Velocidad másica } G_s = W_s/a_s = 2572/(3600 \times 0.0231) = 30.92 \text{ kg/s} \cdot \text{m}^2$$

$$\text{Según (10-2-68) } Re_{LG} = (D_o \cdot G_s \cdot \rho_L) / (\rho_G \mu_L) = (0.019 \times 30.92 \times 476) / (0.09 \times 10^{-3} \times 28.1) = 110600$$

$$\text{Según (10-2-71) } R = \rho_L \mu_L / \rho_G \mu_G = (476 \times 0.09 \times 10^{-3}) / (28.1 \times 0.009 \times 10^{-3}) = 169$$

$$\text{Número de Prandtl del líquido: } Pr_L = c_{L\mu_L} / k_L = 3020 \times 0.09 \times 10^{-3} / 0.088 = 3.08$$

$$\text{Según (10-2-72) } H = c_L(T - T_w) / Pr_L \lambda$$

Supondremos una temperatura de pared de 33°C que luego puede ser verificada

$$\text{Luego } H = 3020(37.2 - 33) / (3.08 \times 314000) = 0.013$$

$$\text{Según (10-3-70) } X = 0.9(1 + 1/R \cdot H)^{0.33} = 0.9(1 + 1/(169 \times 0.013))^{0.33} = 1.01$$

Para un condensador horizontal el valor de h_f se calcula de la expresión

$$h_f (\mu^2/k^3 \rho^2 g)^{1/3} = 1.5(4G''/\mu)^{-1/3}$$

$$\text{con } G'' = W/LN^{2/3} = 5144/(3600 \times 4 \times 672^{2/3}) = 4.6 \times 10^{-3} \text{ kg/ms}$$

luego

$$h_f \cdot ((0.09 \times 10^{-3})^2 / (0.088^3 \times 476^2 \times 9.8))^{0.33} = 1.5(4 \times 4.6 \times 10^{-3} / 0.09 \times 10^{-3})^{-0.33}$$

$$\text{de donde } h_f = 1339 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$Nu_f = h_f \cdot D_o / k_L = 1339 \times 0.019 / 0.088 = 289$$

$$Nu = h'_f \cdot D_o / k_L = (X^4 \cdot Re_{LG}^2 + Nu_f^4)^{1/4} = (1.01^4 + 110600^2 + 289^4)^{1/4} = 374$$

$$h'_f = h_o = 374 \cdot k_L / D_o = 547 \times 0.088 / 0.019 = 1732 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Por lo tanto en la zona de condensación el coeficiente total será

$$U_{\lambda} = (1/h_{io} + 1/h_o + R_f)^{-1} = (1/1732 + 1/5633 + 0.0004)^{-1} = 862 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Verificación de la temperatura de pared

$$T_w = T_2 - U_{\lambda}(T_2 - t) / h_o = 37.2 - 862 \times (37.2 - 31.7) / 1732 = 34.4$$

No se considera necesario corregir H

El area requerida para la condensación será

$$A_{\lambda} = Q_{\lambda} / \Delta T_{\lambda} U_{\lambda} = 449000 / (4.8 \times 862) = 108 \text{ m}^2$$

Area requerida

Por lo tanto, el area total requerida será $108+30.3= 138.3 \text{ m}^2$

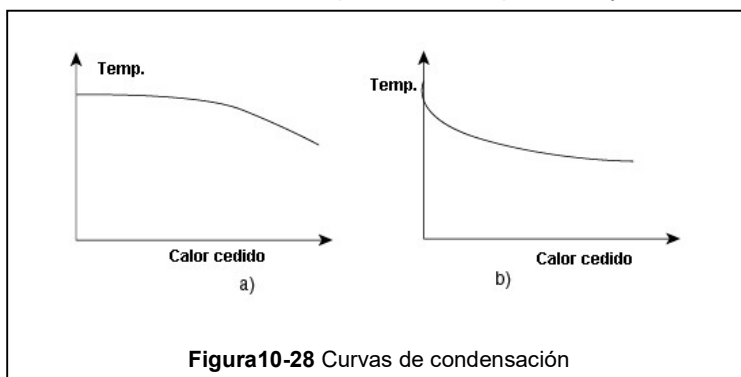
El area del equipo es $A = \pi \cdot D_o \cdot L \cdot N = 3.14 \times 0.019 \times 4 \times 672 = 160 \text{ m}^2$

Es decir que se tiene un 15% de exceso de área

10-5 Condensación de Mezclas de Vapores

Cuando el vapor que se va a condensar no es una sustancia pura, la condensación no es isotérmica. Esto es lo que ocurre en el condensador de una columna de destilación que separa mezclas de hidrocarburos. Los vapores que salen por el tope de la columna están formados por una mezcla de componentes de distinta temperatura de condensación.

En este caso la temperatura de la mezcla se irá reduciendo a medida que va condensando dentro del condensador. Al principio condensan en mayor proporción los componentes de mayor temperatura de condensación, llamados componentes más pesados, y a medida que la condensación progresa, la



temperatura disminuye y condensan los componentes más livianos.

Si la mezcla contiene una importante proporción de componentes pesados y pocos livianos, la mayor parte del calor de condensación corresponde a los componentes de mayor temperatura de condensación. Representando la evolución de la temperatura de la mezcla en función de la cantidad de calor retirada, se tiene un diagrama como el de la Figura 10-28a.

Si en cambio la mezcla contiene mayor proporción de componentes livianos, la curva será del tipo de la indicada en la Figura 10-28 b. En este caso, al principio, con la extracción de una pequeña cantidad de calor, se produce la condensación de los componentes más pesados y la temperatura decrece rápidamente mientras que al final de la condensación la temperatura permanece más constante.

Supongamos un condensador en contracorriente, y representemos el diagrama T-Q para el fluido condensante y el agua de refrigeración en cada uno de los dos casos anteriores (Figura 10-29)

La diferencia de temperaturas ΔT entre las dos corrientes va variando a lo largo del equipo, por lo tanto, para calcular el área de intercambio deberíamos integrar

$$A = \int \frac{dQ}{U \cdot \Delta T} \quad (10-5-1)$$

Como se recordará, habíamos demostrado que en los casos en que para cada fluido existe una relación lineal entre el calor recibido o cedido y la variación de temperaturas que éste experimenta, la expresión anterior puede integrarse para dar

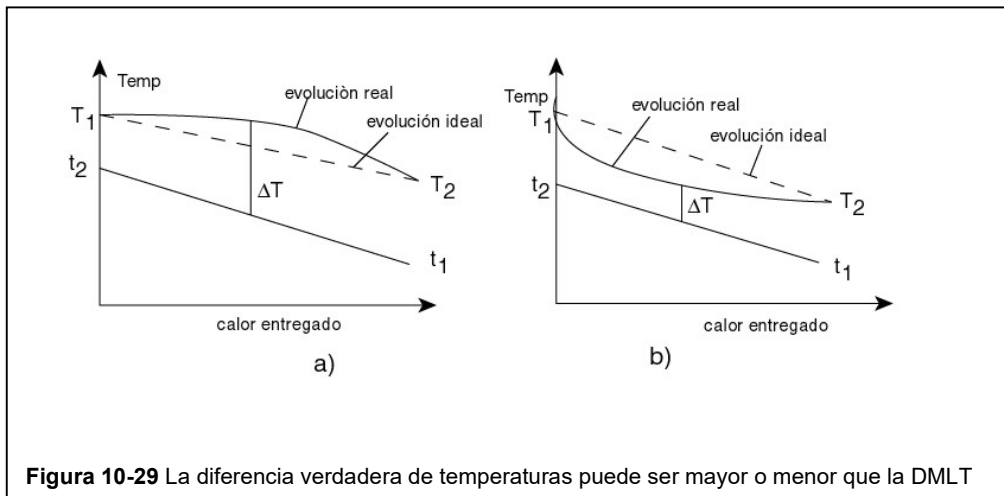
$$A = \frac{Q}{U \cdot (DMLT)} \quad (10-5-2)$$

Esta situación está representada por la línea punteada de la Figura 10-29, que muestra una evolución ideal del fluido condensante suponiendo la existencia de una linealidad entre calor y temperatura, y para la cual sería válido el uso de la DMLT.

Vemos entonces, que en el caso de la Figura 10-29a, la diferencia verdadera de temperaturas ΔT es mayor que la que corresponde a la situación ideal, mientras que en el caso b) es menor.

Es decir que el uso de la DMLT produciría en el primer caso un error por exceso en el cálculo del área, mientras que en el segundo caso se tendría un error por defecto.

Resulta por lo tanto necesario, el conocimiento de la curva de condensación del fluido para el diseño del condensador.



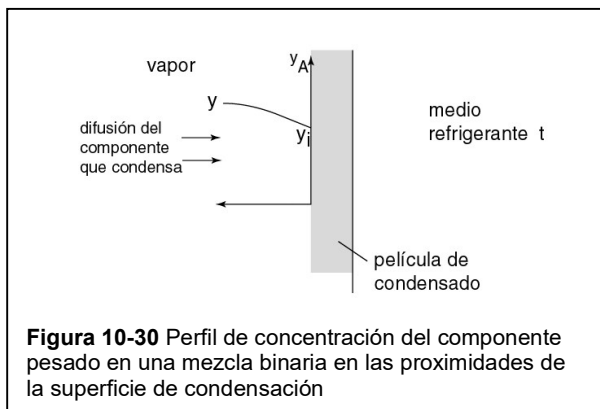
El cálculo de esta curva, requiere resolver para cada temperatura dentro del intervalo de condensación, las ecuaciones de equilibrio termodinámico entre vapor y líquido, para lo cual es necesario disponer de las constantes del equilibrio líquido - vapor.

Es posible plantear un modelo para realizar el cálculo en formas manual en algunos sistemas ideales, en los que puede admitirse que las constantes de equilibrio no dependen de la composición de las fases (por ejemplo aceptando la ley de Raoult). Esto se explica con mayor detalle en el Apéndice 1

Sin embargo, actualmente es posible la realización de cálculos con termodinámicas más elaboradas mediante los programas de simulación de procesos. De manera que la curva de condensación normalmente es suministrada como parte de la información de procesos al diseñador del equipo.

10-5-1 Procesos Difusivos en la Condensación de Mezclas de Multicomponentes

Cuando se explicó la teoría de condensación de Nusselt, se planteó un modelo en el que se suponía que el vapor estaba en contacto con una película de condensado y la temperatura de la masa de vapor era la misma que la temperatura de la interfase gas- líquido en la superficie de la película. De este modo, la película líquida se constituía en la única resistencia a la transmisión de calor.



En el caso de las mezclas de multicomponentes, la situación es distinta. Cuando el vapor condensa sobre la superficie de la película, los componentes más pesados condensan preferiblemente frente a los componentes livianos.

Esto provoca en las adyacencias de la película, una mayor concentración de componentes livianos que no condensan.

Se establece así un gradiente de concentraciones en la fase vapor, en la dirección perpendicular a la interfase. En el caso de una mezcla binaria, es posible una representación gráfica como en la Figura 10-30. En ella se representa la fracción molar y_A del componente más pesado en función de la distancia a la película.

Vemos que, en la interfase, la concentración es y_i , mientras en el seno de la fase vapor es y , siendo y_i menor que y .

Por lo tanto, la proporción de las moléculas de A que pueden alcanzar la interfase y condensar será menor que la que se tendría si se mantuviese la concentración global en toda la fase.

Las moléculas del componente A deben difundir a través de una capa con mayor proporción de moléculas de B para alcanzar la interfase. Esto agrega una resistencia adicional a la transmisión de calor, que debe ser tenida en cuenta en el diseño.

Supongamos un condensador como el representado en la Figura 10-31 en el que la temperatura del vapor varía desde la entrada hasta la salida. En dicha figura se representa además la evolución de la

temperatura del agua de enfriamiento en una configuración en contracorriente.

En un elemento diferencial del equipo cuya área es dA , se habrá transferido una cantidad de calor dQ .

Desde el punto de vista del fluido condensante, la cantidad de calor dQ corresponde a una contribución de calor sensible que provoca la variación de temperaturas dT de la masa de vapor y líquido que circula por el equipo, y a una contribución de calor latente que corresponde a la condensación de una masa dW (kg/s) de vapores.

En forma esquemática, el proceso puede representarse en la Figura 10-32. En dicha figura, T, T_c y t son las temperaturas del vapor, de la interfase y del medio refrigerante en una determinada sección del equipo como la AA de la Figura 10-31

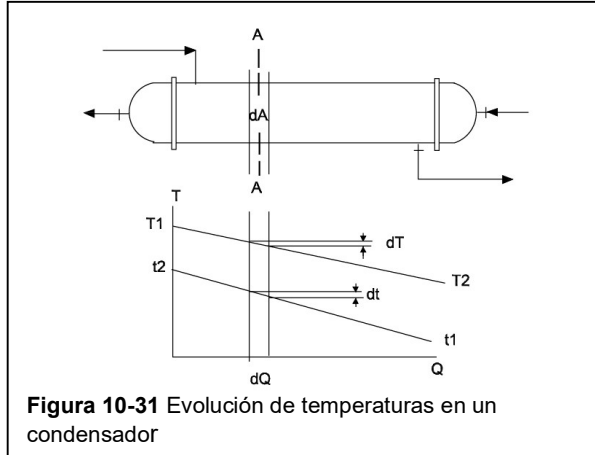


Figura 10-31 Evolución de temperaturas en un condensador

Considerando un área diferencial dA en el entorno de esta sección, podemos explicar el mecanismo de la condensación del siguiente modo;

El vapor que se encuentra a temperatura T , cede calor a la interfase que está a T_c . Esta transferencia tiene lugar por convección y puede expresarse como

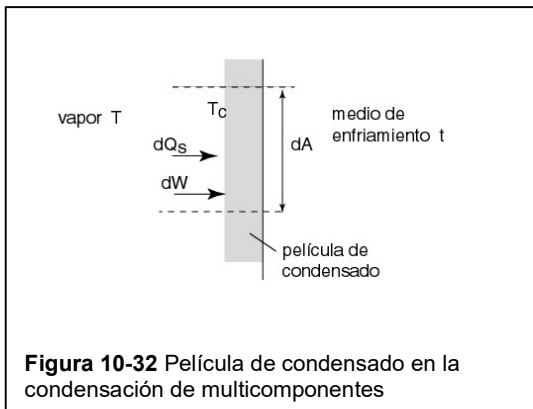


Figura 10-32 Película de condensado en la condensación de multicomponentes

$$dQ_s = h_G (T - T_c) dA \quad (10-5-3)$$

Siendo dQ_s la cantidad de calor cedida por convección desde el gas a la película por unidad de tiempo y h_G es el coeficiente de transferencia de calor en simple fase.

-Además de la transferencia de calor mencionada, existe una condensación de una masa de vapor dW (kg/s) sobre dA .

En el momento de condensar, esta masa de vapor cede a la película líquida su calor de condensación. De este modo, la cantidad de calor que se incorpora a la película en el dA será la suma de ambos términos

$$dQ = dQ_s + \lambda \cdot dW \quad (10-5-4)$$

Este calor debe ser transmitido a través de la película para ser retirado por el medio refrigerante. La resistencia a la transmisión de calor está representada por la película de condensado, el ensuciamiento y la capa límite del lado del refrigerante, siendo tres resistencias en serie. Se puede definir un coeficiente combinado para todo este proceso como

$$U' = \left(\frac{1}{h'_f} + \frac{1}{h_R} + R_f \right)^{-1} \quad (10-5-5)$$

El primer sumando representa la resistencia de la película de condensado, calculable con los modelos estudiados para la condensación de componentes puros. El segundo sumando es la resistencia del medio refrigerante y el tercero la resistencia de ensuciamiento.

De este modo, será

$$dQ = U' (T_c - t) dA \quad (10-5-6)$$

A fin de obtener una expresión para la velocidad de transferencia de calor, consideremos un volumen de control como el indicado en línea interrumpida en la Figura 10-33. Este volumen de control abarca la fase vapor contenida en la porción de equipo que corresponde a dA y se extiende

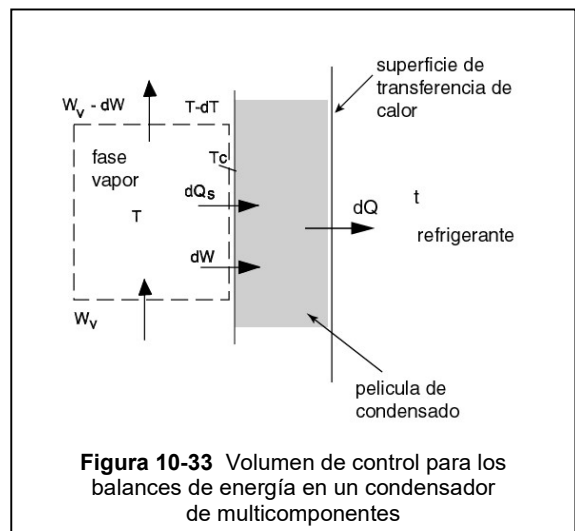


Figura 10-33 Volumen de control para los balances de energía en un condensador de multicomponentes

hasta la interfase vapor-líquido sin contener a ésta.

A dicho volumen de control ingresa un caudal de vapor W_v a una temperatura T . Una fracción dW de este vapor condensa sobre la superficie dA . Esta fracción de vapor, abandona el volumen de control al estado de vapor (ya que la interfase está fuera del volumen de control) y a una temperatura T_c . La variación de entalpía de esta masa de vapor entre su condición de entrada al volumen de control y su condición de salida será

$$dW \cdot c_v (T - T_c)$$

Donde c_v es el calor específico del vapor

Además, existe una transferencia de calor por convección desde el seno del gas hacia la interfase dada por

$$dQ_s = h_G \cdot dA \cdot (T - T_c) \quad (10-5-7)$$

El caudal de vapor W_v que ingresa al volumen de control a temperatura T , sale del mismo a una temperatura $T - dT$. Por lo tanto, su variación de entalpía será $W_v c_v \cdot dT$. (Se desprecia el efecto de la reducción de caudal dW)

El balance de entalpías para el volumen de control, se puede entonces expresar como

$$W_v \cdot c_v \cdot dT + dW \cdot c_v \cdot (T - T_c) - dQ_s = 0 \quad (10-5-8)$$

Si se acepta que el segundo sumando es pequeño frente al primero (lo cual no siempre es justificable) será

$$W_v \cdot c_v \cdot dT = h_G \cdot (T - T_c) \cdot dA \quad (10-5-9)$$

Combinando (10-5-6) y (10-5-7)

$$\frac{dQ}{U' \cdot dA} = (T_c - t) \quad (10-5-10)$$

$$\frac{dQ_s}{h_G \cdot dA} = (T - T_c) \quad (10-5-11)$$

Sumando y llamando $\gamma = dQ_s/dQ = W_v \cdot c_v \cdot dT/dQ$ se tiene

$$dQ \left(\frac{1}{U' \cdot dA} + \frac{\gamma}{h_G \cdot dA} \right) = T - t \quad (10-5-12)$$

El coeficiente global de transferencia es la suma de todas las resistencias, es decir

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{U'} + \frac{\gamma}{h_G} = \frac{1}{h_R} + \frac{1}{h'_f} + \frac{\gamma}{h_G} + R_f \quad (10-5-13)$$

A fin de mantener la coherencia con la metodología empleada hasta ahora, podemos separar las resistencias a uno y otro lado de la pared del tubo definiendo un coeficiente total para el fluido caliente como

$$\frac{1}{h_h} = \frac{1}{h'_f} + \frac{\gamma}{h_G} \quad (10-5-14)$$

Y se tiene la expresión usual

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_h} + \frac{1}{h_R} + R_f \quad (10-5-15)$$

El área del equipo puede entonces calcularse como

$$dA = \frac{dQ}{U(T - t)} \quad (10-5-16)$$

$$y \quad A = \int \frac{dQ}{U(T - t)} \quad (10-5-17)$$

Para utilizar esta expresión es necesario contar con la curva de condensación, la cual es

seccionada en intervalos de dQ . Superponiendo esta curva con la del refrigerante, se puede obtener para cada uno de estos intervalos, el valor de $(T-t)$ y la relación de calor sensible a calor total γ . Dado que los coeficientes películares h_G , h_R y h'_f se pueden calcular para las condiciones existentes en cada intervalo, es posible calcular la integral en forma numérica.

10-5-2 Método Generalizado para el Diseño de Condensadores

El método de diseño de un condensador de una mezcla de multicomponentes con rango de condensación incluye el caso de la condensación de un vapor puro (haciendo $\gamma=0$). Por lo tanto, se desarrollará a continuación el método de cálculo para la verificación de un condensador con rango de condensación que resulta completamente general y aplicable a cualquier caso de condensación.

Este procedimiento cubre solo la zona de doble fase. Si el equipo tiene además una zona de sobrecalentamiento, deberá realizarse su cálculo por separado.

A fin de simplificar el tratamiento del tema, se utilizarán las correlaciones de Kern para el cálculo de los coeficientes de transferencia de calor en simple fase. Como se explicó en el capítulo correspondiente, este método puede presentar errores importantes, especialmente en equipos de cabezal flotante. Sin embargo el procedimiento puede fácilmente ser adaptado al uso de métodos más elaborados para la predicción de los coeficientes de interfase.

Para utilizar este modelo, se requiere como principal dato de entrada los datos de proceso, incluyendo la curva de condensación. Esta curva se obtiene de la simulación de procesos utilizando programas tales como Hysis, Aspen, Pro II etc.

La curva representa la evolución termodinámica de la corriente caliente a medida que su temperatura se va reduciendo desde T_1 hasta T_2 . Para cada temperatura intermedia se debe conocer la entalpía de la corriente y la fracción másica de vapor (kg vapor/kg total), como así también el peso molecular del vapor.

La cantidad de puntos necesarios se determina en función del número de intervalos en que se quiere dividir el cálculo. Normalmente no se justifica la utilización de más de cuatro o cinco intervalos.

Se pueden plantear dos tipos de curvas de condensación: integral y diferencial. Esto se explica con algo más de detalle en el Apéndice 1.

La condensación integral asume que el vapor y el condensado se mantienen en contacto a lo largo del equipo, de modo de mantener el equilibrio. Se supone que el condensado que se forma al principio del rango de condensación es transportado por el vapor hacia la salida. Los condensadores verticales con condensación del lado de tubos son el mejor ejemplo de una condensación integral. Otros casos que se aproximan a la condensación integral son la condensación dentro de tubos horizontales, condensación en el exterior de tubos verticales y condensación en el exterior de tubos horizontales en flujo cruzado (carcasa tipo TEMA X).

En la condensación diferencial, el condensado líquido es separado de la corriente de vapor, y de este modo se altera el equilibrio y se reduce el punto de rocío del vapor remanente. Un ejemplo típico son algunos condensadores de reflujo en contracorriente, en los que los vapores ascienden por el interior de tubos, mientras que el condensado que se forma sobre la pared desciende en contracorriente.

Los condensadores horizontales, con carcasas tipo E o J son un caso intermedio. Para ser conservativo, habría que usar en estos casos la curva de condensación diferencial. Sin embargo, la práctica usual en el diseño industrial ha sido la de utilizar las curvas de condensación integral en todos los casos.

Para n puntos de la curva de condensación quedan definidos $n-1$ intervalos de cálculo. Entonces, para el intervalo comprendido entre los puntos i e $i+1$, se puede calcular

$$-\Delta Q = \text{Calor a retirar en el intervalo} = Wh(i_{i+1} - i_i) \quad (i = \text{entalpías específicas})$$

$$-\Delta Q_s = \text{Calor sensible del vapor} = Wv \cdot c_v \cdot (T_{i+1} - T_i)$$

$$-\gamma = \Delta Q_s / \Delta Q$$

Conociendo el caudal de la corriente fría (usualmente agua de enfriamiento) y sus propiedades y temperatura de entrada, es posible calcular la variación de temperatura que sufrirá dicha corriente en cada intervalo. Para ello se asume una disposición en contracorriente y se calcula $t_i - t_{i+1} = \Delta Q / W_c C_c$.

La curva $T-Q$ del agua de enfriamiento se superpone entonces con la curva de la corriente caliente. Con las cuatro temperaturas extremas de todo el proceso, se puede calcular un factor de corrección de DMLT (F_t). Luego, para cada uno de los intervalos, es posible calcular con las cuatro temperaturas límite, el valor de la DMLT correspondiente, es decir

$$DMLT = (T_{i+1}-t_{i+1})-(T_i - t_i) / \ln((T_{i+1} - t_{i+1}) / (T_i - t_i))$$

Y luego aplicar el factor de corrección Ft a cada uno de los intervalos.

A fin de ejemplificar el procedimiento, se desarrollará un ejemplo numérico

Ejemplo 10-4

Se desea condensar 0.277 kg/s de una mezcla de hidrocarburos que salen del tope de una columna de destilación a una temperatura de 49.2 °C y una presión de 4.5 ata . La condensación ocurre en el rango de 49.2 a 27.4 °C. Se usará como medio refrigerante un caudal de 3.031 kg/s de agua de enfriamiento disponibles a 20 °C

El calor específico del vapor es 1800 J/kgK.

La curva de condensación corresponde a las cinco primeras filas de la siguiente tabla, y los cálculos para cada uno de los intervalos se indican en las filas siguientes.

El factor de corrección de la DMLT ha sido calculado con las cuatro temperaturas extremas (T1= 49.2, T2= 27.4, t1=20, t2= 28.2) para una configuración con un paso en carcasa y n pasos en tubos, resultando ser 0.783

Temp vapor	°C	49.2	44.3	39.0	33.4	27.4
Frac en peso vapor	Kg vap/kg total	1	0.728	0.476	0.233	0
Entalpía mezcla	KJ/Kg	375.4	281.6	187.2	93.8	0
Peso molec vapor	Kg/kmol	58	56	54	52.5	51
Caudal de vapor	Kg/s	0.277	0.201	0.132	0.064	0
INTERVALO		I	II	III	IV	
ΔQ	kW	26	26	26	26	
ΔQs	kW	2.42	1.91	1.33	0.69	
γ		0.093	0.073	0.051	0.026	
Temp del agua	°C	28.2	26.1	24.1	22.0	20
DMLT	°C	19.5	16.5	13.0	9.2	
DMLT. Ft		15.29	12.89	10.21	7.23	

Las siguientes propiedades físicas para vapor y condensado se pueden considerar constantes en todo el intervalo de condensación

Líquido	Vapor
Densidad =561 kg/m3	Factor compresibilidad= 0.9
Viscosidad= 0.15 cp = 0.15x10 ⁻³ kg/m.s	Viscosidad= 0.81x10 ⁻⁵ kg/ms
Cond térmica= 0.09 W/mK	Cond Térmica=0.018 W/mK
Calor específico= 2500 J/kg.K	Calor específico= 1800 J/kgK
Número de Prandtl líquido = 4.16	Número de Prandtl vapor=0.81

Se ha propuesto para este servicio un intercambiador horizontal de la siguiente geometría

- N= Número de tubos: 42
- n= Número de pasos en tubos :2
- L= Long de tubos: 6.09m
- Diámetro de tubos: D_o= 0.019 D_i= 0.0144
- D_s= Diámetro carcasa= 0.254m
- P_t=Separación entre tubos =0.023m
- Arreglo triangular de 30°
- c=Distancia libre entre tubos= =0.0048m
- Baffles segmentados separados cada B= 0.063m

Se deberá considerar una resistencia de ensuciamiento de 0.0001 m2K/W del lado del vapor condensante y 0.0003m2K/W del lado del agua

Solución

Se calculará en primer lugar el coeficiente de transferencia del lado del agua de enfriamiento

a_t = área de flujo en tubos= (π.D_i²/4).N/n = 0.00341m²

v= velocidad= W_v/(1000.at)=3.031/1000x0.00341=0.886 m/s

t= temp media del agua =24°C

h_{io}= 1423(1+ 0.0146t)^{0.8}/D_i^{0.2} x(D_i/D_o)= 3092 m²K/W

Para el cálculo del coeficiente del lado del vapor se debe en primer lugar calcular un coeficiente debido a la resistencia de la película de condensado h'_f . Para ello hay que calcular primero el h_r (sin tener en cuenta el efecto de arrastre del vapor) y luego corregirlo por la velocidad de vapor.

Calcularemos un h_r único para todo el equipo usando el modelo de condensación de Nusselt .

$$h \left(\frac{\mu_L^2}{k_L^3 \rho_L^2 g} \right)^{1/3} = 1.51 \left(\frac{4G''}{\mu_L} \right)^{-1/3}$$

El valor de G'' se calcula como $G'' = W_{\text{condensado}}/LN^{0.66} = 0.277/(42^{0.66} \times 6.09) = 0.00386 \text{ kg/m.s}$

Y reemplazando las propiedades del líquido se obtiene $h_r = 1386.3 \text{ W/m}^2\text{K}$

$Nu_r = h_r \cdot D_o/k_L = 1386 \times 0.019/0.09 = 292.7$

Para cada uno de los intervalos en los que se ha dividido el equipo se corregirá este coeficiente debido al efecto de arrastre del vapor. El coeficiente de la película corregido, h'_f se calcula por medio de las siguientes ecuaciones

$$Nu'_{r_f} = \frac{h'_f \cdot D}{k_L} = \left(X^4 Re_{LG}^2 + Nu_r^4 \right)^{1/4} \quad \text{Siendo} \quad Re_{LG} = \frac{D \cdot G \cdot \rho_L}{\mu_L \cdot \rho_G}$$

$$G = \frac{\text{Caudal de vapor}}{\text{Area de flujo en la carcasa}} \quad X = 0.9 \left(1 + \frac{1}{R.H} \right)^{1/3}$$

$$R = \frac{\rho_L \mu_L}{\rho_G \mu_G} \quad H = \frac{c_L (T_{\text{sat}} - T_w)}{Pr_L \cdot \lambda}$$

(El calor de condensación lo podemos estimar como el cociente entre "calor latente" y caudal condensado)

$$\lambda = \frac{Q - W_v \cdot c_v \cdot (T_1 - T_2)}{W_v} = \frac{104000 - 0.277 \times 1800 \times (49.2 - 27.4)}{0.277} = 336000 \text{ J/kg}$$

Para aplicar este modelo es necesario realizar una iteración para el cálculo de T_w . Para cada intervalo se supondrá un valor de T_w y luego se verificará por medio de

$$T_w = \frac{h_o \cdot T - U \cdot (T - t)}{h_o}$$

Una vez calculado el h'_f se calculará el coeficiente h_o (coeficiente total del lado del vapor condensante) por medio de

$$h_o = \left(\frac{1}{h'_f} + \frac{\gamma}{h_G} \right)^{-1}$$

Esto requiere el cálculo de h_G (coeficiente de simple fase vapor). A fin de simplificar su cálculo, usaremos el método de Kern.

Se calculará una densidad de flujo másico para el vapor (G_v) como el cociente entre el caudal másico de vapor en cada intervalo dividido por el área de flujo en la carcasa.

Esta se obtiene como $a_s = D_s \cdot c \cdot B/P_t = 0.254 \times 0.0048 \times 0.063/0.023 = 0.00333 \text{ m}^2$

El número de Reynolds de Kern para el vapor se calcula como $Re_K = Deq \cdot G_v / \mu_v$

El diámetro equivalente para esta geometría es 0.0139 m

Y será $h_G = 0.36 Re_K^{0.55} \cdot Pr_v^{0.33} k_w / Deq$

El coeficiente U para cada uno de los intervalos se calcula como

$$U = (1/h_o + 1/h_{io} + R_{fi} + R_{fo})^{-1}$$

Y finalmente el área requerida del intervalo será $A = \Delta Q / U \Delta T$

Los resultados se muestran en la siguiente tabla

Temp vapor	49.2	44.3	39.0	33.4	49.2
ρ vapor	10.97	10.76	10.55	10.44	10.35
W vapor	0.274	0.201	0.132	.0646	0
Re	531074	398888	266018	131603	0
R	946	965	984	994	1003
T_w	43	38	33	28	23

H	0.0187	0.0161	0.0133	0.0101	0.00662
X	0.916	0.918	0.922	0.928	0.943
Nu ^{'f}	674	589	491	377	292
h ^{'f}	3192	2792	2330	1786	1386
Re _k	140766	103667	67792	33204	0
h _c	295	249	197	133	0
h _o	1588	1530	1451	1315	1386
U	739	726	707	673	692
A intervalo	2.3	2.8	3.68	5.25	

El área total requerida es la suma de las áreas de cada intervalo, es decir 14.03 m²

El área del equipo propuesto es 15.2 m², es decir que se tiene un 8 % de exceso de área

10-6 El Vapor de Agua como Medio de Calefacción de Procesos

Hasta ahora hemos hablado de la condensación de vapores de proceso utilizando un medio refrigerante. Sin embargo, el caso más común de condensación de vapores es cuando se utiliza vapor de agua como medio de calefacción de procesos. En este caso, el fluido que condensa es la corriente de servicio, mientras la corriente de procesos es la que recibe calor.

Debido a la amplia aplicación que tiene este proceso, analizaremos algunas particularidades de las instalaciones de vapor

10-6-1 Sistemas de Calefacción de Procesos

Para calefaccionar un proceso utilizando una fuente externa de energía, puede utilizarse

Calentamiento directo por medio de llama

Calentamiento por medio de un fluido que entrega calor sensible

Calentamiento por medio de un fluido que entrega calor latente

El calentamiento directo por medio de llama implicaría la instalación de sistemas de seguridad muy costosos en todos los equipos de transferencia de calor, así como el encarecimiento de los materiales de construcción, ya que las temperaturas a soportar por las superficies de transferencia de calor serían muy elevadas.

Por lo tanto, lo que normalmente se realiza en todos los establecimientos industriales es usar algún fluido como portador de calor. Es decir que se instala una caldera en donde se libera calor quemando un combustible sólido, líquido o gaseoso y este calor se entrega a un fluido que lo transporta a todos los lugares de la planta donde se requiera calefacción. De esta manera, existe un único equipo que trabaja sometido a fuego directo, el cual es construido bajo las más estrictas normas de seguridad por firmas especializadas, y en el cual se extremen las precauciones para lograr elevados rendimientos de transmisión calórica, mientras que en el resto de los equipos de la planta la calefacción se realiza de una forma mucho más segura y económica empleando el fluido portador de calor que se calentó en la caldera.

El fluido portador de calor que se emplea como medio calefactor puede ser algún fluido que experimenta un cambio de fase entregando su calor latente, o bien un fluido que no experimenta cambio de fase y que realiza su función de portador de calor recibiendo y entregando solo calor sensible

Así por ejemplo, un kilogramo de vapor de agua, al condensar, entrega una energía del orden de los 2000 Joules. Si se quisiera entregar la misma cantidad de calor utilizando agua líquida que se enfría desde 100°C hasta 50°C se deberían emplear 10 kg de agua para realizar el mismo servicio.

Por lo tanto, empleando un fluido que entrega calor latente, es necesario movilizar una menor masa de fluido para realizar la misma transferencia de calor

El fluido más comúnmente utilizado como portador de calor es el vapor de agua. Sus principales ventajas son:

-Alto calor latente de vaporización y condensación

-La materia prima para su generación (agua ablandada o desmineralizada) es de relativamente bajo costo

-Los coeficientes peliculares de condensación de vapor de agua son extremadamente altos, lo cual significa que el tamaño de los equipos de transmisión de calor será reducido

En ciertos casos es necesario realizar la calefacción de algún proceso a temperaturas muy elevadas

(200°C o más). En esos casos, si se utilizara vapor de agua como medio calefactor, debería emplearse una presión de vapor demasiado alta. Por lo tanto, la construcción de los equipos se encarece, ya que al aumentar la presión de trabajo aumenta el espesor de la chapa necesaria para su construcción y las normas de seguridad se hacen más exigentes. Por lo tanto, en estos casos se prefiere emplear como portador de calor alguno de los llamados fluidos térmicos. En general se utilizan aceites minerales o sintéticos, que tienen la particularidad de poseer bajas presiones de vapor, es decir que aún a altas temperaturas continúan siendo líquidos. Por lo tanto los equipos que trabajan con ellos pueden ser diseñados a baja presión aún para trabajar a altas temperaturas.

Instalaciones para Calefacción con Vapor

Una instalación para calefacción con vapor puede esquematizarse como se indica en la Figura 10-34. En ella se pueden distinguir los siguientes elementos

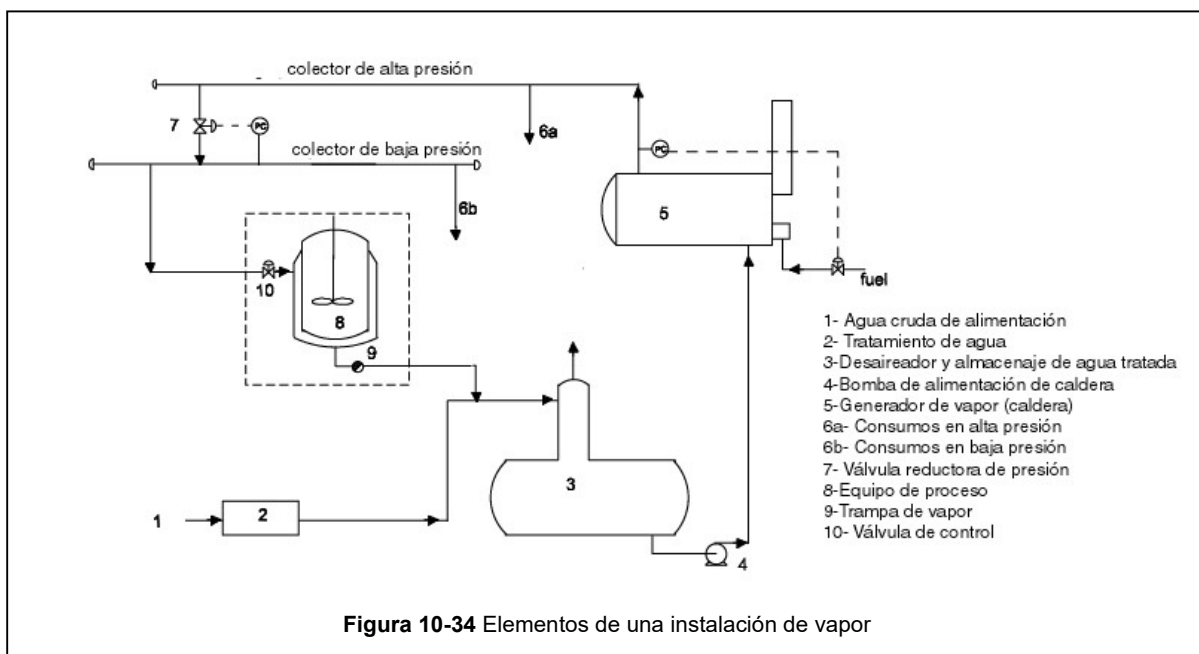


Figura 10-34 Elementos de una instalación de vapor

Equipo de tratamiento de agua

El agua de alimentación a una caldera debe ser tratada para eliminar las sales que pudieran introducir incrustaciones en la misma. Para ello se utilizan equipos ablandadores que eliminan la dureza

Desaireador y tanque de condensado

Puesto que el condensado de vapor se encuentra libre de iones, normalmente es recuperado para ser realimentado a la caldera. De esta forma, el equipo de tratamiento de agua solo debe reprocesar el agua de reposición que compensa las pérdidas que se produjeron en el sistema. El desaireador tiene por objeto eliminar aire disuelto en el condensado

Caldera o generador de vapor

En ella se realiza la vaporización del agua aportándose el calor mediante la combustión de algún combustible. La alimentación de combustible se regula de modo de mantener la presión del sistema. Puede ocurrir que sea necesario disponer de dos o más calidades de vapor (por ejemplo un vapor de mayor presión para el accionamiento de turbinas o para calefacción de procesos de mayor temperatura y un vapor de baja para los procesos de menor nivel térmico). En estos casos, el vapor de baja se obtiene reduciendo la presión en una válvula reductora.

Proceso industrial

El consumo de vapor de los distintos procesos se esquematiza en la figura por medio de un tanque agitado con camisa de calefacción . Tal como se ve en el esquema , la cantidad de vapor alimentada al proceso se regula por medio de una válvula, y el condensado producido se retira a través de una trampa que impide el paso de vapor a través de la misma

Nos detendremos a analizar la operación de estos dos últimos elementos a fin de comprender el mecanismo de la condensación del vapor. A fin de interpretar el funcionamiento de los equipos calefaccionados con vapor, se puede considerar un recipiente encamisado, en el que se realiza el calentamiento de un líquido de proceso como se representa en la figura 10-35. El vapor ingresa saturado a la camisa calefactora y transfiere calor al líquido frío condensándose.

El líquido se encuentra agitado de modo que se puede considerar que su temperatura es uniforme y es igual a t . El líquido ingresa a una temperatura t_1 , y al entrar al recipiente se mezcla instantáneamente adquiriendo la temperatura t

Si W_c es el caudal que ingresa, la cantidad de calor que se debe entregar será

$$Q = W_c c_c (t - t_1) \quad (10-6-1)$$

Si este calor es entregado por el vapor, y suponiendo que el mismo ingresa a su temperatura de rocío será

$$Q = W_h \lambda \quad (10-6-2)$$

ya que el vapor sale como condensado

Ahora bien, ¿Cómo asegurarnos que por la conexión del fondo de la camisa sale sólo condensado? Si dicha conexión fuera simplemente una tubería abierta o provista de alguna válvula manual de posición fija, lo más probable es que gran parte del vapor que ingresa a la camisa escape por la conexión de salida sin ceder su calor de condensación. De este modo, el consumo de vapor sería mucho más alto que el que surge de la Ecuación (10-6-2).

Por lo tanto, es necesario instalar algún dispositivo que nos asegure que solo el vapor que haya condensado pueda escapar por la conexión de salida después de haber cedido su calor de condensación para lograr un eficiente aprovechamiento térmico.

Esta función es cumplida por dispositivos llamados trampas de vapor. Existe una gran variedad de tipos de trampas de vapor que se describirán más adelante. Pero antes se mencionará otro inconveniente que puede presentarse en las instalaciones de vapor , que es la presencia de aire dentro del sistema.

Efecto del aire en las instalaciones de vapor

El aire penetra en los sistemas de vapor durante las paradas cuando la instalación se enfría. Cuando después se introduce el vapor se tendrá dentro del sistema una mezcla de vapor y aire, La presencia de aire dentro de la instalación es sumamente perjudicial por los siguientes motivos

1. En la mezcla, cada uno de los componentes (aire y vapor) ejerce su propia presión parcial y el vapor condensará a la temperatura de rocío correspondiente a su presión parcial, que es menor que la temperatura de condensación que existiría si no hubiera aire en el sistema. De este modo, al reducirse la temperatura del vapor condensante se tiene una menor fuerza impulsora para la transmisión de calor.
2. Cuando se produce la condensación del vapor sobre las superficies frías , dado que el aire no condensa, la proporción aire/vapor cercana a las superficies de transferencia es mucho menor que la existente en el seno de la mezcla .De este modo, se origina una película de aire que bloquea la superficie de transferencia y las moléculas de vapor deben difundir a través de esta película para alcanzar dicha superficie y poder condensar. Esto reduce drásticamente el coeficiente pelicular de condensación. Esto ya ha sido tratado en el tema 10-4 .Se ha reportado que solo un 1% de aire puede originar una reducción del coeficiente de condensación de 50%

La forma más simple de lidiar con este problema es el purgado de las instalaciones durante la puesta en marcha. Esto significa instalar válvulas manuales de purga en los puntos más fríos y purgar

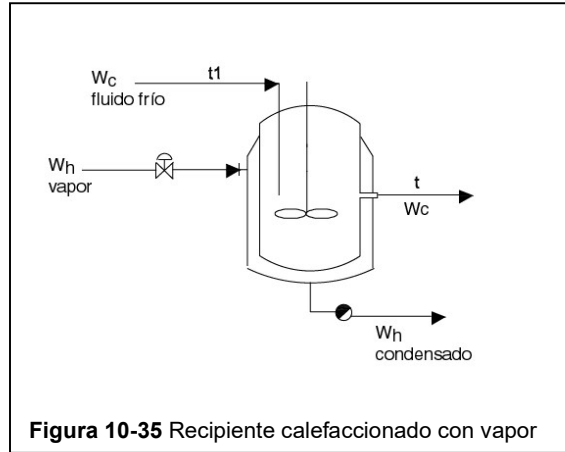


Figura 10-35 Recipiente calefaccionado con vapor

durante un tiempo hasta asegurarse que todo el aire ha sido eliminado. Por supuesto que con dicha purga se perderá además una cantidad importante de vapor.

Por otra parte, aún después de la puesta en marcha sigue ingresando aire al sistema proveniente del aire disuelto en el agua de alimentación de calderas, por lo que estas purgas deberían realizarse en forma periódica.

Para evitar este procedimiento, las trampas de vapor deben actuar además como purgadores de aire, es decir que deben permitir la salida de aire y condensado pero reteniendo el vapor.

Distintos Tipos de Trampas de Vapor

Existen muchos tipos distintos de trampas, cada uno de ellos con sus ventajas e inconvenientes, y para cada aplicación en particular debe seleccionarse el tipo más adecuado. Se describirán a continuación los tipos más comunes

Trampa de fuelle termostático (Figura 10-36)

El elemento principal es un fuelle metálico A en cuyo interior hay un fluido (normalmente una mezcla de alcoholes) que puede evaporarse o condensarse según la temperatura a la que se encuentre la trampa. El punto de ebullición de esta mezcla se seleccionará en función del rango de temperaturas en que la trampa deba operar.

Cuando la trampa se enfría el fluido que se encuentra en el interior del fuelle se condensa, con lo que el fuelle se contrae y abre el obturador del orificio de salida B. De este modo, cuando llega condensado a la trampa y se enfría en su interior, la apertura del orificio permite su evacuación.

De igual modo, la presencia de aire en el interior de la trampa produce una disminución de temperatura por los efectos mencionados en el tema anterior. Esto también provoca la apertura de la trampa. De este modo, este elemento puede ser usado también como purgador de aire.

En el momento en que la trampa recibe vapor a mayor temperatura, el fuelle se dilata por efecto de la evaporación del fluido de su interior y la trampa se cierra hasta que se produce la condensación del vapor.

Este tipo de trampa es de descarga discontinua, ya que su operación es intermitente. Suelen ser de tamaño reducido y tienen una gran capacidad de descarga, pero presentan una cierta fragilidad a los golpes de ariete y son afectados por la corrosión, ya que el fuelle se construye con una delgada lámina de metal

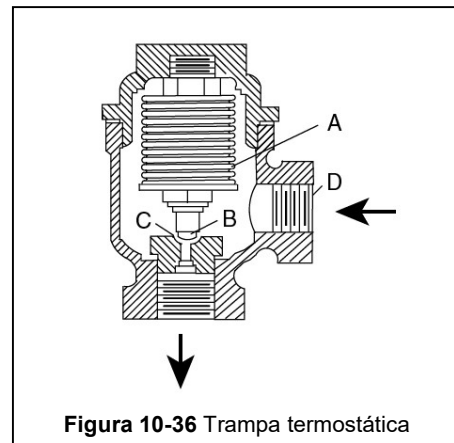


Figura 10-36 Trampa termostática

Trampa de flotador (Figura 10-37)

El elemento principal es un flotador B, que a través de un brazo de palanca puede accionar la válvula de salida D. Mientras la trampa está llena de vapor, el flotador permanece en su posición más baja y la válvula está cerrada. Cuando la trampa acumula condensado, el flotador se eleva abriendo la salida y permitiendo su evacuación.

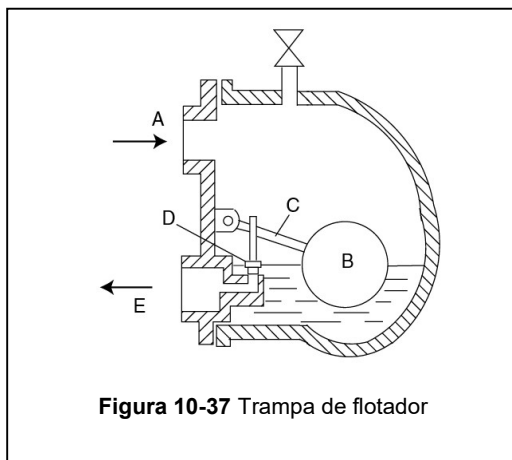


Figura 10-37 Trampa de flotador

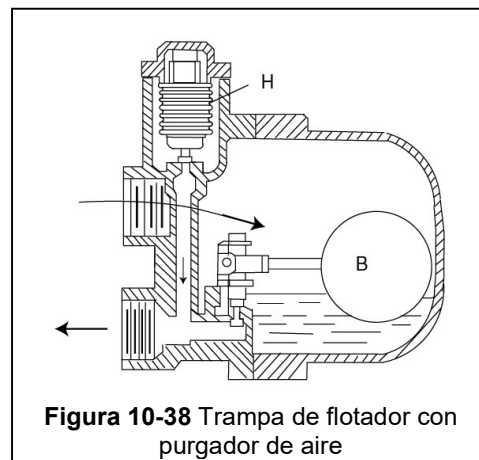


Figura 10-38 Trampa de flotador con purgador de aire

Este tipo de trampa es de descarga continua, ya que el flotador se acomoda en una posición de equilibrio en que la apertura de la válvula es tal que permite evacuar todo el condensado que llega.

Son trampas que se adaptan muy bien a caudales variables de condensado y permiten una operación estable y sin las fluctuaciones de proceso que originan las trampas de descarga discontinua. Estas trampas no son aptas para purgar aire, por lo que se las suele equipar con una válvula para purga manual de aire como en la Figura 10-37, o bien con un fuelle termostático pequeño H en la parte superior como se indica en la Figura 10-38 que se encarga de la evacuación del aire.

Trampa de balde invertido (fig 10-39)

El elemento principal es un balde invertido B que puede desplazarse verticalmente dentro de un recipiente de mayor tamaño. Este balde acciona el obturador de salida C, de modo que cuando el balde se encuentra en su posición inferior la válvula se abre y cuando el balde asciende la válvula cierra. La entrada a la trampa se encuentra por debajo del balde.

Cuando la trampa está llena de condensado, el peso del balde hace que éste se hunda, con lo que el orificio de salida queda abierto y el condensado puede descargar. (posición de la izquierda)

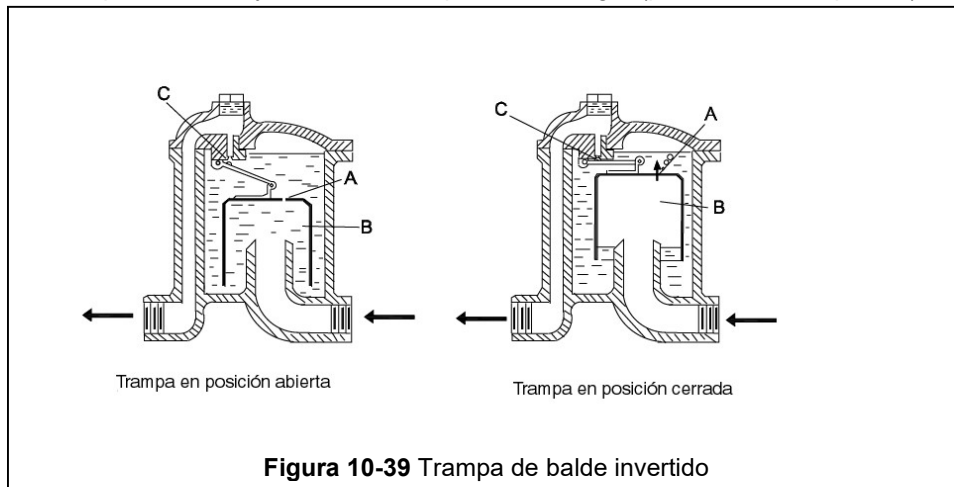


Figura 10-39 Trampa de balde invertido

Cuando ingresa vapor, el mismo desplaza al líquido que se encontraba debajo del balde y queda atrapado allí. El empuje provocado por este vapor hace flotar el balde y la válvula de salida cierra (posición de la derecha). Cuando la trampa se enfría el vapor que se encontraba debajo del balde condensa y el líquido puede ingresar al espacio que ocupaba el vapor. De este modo el balde vuelve a hundirse y a abrir la válvula de salida.

Es necesario practicar un pequeño orificio A en la parte superior del balde para permitir eliminar el aire. De lo contrario el aire se acumularía en la parte inferior del balde y como no puede condensar la trampa permanecería cerrada. Por este orificio escapa aire, que se acumula en la parte superior y luego es expulsado por la propia presión de condensado cuando la trampa abre.

Es evidente que también escapa vapor junto con el aire, por lo cual el orificio debe ser de pequeño tamaño a fin de que las pérdidas de vapor no sean importantes. Esto limita la capacidad de purga de aire de este tipo de trampas. La trampa es robusta y de buena resistencia mecánica

Trampa termodinámica (Figura 10-40)

Consta de un cuerpo A con las conexiones de entrada y salida, una tapa B y un disco C completamente libre.

El cuerpo lleva dos asientos concéntricos en forma de anillo. El interior D rodeando al orificio de entrada E y el exterior F junto a la tapa B. Entre estos dos asientos de anillo está el orificio de salida G. Estos dos asientos están cuidadosamente rectificadas, lo mismo que el disco C, por lo tanto, éste se asienta en ambos anillos al mismo tiempo, separando la entrada de la

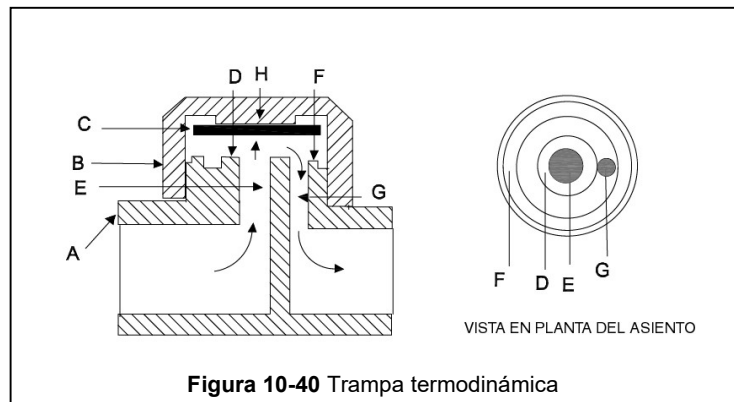


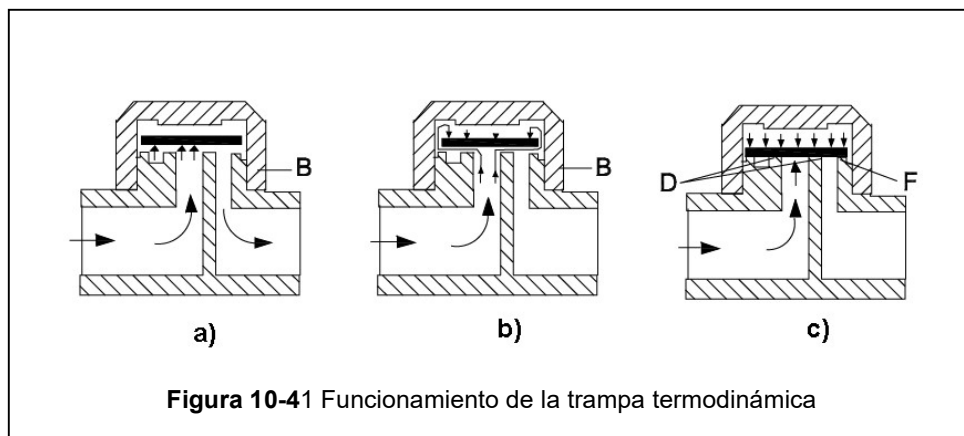
Figura 10-40 Trampa termodinámica

salida, haciendo que la trampa cierre fuertemente.

La tapa en su interior lleva un resalte H que actúa como tope para limitar la carrera hacia arriba del disco, con el fin de que quede siempre un espacio entre la parte superior del disco y la parte inferior de la tapa. Este espacio se llama cámara de control. Cuando el disco hace asiento en el anillo exterior F, separa esta cámara de control de la salida.

Veremos como trabaja esta trampa (ver Figura 10-41). Supongamos que la trampa se encuentra inicialmente fría porque aún no tiene vapor. Cuando se le da paso al vapor, lo primero que ocurre es que el aire y el condensado relativamente fríos llegan a la trampa, suben por el orificio de entrada E, elevan el disco C y fluyen desde el centro del disco radialmente hacia el espacio entre los dos asientos de anillo D y F y se descarga a través del orificio G. (Figura 10-41a)

Cuando llega vapor y condensado caliente, debido a su mayor volumen específico, la velocidad en la parte inferior del disco se incrementa grandemente. Debido al principio de Bernoulli, este aumento de velocidad produce una caída de presión en la parte inferior del disco, y este se cierra (Figura 10-41b). Pero parte del vapor que escapó, se frena al chocar contra la tapa B y llena la cámara de control ingresando por el espacio anular entre la tapa y el disco. Al frenarse, incrementa nuevamente su presión y queda encerrado en la cámara de control.



El vapor que quedó encerrado en la cámara de control ejerce una fuerza hacia abajo sobre el disco igual al producto de su presión por el área de la cara superior del disco. Mientras tanto, el vapor que se encuentra por debajo del disco ejerce una fuerza hacia arriba igual a su presión por el área E, que es sensiblemente menor. (Figura 10-41c)

Por lo tanto, mientras la trampa permanece caliente y existe vapor en la cámara de control la trampa permanece cerrada. La cámara de control pierde calor al exterior a través de su tapa pero se mantiene caliente por el vapor que se encuentra debajo del disco. A medida que se va juntando condensado o aire debajo del disco, la trampa se enfría y se produce la condensación del vapor que se encontraba en la cámara de control con la consecuente disminución de la presión en la misma. Entonces la presión del condensado logra empujar nuevamente el disco y el proceso recomienza.

Este tipo de trampa es muy robusta, de pequeño tamaño y económica. Solo tiene una parte móvil, de acero inoxidable endurecido, por lo que tienen gran duración. No pueden usarse con presiones menores que 1 bar (g) y tienen relativamente poca capacidad. Cuando abren, siempre descargan algo de vapor, por lo que su rendimiento energético no es muy bueno.

10-6-2 Regulación del Caudal de Vapor

Volviendo otra vez a la Figura 10-35. Veremos ahora la acción de la válvula reguladora de vapor que maneja la entrada de vapor a la camisa.

Hemos dicho que la cantidad de calor que se entrega en el equipo, es la necesaria para calentar el caudal W_c desde la temperatura de entrada t_1 hasta la temperatura t .

Supongamos que un operador del sistema maneja la válvula de admisión de vapor a la camisa de manera de mantener constante la temperatura t .

La cantidad de calor entregada en el equipo es entonces

$$Q = W_c c_c (t - t_1) \quad (10-6-3)$$

La cantidad de vapor de agua necesaria para entregar esta cantidad de calor será

$$W_h = \frac{Q}{\lambda} \quad (10-6-4)$$

(En lo que sigue, y dado que no nos interesa un cálculo demasiado preciso, se supondrá que λ es independiente de la presión y se despreciarán los términos de calor sensible para el vapor de agua) Combinando las dos ecuaciones anteriores

$$W_h = \frac{W_c c_c (t-t_1)}{\lambda} \quad (10-6-5)$$

Es evidente que cuanto mayor sea el caudal de fluido frío que se quiera procesar en el equipo tanto mayor debe ser la cantidad de vapor que debe ingresar al mismo.

Es de experiencia cotidiana que para aumentar la cantidad de vapor al equipo debe abrirse más la válvula de admisión de vapor. Sin embargo, también sabemos que una vez que se alcanza el régimen estacionario, no podrá entrar más vapor a la camisa del que pueda condensar dentro del mismo. Vale decir que la cantidad de vapor que ingresa, que es igual a la cantidad de condensado que sale por la trampa, está condicionada por la capacidad de transferencia de calor de la camisa.

Dicho en otras palabras, si U es el coeficiente global de transferencia de calor, y ΔT es la diferencia de temperaturas entre el vapor de la camisa y el líquido dentro del tanque será

$$Q = U.A.\Delta T \quad (10-6-6)$$

y por lo tanto

$$W_h = \frac{U.A.\Delta T}{\lambda} \quad (10-6-7)$$

Vemos, de acuerdo a esta expresión, que la cantidad de vapor que ingresa al equipo queda determinada por la capacidad del mismo para transferir calor ($U.A$) y por la diferencia de temperaturas entre el vapor y el líquido de proceso.

Dentro de un cierto rango, puede suponerse que el coeficiente de transferencia de calor U permanece constante y es independiente del caudal de fluido frío que se esté procesando.

Surge entonces la pregunta de cual es el efecto de abrir o cerrar la válvula de admisión de vapor al equipo, que compatibiliza el valor de W_h dado por las Expresiones (10-6-5) y (10-6-7). La explicación radica en el término ΔT de la Expresión (10-6-7)

ΔT es la diferencia de temperaturas que existe entre los fluidos que se encuentran a ambos lados de la pared de la camisa, Es decir

$$\Delta T = T - t \quad (10-6-8)$$

Donde T es la temperatura a la que condensa el vapor y t la temperatura del líquido dentro del tanque

La temperatura T , será la temperatura de condensación del vapor de agua a la presión existente dentro de la camisa, y depende por lo tanto de dicha presión. Esta presión, a su vez, es igual a la presión en el colector de vapor menos la caída de presión que sufre el fluido al atravesar por la válvula.

Al abrir la válvula de admisión de vapor disminuye el Δp en la misma, y por lo tanto aumenta la presión en el interior de la camisa. Esto hace que aumente la temperatura de condensación del vapor y por lo tanto, también aumente el término ΔT de la Expresión (10-6-7)

Esto se aclarará mejor con el siguiente ejemplo

Ejemplo 10-5

Un recipiente encamisado como el de la figura (10-35) tiene un área de transferencia de calor de 10 m², y el coeficiente U es del orden de 350W/m²K.

La presión de vapor de agua en el colector de alimentación es de 3 bar absolutos.

El fluido que se calienta en el tanque tiene un calor específico de 2500 J/kg.K y está ingresando a una temperatura de 20°C. Dentro del tanque se calienta hasta 70°C

Calcular la temperatura en el interior de la camisa cuando el caudal de fluido frío que se procesa es de

- a) 1 kg/s
- b) 1.5 kg/s
- c) 1.78 kg/s
- d) 0.8 kg/s

Solución

La cantidad de calor que se debe entregar por cada kg de fluido frío que se procese será

$$\Delta i_c = c_c(t-t_1) = 2500 \times (70-20) = 125000 \text{ J/kg}$$

Por lo tanto, para procesar 1 kg/s se debe entregar

$$Q = 1 \times 125000 = 125000 \text{ W}$$

La cantidad de vapor de agua que se debe alimentar al serpentín será

$$W_h = \frac{Q}{\lambda}$$

Y tomando $\lambda = 2115 \text{ kJ/kg}$ (que supondremos constante en todo el problema) será

$$W_h = \frac{125 \text{ kJ/s}}{2115 \text{ kJ/kg}} = 0.059 \text{ kg/s}$$

La diferencia de temperaturas que se requiere para transferir esta cantidad de calor será

$$\Delta T = \frac{Q}{U \cdot A} = \frac{125000}{350 \times 10} = 35.7^\circ \text{C}$$

Por lo tanto, la temperatura en el interior de la camisa deberá ser

$$T = 35.7 + 70 = 105.7$$

A esta temperatura corresponde una presión de vapor de 123 kPa

Por lo tanto, dado que la presión en el colector de distribución de vapor es de 3 bar (300 kPa), para lograr el calentamiento de un caudal de 1 kg/s de líquido de proceso deberá estrangularse el flujo de vapor a través de la válvula de modo tal de lograr en la misma una caída de presión de $300-123 = 177 \text{ kPa}$. En el siguiente cuadro se resumen los resultados del cálculo realizados para los otros caudales de procesamiento que pide el problema

caso	b	c	d
Wc	1.5	1.78	0.8
Q(W)=125000xWc	187500	222500	100000
W _h (kg/s)=Q/2.115x10 ⁶	0.088	0.105	0.047
ΔT=Q/(350x10)	53.5	63.5	29
T=70+ΔT	123.5	133.5	99
P vapor	220	300	98

Analizaremos los resultados de esta tabla. Puede verse que para pasar de la condición a) a la condición b) con mayor caudal de líquido de proceso, fue necesario abrir más la válvula de vapor de manera de incrementar la presión dentro de la camisa

Si se quiere incrementar aún más la capacidad de procesamiento pasando a la condición c) se observa que es necesaria una presión dentro de la camisa de 3 bar (300 kPa). Pero esta presión es igual a la presión en el colector de vapor. Esto significa que para lograr esta condición, la caída de presión debe ser nula en la válvula de admisión. Esto es una condición límite que idealmente ocurre cuando la válvula se encuentra totalmente abierta

Es evidente que esta es la máxima presión que puede establecerse dentro de la camisa, y por lo tanto, la condición de trabajo c) marca el límite en la capacidad de producción del equipo.

En el caso en que sea necesario procesar un caudal mayor que éste, no quedará otra alternativa que la de poner un equipo de mayor tamaño, con lo que se estará actuando sobre el término A de la Expresión (10-6-7) y al aumentar el área será posible transferir una mayor cantidad de calor con menor ΔT .

Si un equipo de proceso tiene una válvula de admisión de vapor totalmente abierta y no logra cumplir los requisitos de transferencia de calor, debe medirse la presión aguas abajo de la válvula de admisión. Si esta presión no difiere de la presión en el colector de vapor, significa que existe algún problema en el diseño del mismo (la superficie de transmisión de calor es reducida, o los coeficientes de transmisión de calor no son los esperados o el equipo se ha ensuciado con la consiguiente disminución de U).

Si en cambio, la presión aguas debajo de la válvula es inferior a la presión del colector significará que la válvula es chica y aún estando totalmente abierta no permite alcanzar la presión interior que el equipo requiere (o lo que es lo mismo, no permite el paso de la cantidad de vapor suficiente)

Veamos ahora lo que ocurre si se intenta disminuir la capacidad de procesamiento al valor

correspondiente a la condición d). Vemos que para reducir tanto la producción, sería necesaria una temperatura de vapor tan baja que la presión en el interior de la camisa sería inferior a la atmosférica. Esto significaría que el condensado no puede descargar al exterior. Lo que ocurre entonces, es que el condensado se acumula en el interior del equipo, inundando parte de la camisa y reduciendo por lo tanto, la superficie de transmisión de calor expuesta al vapor.

De esta forma, una disminución de A permite reducir la velocidad de transferencia sin necesidad de una reducción en el ΔT que requiera trabajar con presión subatmosférica. Esta forma de trabajo, puede sin embargo, llevar a un funcionamiento inestable del equipo.

Para evitar esta circunstancia puede recurrirse a alguna de las siguientes soluciones

- Instalar el tanque colector de condensado por debajo del nivel del recipiente encamisado disponiendo de una pierna barométrica que proporcione la altura necesaria como para vencer el Δp adverso .
- Colocar una válvula de retención que permita la entrada de aire atmosférico a la camisa cuando la presión interior de la misma descienda de modo que al disminuir la presión parcial del vapor como consecuencia de la entrada de aire pueda lograrse una menor temperatura dentro de la camisa sin necesidad de operar a una presión total subatmosférica.

Nomenclatura

A = Area (m^2)
 a_s = Area de flujo en la carcasa m^2
 B = ancho de la película (m)
 Separación entre baffles (m)
 c = calor específico ($J/kg.K$)
 distancia libre entre tubos (m)
 c_p = Calor específico a presión constante ($J/kg.K$)
 D = Diámetro (m)
 D_{eq} =Diámetro equivalente(m)
 D_s = Diámetro carcasa
 f = Factor de fricción
 g = aceleración de la gravedad (m/s^2)
 G = densidad de flujo másico (kg/sm^2)
 G' = caudal por unidad de longitud en
 la sección inferior de una
 superficie vertical(kg/ms)
 G'' = Caudal por u. de longitud sobre
 un tubo horizontal (kg/ms)
 H = parámetro en la ecuación 10-3-72
 altura (m)
 h = Coeficiente de transferencia
 (genérico)(W/m^2K)
 h_r = coef. de transferencia para la con-
 densación sobre una película
 sin tener en cuenta el efecto
 del vapor (W/m^2K)
 h'_r = idem corregido por el efecto del vapor
 h_G = coef de simple fase gas (W/m^2K)
 i = Entalpía específica (J/kg)
 J = densidad de flujo másico(kg/sm^2)
 k = Conductividad térmica ($W/m.K$)
 L = longitud de tubo (m)
 M = peso molecular
 N = número de tubos
 n = Número de pasos
 p = presión (N/m^2)
 P_t = separación entre tubos(m)

Pr = Número de Prandtl
 Q = Flujo de calor (J/s)
 q = Densidad de flujo de calor (J/sm²)
 R = Parámetro ecuación 10-3-71
 Re = Número de Reynolds
 R_f = Resistencia de ensuciamiento m².K/W
 T = Temperatura fluido caliente (°C)
 t = Temperatura fluido frío (°C)
 U = Coeficiente global de transferencia de calor (W/m²K)
 U' = Coeficiente combinado que incluye la película de condensado, el ensuciamiento y el medio refrigerante (W/m²K)
 v = Velocidad(m/s)
 W = Caudal másico (kg/s)
 W_s = Caudal másico en carcasa (kg/s)
 W' = Caudal másico hacia la superficie de condensación (kg/s)
 W_f = Caudal másico en la sección inferior de la película (kg/s)
 x = coordenada longitudinal (m)
 fracción molar
 y = coordenada longitudinal (m)
 z = coordenada longitudinal (m)
 factor de compresibilidad

λ = Calor de condensación (J/kg)
 δ = Espesor de película (m)
 δ_f = espesor película en la sección inferior (m)
 μ = viscosidad (kg/ms)
 ρ = densidad (kg/m³)
 τ = Tensión tangencial (N/m²)

Subíndices

1= entrada
 2= salida
 i= interno
 o= externo
 L=líquido
 V= vapor
 T= total (liq+vapor)
 c= frío
 h= caliente
 w= pared
 R= refrigerante
 x= posición
 m= medio

Bibliografía

- 1- Nusselt, W.- Zeitschr. Ver. Deutsch Ing , 60, 541 y 546 (1916)
- 2- Kern, D *Process Heat Exchange*- Mc Graw Hill- New York , (1950)
- 3- Dukler – Chem Eng Progr Symp SeriesN° 30, 56 (1) 1960
- 4- Collier, J -*Convective Boiling and Condensation* – Mc Graw Hill (1967)

- 5- Boyko- Krushilin -Int Journal of heat and Mass Transfer 10, 361 (1967)
- 6- Carpenter- Colburn – *General discussion on Heat Transfer* – London 1951 ASME New York p 20
- 7- Mueller en- *Heat Exchanger Design Handbook* Hemisphere Publishing Co (1983)
- 8- Wallis G.B UKAEA Rept AEEW- R-123 (1961)
- 9- Othmer D.F- Ind. Eng Chem 21,576, (1929)

11 Ebullición de Líquidos

11-1 Mecanismos de Transferencia de Calor a Líquidos en Ebullición

El cambio de fase de un líquido que pasa al estado de vapor, puede tener lugar por medio de dos mecanismos distintos: la evaporación o la ebullición.

Supongamos un líquido subenfriado (es decir a una temperatura inferior a su temperatura de equilibrio para la presión a la que se encuentra). Si este líquido se pone en contacto con una superficie calefactora que está a mayor temperatura, habrá una transmisión de calor desde la superficie al líquido. La velocidad de transmisión de calor, estará dada por

$$q = h(T_w - t_F)$$

Siendo t_F la temperatura del líquido lejos de la superficie, y T_w la temperatura de la pared. El coeficiente h es el coeficiente de convección para las condiciones fluidodinámicas del sistema, el cual, para el caso de convección natural, es a su vez una función de la diferencia de temperaturas ($T_w - t_F$)

Si la velocidad de transmisión de calor es pequeña, (o lo que es lo mismo, para bajas temperaturas de pared), el calor pasa por convección al líquido sin otro efecto que el de ir incrementando la temperatura del mismo. En todo momento y mientras haya flujo de calor, habrá en el sistema un perfil de temperaturas como el que se indica en la Figura 11-1.

A medida que el líquido se calienta, y se va incrementando la temperatura de la superficie libre del mismo, va creciendo también la presión de vapor y las moléculas de líquido comienzan a abandonar la fase para pasar al estado de vapor. Este fenómeno, cuya característica es que el cambio de estado se produce exclusivamente en la interfase, recibe el nombre de evaporación

El fenómeno de evaporación ocurre cualquiera sea la temperatura del líquido, y la fuerza impulsora que lo provoca es la diferencia de presiones parciales entre la superficie del líquido y la fase vapor.

Supongamos ahora que se decide aumentar la velocidad de transmisión de calor, para lo cual se debe elevar la temperatura de la superficie calefactora. Puede ocurrir entonces, que la temperatura T_w se incremente por encima de la temperatura de saturación del líquido T_{SAT} . Puesto que la variación de temperaturas en la fase líquida es continua desde T_w hasta t_F , esto significa que parte del líquido se encontrará también, a una temperatura superior a dicha temperatura de saturación T_{SAT} . En este caso, puede ocurrir que se produzca en la zona cercana a la pared, la formación de burbujas de vapor en un proceso conocido como ebullición.

Mientras la temperatura en el seno de la masa líquida t_F siga siendo inferior a la temperatura de saturación, las burbujas que se forman sobre la superficie calefactora, una vez que se desprenden de la misma y penetran en la masa líquida más fría, coalescen y ceden su calor de condensación a la masa de líquido. Este fenómeno se llama ebullición subenfriada, y se caracteriza por la formación de burbujas en la superficie y posterior condensación de las mismas al desprenderse.

Si continúa entregándose calor al líquido, éste incrementa su temperatura, hasta que toda la masa líquida alcanza su temperatura de saturación.

En este caso, las burbujas no coalescen, sino que logran alcanzar la superficie libre. Se habla entonces de

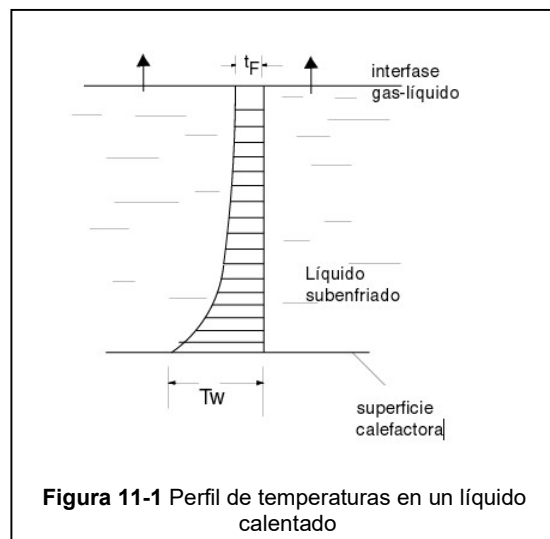
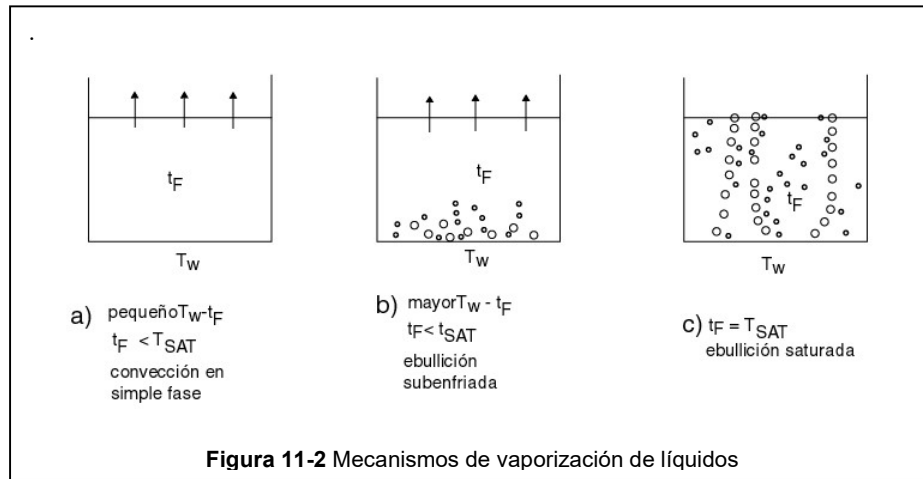


Figura 11-1 Perfil de temperaturas en un líquido calentado

ebullición saturada. Los tres mecanismos descritos se muestran en la Figura 11-2.



11-1-1 Formación de Burbujas en Líquidos en Ebullición. Condición de Equilibrio de una Burbuja

Para comprender los mecanismos por los cuales se transfiere el calor a líquidos en ebullición, es necesario tratar algunos aspectos referidos a la formación de burbujas sobre una interfase sólido-líquido.

Analizaremos en primer lugar la condición de equilibrio de una burbuja que se encuentra sumergida en una masa líquida, y por el momento lejos de cualquier interfase sólida. El estudio de las condiciones de equilibrio de burbujas y pompas, es un tema clásico de la física, y puede demostrarse fácilmente¹, que para que una burbuja pueda existir en equilibrio, es necesario que la presión en el interior de la misma sea superior a la presión externa en un valor dado por $2\sigma/r$, siendo σ la tensión superficial y r el radio de la burbuja.

Aplicaremos este concepto al caso de una burbuja de vapor en equilibrio termodinámico con el líquido que la rodea. Supongamos para ello un sistema que se encuentra a una temperatura constante T_G , formado por una masa líquida y una burbuja de vapor de radio r . Dado que planteamos que el sistema se encuentra en equilibrio termodinámico, la presión sobre la interfase vapor-líquido, y por lo tanto, la presión en el interior de la burbuja, tendrá el valor de la presión de equilibrio a la temperatura T_G . (*) . Llamaremos a esta presión p_G .

* Nota: En realidad la presión de vapor sobre una interfase curva se modifica algo con respecto al valor dado por la curva de saturación. El razonamiento es una simplificación del problema, y para un tratamiento más riguroso puede verse la referencia (1).

Hemos dicho que debe existir una diferencia de presiones entre el interior y el exterior de la burbuja, de modo que si p_F es la presión en el exterior de la burbuja será

$$p_G - p_F = \frac{2 \cdot \sigma}{r} \quad (11-1-1)$$

Supongamos que a la presión, p_F corresponde una temperatura de saturación T_{SAT} . Es decir que los pares de valores (p_G, T_G) y (p_F, T_{SAT}) determinan dos puntos sobre la curva de presión de vapor del líquido. Puesto que $p_G > p_F$ será también $T_G > T_{SAT}$.

Esto significa que la condición de equilibrio de la burbuja exige que la temperatura del sistema (T_G) sea superior a la temperatura de saturación correspondiente a la presión del líquido -En otras palabras, el líquido debe estar sobrecalentado, siendo $T_G - T_{SAT}$ el grado de sobrecalentamiento que la burbuja requiere para existir en equilibrio.

Si la temperatura del sistema se incrementa por encima del valor T_G la burbuja crece, mientras que si la temperatura disminuye por debajo de T_G , la burbuja coalesce.

La pendiente de la curva de saturación de un líquido puro está dada por la ecuación de Clausius

Clapeyron

$$\frac{dp}{dT} = \frac{\lambda}{T \cdot (v_v - v_L)} \quad (11-1-2)$$

Donde λ es el calor de evaporación y v_v y v_L son los volúmenes específicos de vapor y líquido respectivamente. T es la temperatura absoluta (K)

Puesto que $v_v \gg v_L$, y suponiendo que a la fase vapor se le puede aplicar la ecuación de estado de los gases ideales

$$M \cdot p \cdot v_v = R \cdot T \quad (11-1-3)$$

la Ecuación (11-1-2) se puede escribir

$$\frac{dp}{p} = \frac{\lambda M}{R T^2} dT \quad (11-1-4)$$

Recordando que los puntos (p_F, T_{SAT}) y (p_G, T_G) pertenecen a la curva de saturación, podemos integrar la ecuación 11-1-4 entre dichos puntos y resulta

$$\ln \frac{p_G}{p_F} = \frac{\lambda M}{R} \left(\frac{1}{T_{SAT}} - \frac{1}{T_G} \right) \quad (11-1-5)$$

Por otra parte, la diferencia de presión entre el interior y exterior de la burbuja $(p_G - p_F)$ es pequeña frente al valor absoluto de la presión p_F por lo tanto, dado que $\ln(1+x) \approx x$ para $x \ll 1$, será

$$\ln \frac{p_G}{p_F} = \ln \left(1 + \frac{p_G - p_F}{p_F} \right) = \frac{p_G - p_F}{p_F} = \frac{2 \cdot \sigma}{r \cdot p_F} \quad (11-1-6)$$

Combinando (11-1-5) y (11-1-6) y reordenando

$$(T_G - T_{SAT}) = \frac{R \cdot T_{SAT} \cdot T_G}{\lambda \cdot M} \frac{2 \cdot \sigma}{r \cdot p_F} \quad (11-1-7)$$

Puesto que el producto $T_{SAT} \cdot T_G$ es aproximadamente igual a T_{SAT}^2 , se llega a

$$T_G - T_{SAT} = \Delta T_{SAT} = \frac{2 \cdot \sigma \cdot R \cdot T_{SAT}^2}{\lambda \cdot M \cdot p_F \cdot r} \quad (11-1-8)$$

Esta expresión da el grado de sobrecalentamiento necesario para la existencia de una burbuja de vapor de radio r en equilibrio con el líquido

11-1-2 Nucleación en el Interior de Líquidos

Veremos a continuación cuales son las condiciones para que se produzca la formación de burbujas de vapor en un líquido calentado. Al fenómeno de producción de burbujas se lo llama nucleación. Existen dos tipos de mecanismos de nucleación que son la nucleación homogénea y la nucleación heterogénea.

La primera es aquella que tiene lugar en el seno de un líquido que se encuentra recalentado por encima de su temperatura de saturación. La segunda forma de nucleación, mucho más común que la primera, es aquella que se produce sobre una superficie sólida.

Nucleación Homogénea

Puede verse en la Ecuación (11-1-8), que cuanto menor sea el radio de una burbuja, mayor es el grado de sobrecalentamiento necesario para lograr el crecimiento de dicha burbuja.

En una masa homogénea de líquido, si el grado de sobrecalentamiento es muy grande, existe siempre una probabilidad, aunque pequeña, que varias moléculas de líquido, con energías similares a la correspondiente a la fase vapor, coincidan en un determinado punto para formar un embrión del tamaño de un núcleo en equilibrio sobre el cual pueda crecer la burbuja.

El número de núcleos que pueden formarse por unidad de tiempo, depende de la temperatura del líquido T_G y de su naturaleza, y se han desarrollado algunos modelos teóricos para predecir la velocidad de nucleación.

En el caso del agua, se pudo estimar que para que tenga lugar una nucleación significativa, se requerirían sobrecalentamientos del orden de 220°C . Sin embargo, en la práctica, cualquier cuerpo extraño, o las paredes del recipiente, normalmente proveen gran cantidad de sitios activos que provocan el comienzo de la ebullición con valores de sobrecalentamiento mucho menores.

Se puede deliberadamente, trabajando con fluidos muy puros y con superficies muy pulidas y de un alto grado de limpieza, minimizar el efecto de las paredes y retardar el comienzo de la ebullición. Sin embargo, no se ha llegado nunca a valores de sobrecalentamiento tan altos como el que se ha mencionado. La ebullición siempre comienza antes. Por este motivo, resulta de mucho mayor interés el estudio del segundo mecanismo mencionado, es decir la nucleación heterogénea.

Nucleación Heterogénea o Nucleación sobre Superficies Sólidas

Se puede demostrar que cuando una burbuja se forma sobre una superficie sólida, el grado de sobrecalentamiento necesario para la existencia en equilibrio de dicha burbuja se modifica con respecto al calculado con la Ecuación (11-1-8)

En este caso, el sobrecalentamiento necesario se obtiene multiplicando el valor que surge de la Ecuación (11-1-8) por un factor Φ que depende del ángulo de contacto θ entre la superficie sólida y la interfase líquido-vapor, medido siempre a través del líquido. (Figura 11-.3). La forma que presenta la función Φ se muestra en la Figura 11-4

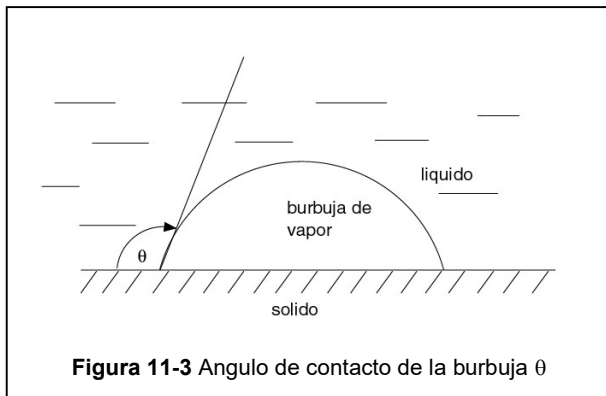


Figura 11-3 Ángulo de contacto de la burbuja θ

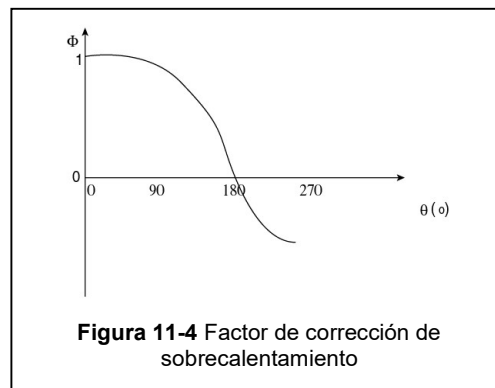


Figura 11-4 Factor de corrección de sobrecalentamiento

Cuando un líquido no moja la superficie, el ángulo de contacto θ vale cero y se tiene la situación de la Figura 11-5. En este caso, el sobrecalentamiento necesario para la existencia en equilibrio de la burbuja de radio r es el mismo que el predicho por la Ecuación (11-1-8), ya que el factor Φ vale 1. Es como si el sólido no estuviera presente.

Sin embargo, para cualquier otra sustancia que forme un ángulo $\theta > 0$, el valor de $T_G - T_{SAT}$ necesario para la existencia de un núcleo en equilibrio es menor que el calculado con la Ecuación (11-1-8), ya que el factor Φ es menor que la unidad.

Cuando un líquido moja totalmente la superficie, entonces $\theta = 180^\circ$. En este caso Φ vale cero, lo cual significa que el sobrecalentamiento es nulo. La condición de equilibrio es que la temperatura coincida con la de saturación. Esta es la situación en una interfase plana.

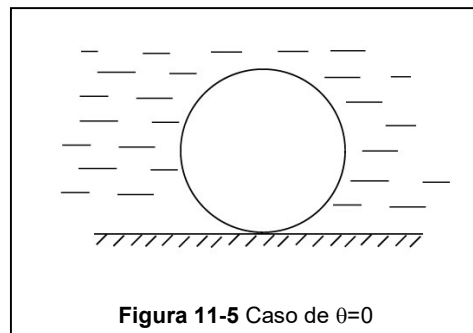


Figura 11-5 Caso de $\theta=0$

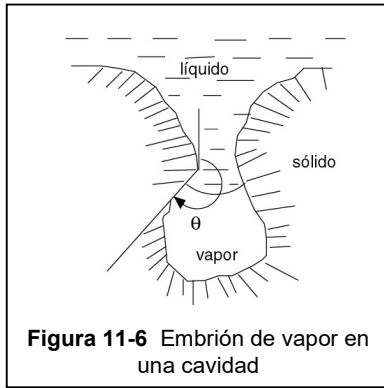


Figura 11-6 Embrión de vapor en una cavidad

Parecería que no es posible imaginar sobre una interfase ángulos de contacto mayores que 180° . Sin embargo, por lo general las superficies tienen imperfecciones o cavidades, y el núcleo de vapor puede existir en el interior de las mismas como se muestra en la Figura 11-6. En este tipo de cavidades, de forma irregular, la dirección de curvatura de la interfase puede invertirse. Entonces, el ángulo de contacto es mayor que 180° , de manera que el factor Φ es negativo. Esto significa que el grado de sobrecalentamiento también es negativo, es decir que puede existir un núcleo de vapor aún con temperaturas menores que la de saturación.

Esto explica la razón por la cual, los poros que presenta el sólido pueden actuar como centros de nucleación, ya que en ellos, aún a bajas temperaturas, puede existir un embrión de vapor que dará origen a una burbuja cuando la temperatura del sistema se eleve.

El modo en que crece la burbuja se representa en la Figura 11-7. Supongamos un núcleo de vapor en el interior de un poro, que está representado por la situación indicada con 1 en la Figura 11-7.

Ya hemos explicado que este núcleo puede existir aún cuando la temperatura del sistema sea inferior a la de saturación. Si ahora se eleva la temperatura de la superficie por encima de la de saturación, la burbuja crecerá y pasará a la posición 2 con un valor positivo de Φ ya que ahora $\theta < 180^\circ$.

Si la burbuja continúa creciendo y pasa a la posición 3, el radio de curvatura de la burbuja disminuye con respecto al de la situación 2. Puesto que el grado de sobrecalentamiento necesario para la condición de equilibrio de la burbuja es inversamente proporcional al radio, resulta que la situación 3 exige un grado de sobrecalentamiento mayor que la situación 2. Esto significa que para lograr el crecimiento de la burbuja desde 2 a 3 hay que incrementar la temperatura.

Lo mismo puede decirse para pasar de la situación 3 a la 4. Sin embargo, una vez que el radio de la burbuja es igual al de la boca de la cavidad (situación 4), para lograr un posterior crecimiento de la burbuja y pasar a la situación 5, el radio de curvatura de la burbuja debe empezar a crecer, y por lo tanto disminuye el grado de sobrecalentamiento necesario para el equilibrio del sistema.

Dado que entonces, el grado de sobrecalentamiento que ha alcanzado hasta ese momento el sistema supera al valor de equilibrio, la burbuja comienza a crecer espontáneamente hasta que se desprende de la superficie.

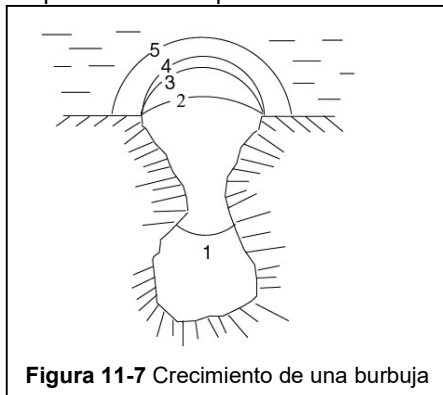


Figura 11-7 Crecimiento de una burbuja

Quiere decir que durante el proceso de crecimiento de la burbuja, existe un instante crítico, que es el representado por la situación 4 de la Figura 11-7, superado el cual, el crecimiento de la burbuja es espontáneo, y continúa hasta su desprendimiento.

Si la temperatura del sistema supera, o alcanza al grado de sobrecalentamiento exigido por este instante crítico, la burbuja se liberará. Este instante crítico se alcanza cuando la burbuja alcanza un radio igual al de la boca de la cavidad.

(Obsérvese que al pasar de la situación 3 a la 4, disminuye también el ángulo de contacto θ . Puesto que la disminución de θ tiene sobre el valor del sobrecalentamiento necesario, un efecto opuesto al producido por la disminución de r , la combinación de ambos efectos hace que el radio crítico de la burbuja sea algo diferente al radio de la cavidad. La diferencia sin

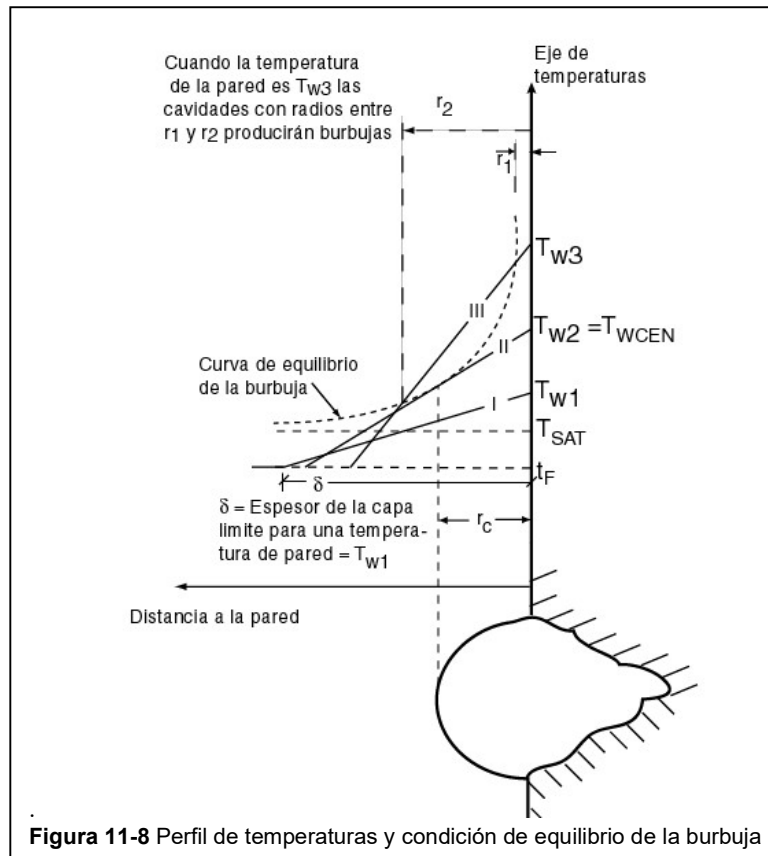
embargo, no se tiene en cuenta en la mayoría de los modelos).

Nucleación en Presencia de un Gradiente de Temperaturas

Hasta ahora, hemos considerado que la temperatura es uniforme en todo el sistema. Sin embargo en los casos en que la superficie sobre la que se forman las burbujas actúa como superficie calefactora, esta situación no es real.

En efecto, en tal caso, si la temperatura de la superficie es T_{w1} , para que pueda existir transmisión de calor al fluido, es preciso que T_{w1} sea superior a la temperatura del mismo. Es decir que aparece en la fase fluida un gradiente de temperaturas.

En la Figura 11-8 se representa una superficie calefactora en la que existe una cavidad de radio r .



A una distancia grande de la pared, la temperatura del líquido es t_F . En este caso, la temperatura t_F se ha representado por debajo de T_{SAT} , es decir que corresponde a una condición en que la masa del fluido está subenfriada, pero las conclusiones son también válidas para el caso de ebullición saturada con $t_F = T_{SAT}$.

La variación de temperaturas en el líquido entre T_{W1} y t_F se produce en una zona cercana a la pared que se conoce como capa límite. Una suposición simplificatoria que se realiza normalmente, es que la variación de temperaturas es lineal dentro de la capa límite. Supongamos que este diagrama de temperaturas está representado por la recta I de la Figura 11-8.

Si llamamos h al coeficiente de transmisión de calor, la densidad de flujo de calor en la interfase es

$$k \frac{T_{W1} - t_F}{\delta} = q \quad (11-1-9)$$

Donde δ es la distancia en que la temperatura varía desde T_{W1} hasta t_F . Puesto que

$$q = h(T_{W1} - t_F) \quad (11-1-10)$$

De donde

$$\delta = \frac{k}{h} \quad (11-1-11)$$

Típicamente para el caso del agua en reposo, el espesor de la capa límite δ es del orden de 0,1 mm.

En la Figura 11-8 se representa también en línea punteada la curva representada por la Ecuación (11-1-8)

$$T_G = T_{SAT} + \frac{R \cdot T_{SAT}^2 \cdot 2\sigma}{\lambda \cdot M \cdot p_F \cdot r} \quad (11-1-12)$$

Esta ecuación representa la temperatura de equilibrio para una burbuja de radio r. La curva dibujada es la función $T_G = f(r)$ dada por la Ecuación (11-1-12)

Habíamos dicho que durante la etapa de crecimiento de la burbuja, la misma pasa por un instante crítico en el momento en que su tamaño alcanza el radio de la cavidad. La teoría que veremos a continuación fue postulada por Hsu (2), y establece que la burbuja crecerá y se desprenderá si la temperatura en el lomo de la misma al alcanzarse este instante crítico supera al valor dado por la Ecuación (11-1-12)

Por ejemplo analicemos el comportamiento de la cavidad representado en la Figura 11-8. Una representación más detallada de la situación se muestra en la Figura 11-9

Vemos que la temperatura en el lomo de la burbuja se obtiene de la recta que representa el perfil de temperaturas para un valor $r=r_1$ (r_1 =radio de la cavidad). Esta temperatura es T_b .

La temperatura que se requeriría de acuerdo a la teoría de Hsu para que la burbuja crezca está dada por la curva de equilibrio. Este valor es T_a

Vemos que en la situación que se representa en la Figura 11-9, puesto que T_a es mayor que T_b , la burbuja no podrá progresar, y esta situación se repite para cualquier radio de cavidad, dado que en todos los valores de r el perfil de temperaturas está por debajo de la curva de equilibrio. Por lo tanto ninguna cavidad, cualquiera sea su radio habrá alcanzado la condición necesaria para liberar burbujas.

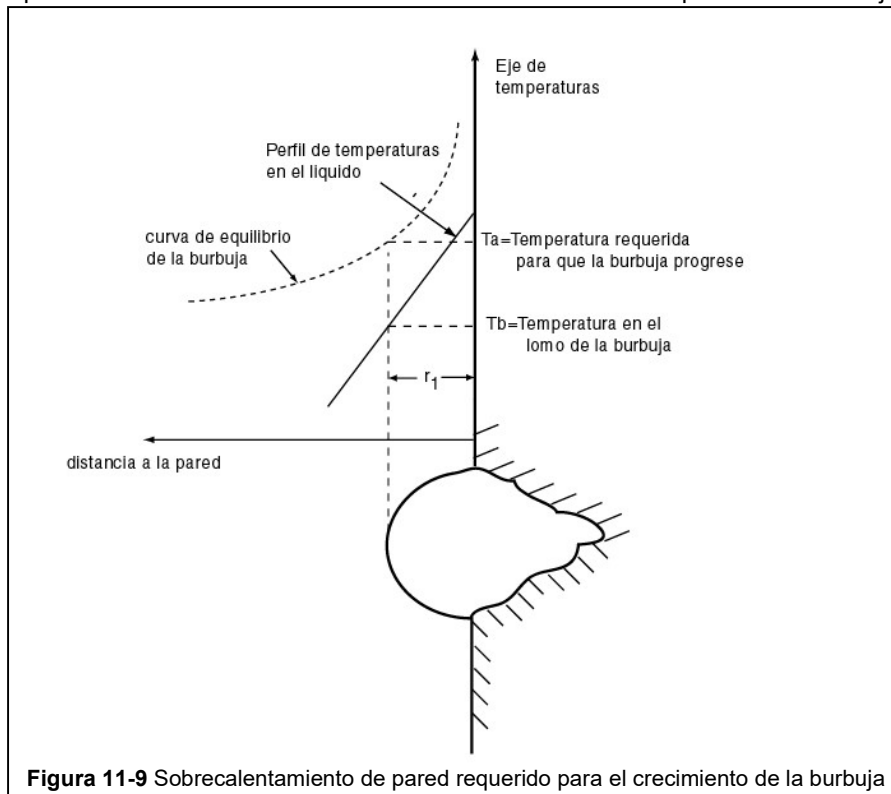


Figura 11-9 Sobrecalentamiento de pared requerido para el crecimiento de la burbuja

Volviendo a la Figura 11-8, supongamos que se incrementa la temperatura de la superficie hasta un valor T_{w2} . En este caso, el perfil de temperaturas en el líquido se modifica haciéndose tangente a la curva que representa la condición de equilibrio en un punto correspondiente a un valor del radio r_c . En este caso, aquellas cavidades cuyo radio sea r_c , habrán alcanzado su condición de nucleación y comienzan a liberar burbujas.

A la temperatura T_{w2} , que es la temperatura de pared para la cual comienza el desprendimiento de burbujas en el sistema, se la llama temperatura de comienzo de la ebullición nucleada (T_{WCEN}).

Supongamos que continúa incrementándose la temperatura de la superficie hasta un valor T_{w3} , de modo que la distribución de temperaturas en el sistema sea como la indicada en la recta III de la Figura 11-8. (Ver también Figura 11-10)

Vemos que ahora existe un intervalo de valores de r para los cuales la temperatura del sistema supera la necesaria para el crecimiento de la burbuja. Dicho intervalo abarca todos los valores de r comprendidos entre r_1 y r_2

Vale decir que cuando la temperatura de la superficie es T_{w3} , todas aquellas cavidades cuya dimensión esté comprendida entre r_1 y r_2 , estarán activas produciendo burbujas. De este modo, a medida que la temperatura de la superficie se va incrementando, es mayor el número de sitios activos y se incrementa la ebullición.

Este modelo, permitiría, entonces el cálculo de la temperatura de pared para la cual comienza la ebullición nucleada (T_{WCEN}), y que corresponde a T_{w2} en la Figura 11-8.

Esta temperatura se obtiene hallando el valor de T_w que hace que el perfil de temperaturas sea tangente a la curva de equilibrio de la burbuja. Se puede demostrar geométricamente que la abscisa del punto de tangencia es la mitad de la abscisa con que la tangente intersecta a la asíntota de la curva de equilibrio dada por $T = T_{SAT}$

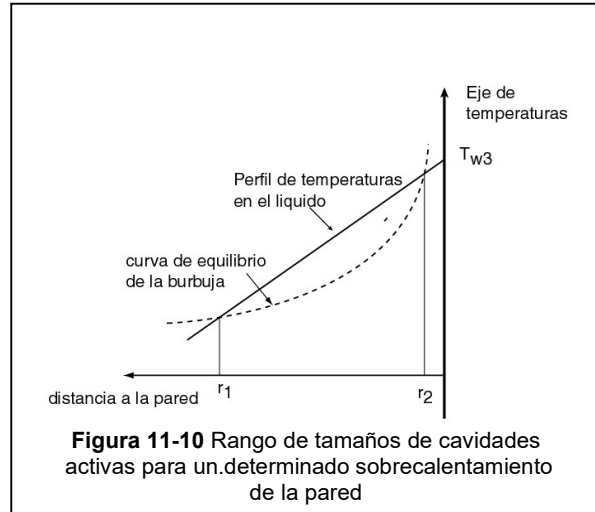


Figura 11-10 Rango de tamaños de cavidades activas para un determinado sobrecalentamiento de la pared

Con relación a la Figura 11-11, si la temperatura que corresponde al punto de tangencia es T_{TAN} será

$$T_{WCEN} - T_{TAN} = T_{TAN} - T_{SAT} = \frac{1}{2}(T_{WCEN} - T_{SAT}) \quad (11-1-13)$$

Según la Ecuación (11-1-8), en el punto de tangencia se cumple:

$$T_{TAN} - T_{SAT} = \frac{2 \cdot \sigma \cdot R \cdot T_{SAT}^2}{\lambda \cdot M \cdot p_F \cdot r_C} \quad (11-1-14)$$

mientras que la ecuación de la recta que representa el perfil de temperaturas se puede escribir

$$T_{WCEN} - T_{TAN} = \frac{q \cdot r_C}{k} \quad (11-1-15)$$

Multiplicando las ecuaciones (11-1-14) y (11-1-15) y teniendo en cuenta la (11-1-13), se llega a

$$\frac{1}{4}(T_{WCEN} - T_{SAT})^2 = \frac{2 \cdot \sigma \cdot R \cdot T_{SAT}^2 \cdot q}{\lambda \cdot M \cdot k \cdot p_F} \quad (11-1-16)$$

Puesto que p_F y T_{SAT} definen un punto sobre la curva de saturación, al volumen específico en estas condiciones lo llamaremos v_{VSAT}

y aplicando la ecuación de los gases ideales

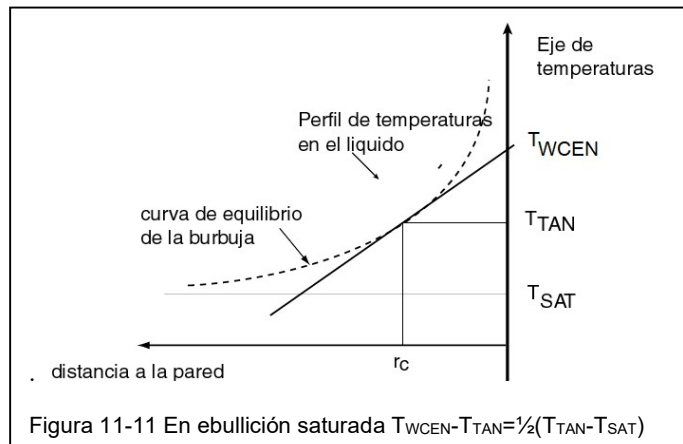


Figura 11-11 En ebullición saturada $T_{WCEN} - T_{TAN} = \frac{1}{2}(T_{TAN} - T_{SAT})$

$$v_F = \frac{R \cdot T_{SAT}}{M \cdot p_F} \quad (11-1-17)$$

Y la Ecuación (11-1-16) puede ser escrita

$$q = \frac{k}{4B} (T_{WCEN} - T_{SAT})^2 \quad (11-1-18)$$

Siendo

$$B = \frac{2 \cdot \sigma \cdot T_{SAT} \cdot v_{VSAT}}{\lambda} \quad (11-1-19)$$

Una deducción más rigurosa da para B el siguiente valor¹

$$B = \frac{2 \cdot \sigma \cdot T_{SAT} \cdot (v_V - v_F)_{SAT}}{\lambda} \quad (11-1-20)$$

La Ecuación (11-1-18) da una relación entre la densidad de flujo de calor y la temperatura de pared en el punto de comienzo de la ebullición nucleada.

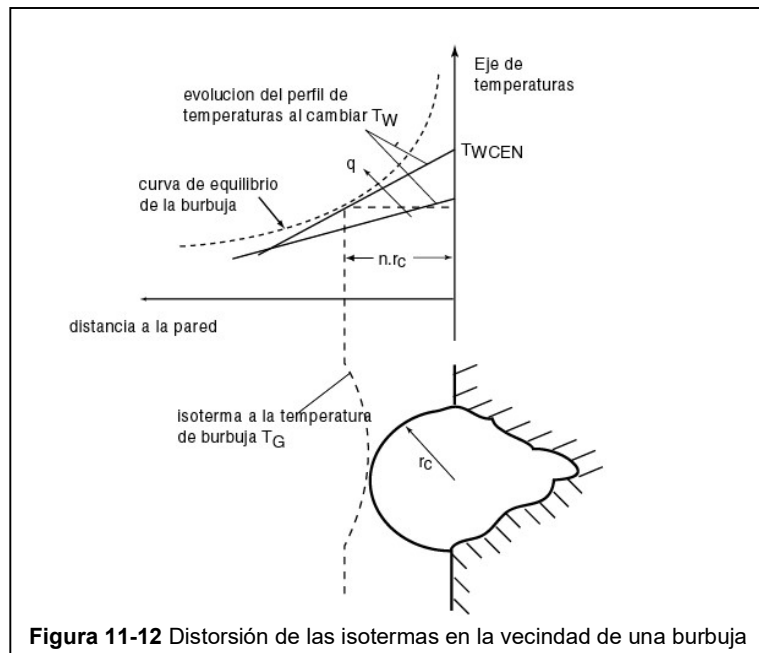
Puesto que hasta ese momento se tenía un régimen de convección en simple fase definido por

$$q = h(T_W - t_F) \quad (11-1-21)$$

si se dispone de una correlación para calcular el coeficiente h (pueden usarse las correlaciones comunes para convección en líquidos), pueden resolverse las ecuaciones (11-1-18) y (11-1-21) y calcular los valores de q y T_{WCEN} para el comienzo de la ebullición.

Algunos autores, consideran que la presencia de la burbuja produce una distorsión de los perfiles de temperatura de modo que las isothermas se distorsionan como se indica en la Figura 11-12. En este caso, si r_c es el radio de la burbuja que primero alcanza su condición de equilibrio, la isoterma que pasa por su punto superior se encuentra, lejos de la burbuja, a una distancia n · r_c, siendo n un valor mayor que uno. Muchos autores dan para n un valor comprendido entre 1 y 2. Aparentemente el valor n=1 reproduce con buena aproximación valores experimentales obtenidos por Bergies y Rosenhow para ebullición de agua. Han y Griffith³ sugieren adoptar un valor de n = 1.5 basándose en consideraciones teóricas. La 11-1-18 con este modelo se modifica según

$$q = \frac{k}{4B} \left(\frac{T_{WCEN} - T_{SAT}}{n} \right)^2 \quad (11-1-22)$$



Una de las deficiencias de la teoría que se acaba de exponer, es que la misma supone una distribución continua de tamaños de poros desde $r=0$ hasta $r=\infty$. Sin embargo, para que una cavidad pueda actuar como centro de nucleación es necesario que su tamaño no sea demasiado grande. En tales casos, la cavidad se llena totalmente de líquido y por lo tanto, al no contener un embrión de vapor es incapaz de generar una burbuja. Esto se explicará mejor a través del siguiente ejemplo

Ejemplo11-1

Calcular el radio crítico y la temperatura de pared necesaria para el comienzo de la nucleación para el agua a presión atmosférica y a su temperatura de ebullición (ebullición saturada)

Solución

1) Obtención del perfil de temperaturas en el líquido

Hasta que se inicia la ebullición, el coeficiente pelicular de convección para el caso de una superficie plana en convección natural está dado por

$$h=0.14 \frac{k_L}{D} \left(\frac{\beta_L \cdot g \cdot \Delta T \cdot \rho_L^2 \cdot D^3 \cdot c_L \cdot \mu_L}{\mu_L^2 k_L} \right)^{1/3}$$

Para el agua a 100° es:

$$\beta_L = 7.2 \times 10^{-4} \text{K}^{-1}$$

$$\rho_L = 960 \text{ kg/m}^3$$

$$Pr_L = 1.9$$

$$\mu_L = 2.97 \times 10^{-4} \text{ kg/m.s}$$

$$k_L = 0.68 \text{ W/m.K}$$

$$g = 9.8 \text{ m/s}^2$$

$$h=0.14 \times 0.68 \times \left(\frac{7.2 \times 10^{-4} \times 9.8 \times 960^2 \times 1.9}{(2.97 \times 10^{-4})^2} \right)^{0.33} \cdot \Delta T^{0.33} = 453 \cdot \Delta T^{0.33} = 453 (T_W - T_{SAT})^{0.33}$$

ya que en este caso $t_F = T_{SAT}$

El espesor de la capa límite es

$$\delta = \frac{k}{h} = \frac{0.68}{453 (T_W - T_{SAT})^{0.33}}$$

Es decir que el espesor de la capa límite es una función de T_W , y para cada valor de T_W el perfil de temperaturas está dado por una recta cuya pendiente es $(T_W - T_{SAT})/\delta$ como se indica en la Figura 11-13 para tres valores diferentes de la temperatura de pared

2) Curva de equilibrio de la burbuja

La curva de equilibrio de la burbuja está dada por

$$T_G - T_{SAT} = \frac{R \cdot T_{SAT}^2 \cdot 2\sigma}{\lambda \cdot M \cdot p_F \cdot r} = \frac{B}{r}$$

Para agua a 100°C es

$$\sigma = 0.058 \text{ N/m}$$

$$M = 18$$

$$T_{SAT} = 373 \text{ K}$$

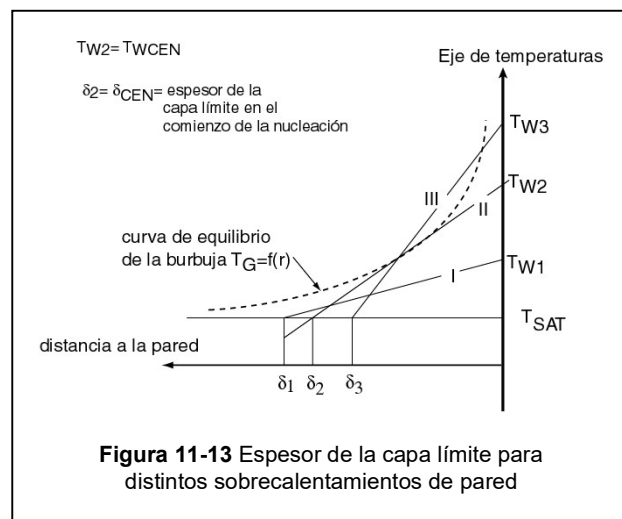
$$\lambda = 2.257 \times 10^6 \text{ J/kg}$$

$$p_F = 1.01 \times 10^5 \text{ N/m}^2$$

La constante de los gases es $R = 8307 \text{ J/kgmol.K}$

Con estos valores se obtiene $B = 3.26 \times 10^{-5}$

La curva de equilibrio de la burbuja queda entonces



$$T_G - T_{SAT} = \frac{3.26 \times 10^{-5}}{r}$$

Esta es la ecuación de una hipérbola cuyas asíntotas son $T = T_{SAT}$ y $r = 0$

3) Determinación de la temperatura de pared para el comienzo de la ebullición

Se debe encontrar cual es la temperatura de pared para la cual el perfil de temperaturas se hace tangente a la curva de equilibrio de la burbuja. Se ha demostrado que en tal condición se deben satisfacer simultáneamente las ecuaciones (11-1-18) y (11-1-21), o sea

$$q = \frac{k}{4B} (T_{WCEN} - T_{SAT})^2 = \frac{0.68}{4 \times 3.26 \times 10^{-5}} (T_{WCEN} - 373)^2$$

y $q = h(T_{WCEN} - T_{SAT}) = 453(T_{WCEN} - T_{SAT})^{4/3}$

Resolviendo este sistema de dos ecuaciones con dos incógnitas se obtiene $T_{WCEN} = 373.02K$ y $q = 2.2W/m^2$
El valor de r_c se puede obtener entonces como

$$r_c = \frac{\delta_{CEN}}{2} = \frac{1.5 \times 10^{-3}}{2} (T_{WCEN} - T_{SAT})^{-0.33} = 0.75 \times 10^{-3} (373.02 - 373)^{-0.33} = 2.76 \times 10^{-3} m = 2.76 mm$$

Es decir que de acuerdo a la predicción teórica de este modelo, con una temperatura de pared apenas 0.02K superior a la temperatura de saturación ya comienza la ebullición. Sin embargo, experimentalmente se comprueba que siempre son necesarios algunos grados de sobrecalentamiento para que empiece la ebullición.

La explicación que se da, es que no todas las cavidades o poros de la superficie pueden actuar como centros de nucleación. Si las cavidades son de tamaño grande, una vez que se desprende la primer burbuja de gas, el líquido la llena totalmente y esa cavidad ya no puede actuar como centro de nucleación.

Obsérvese que de acuerdo a los cálculos realizados, el radio crítico es de 2.76 mm, lo que difícilmente puede ser aceptado como un poro. Por lo general, se acepta que solo pueden actuar como centros de nucleación aquellas cavidades cuyo radio es de cinco micrómetros o menos ($5 \cdot 10^{-6} m$).

Algunos autores⁵, limitan este tamaño a un micrómetro o menos. Si aceptamos el tamaño de $5 \mu m$ como el mínimo radio de los poros capaces de generar burbujas, significará que debemos incrementar la temperatura de pared hasta que el valor de la temperatura a una distancia $r = 5 \mu m$ de la misma alcance al valor exigido por la Ecuación (11-1-8) para la nucleación en una cavidad de radio $r = 5 \mu m$. Esto se ilustra en la Figura 11-14

Puesto que en este caso $T_G \cong T_w$ será:

$$T_G \cong T_w = T_{SAT} + \frac{3.26 \times 10^{-5}}{r} = 373 + \frac{3.26 \times 10^{-5}}{5 \times 10^{-6}} = 378.9K$$

Si se acepta que el mínimo radio de sitio activo es de $1 \mu m$, entonces el valor de la temperatura de la pared que se necesita para iniciar la ebullición es de 405.6 K

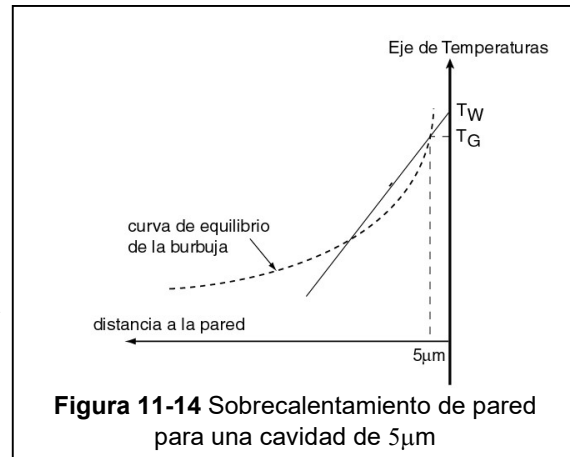


Figura 11-14 Sobrecalentamiento de pared para una cavidad de $5 \mu m$

11-1-3 Diámetro de la Burbuja al Desprenderse de la Superficie

Tal como ya fue explicado en el tema anterior, una vez que la burbuja ha alcanzado su radio crítico continuará creciendo en forma espontánea. Durante un tiempo, como consecuencia del efecto de las fuerzas de tensión superficial, la burbuja permanecerá adherida a la superficie, pero a medida que va creciendo, las fuerzas de flotación (que varían con la tercera potencia del diámetro) se hacen más importantes que las fuerzas de tensión superficial, y se produce el desprendimiento de la burbuja. Se han planteado varios modelos para predecir la velocidad de crecimiento de las burbujas, así como el

diámetro de las mismas en el momento de desprenderse. Este se obtiene por medio de un balance de fuerzas entre el efecto de flotación y la tensión superficial. Se obtiene¹.

$$\text{Diámetro de desprendimiento} = Dd = 0.0208 \theta \left(\frac{\sigma}{g(\rho_L - \rho_V)} \right)^{1/2} \quad (11-1-23)$$

Donde θ es el ángulo de contacto en el momento en que se desprende la burbuja expresado en grados

11-2 Ebullición de Líquidos en Reposo (Pool Boiling)

El estudio de los mecanismos de ebullición se realiza distinguiendo entre la ebullición de líquidos en reposo y la ebullición en fluidos en movimiento, particularmente en el caso de flujo en el interior de cañerías. Estudiaremos en primer lugar el caso de fluidos en reposo.

11-2-1 Curva de Ebullición para Líquidos en Reposo

Supongamos un líquido que se encuentra a su temperatura de saturación contenido en un recipiente. A este líquido se le entrega calor por medio de una superficie calefactora que se encuentra a temperatura T_w , siendo $T_w > T_{SAT}$. A la diferencia de temperaturas $T_w - T_{SAT}$ la llamaremos ΔT_{SAT}

Se desea estudiar como varía el flujo de calor al variar la temperatura de pared T_w , y por lo tanto ΔT_{SAT} . La curva que se obtiene es la que se indica en la Figura 11-15. (Por lo general, la relación entre q y ΔT es no lineal, por lo que la definición de un coeficiente h no resulta particularmente útil y muchas veces se prefiere directamente presentar los datos en forma de una relación q . vs ΔT).

Se puede observar en la curva de la Figura 11-15, la existencia de varias zonas perfectamente definidas.

En la zona de bajas temperaturas de pared (curva AB), la transferencia de calor tiene lugar sin formación de burbujas por un mecanismo de convección libre, ya que todavía no se alcanza el valor de la temperatura de pared T_{WCEN} necesario para que comience la ebullición. En esta zona, son válidas todas las correlaciones de convección libre

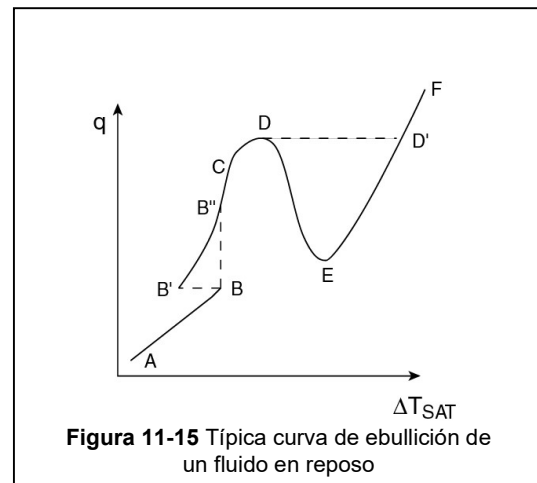
Cuando se alcanza el punto B, la temperatura de pared es lo suficientemente elevada como para provocar la formación de burbujas. Esto ya fue analizado con detalle en el tema anterior, y se explicó también como predecir el valor de esta temperatura.

En el instante en que comienza la aparición y desprendimiento de burbujas, el coeficiente pelicular de transmisión de calor aumenta bruscamente como consecuencia de la agitación que dichas burbujas producen en el líquido. Esto explica la discontinuidad que presenta la curva en dicho punto.

La curva de la Figura 11-15, puede construirse de dos maneras.

1. incrementando lentamente y en forma continua, la temperatura de la pared y midiendo el flujo de calor resultante.
2. incrementando lentamente y en forma. continua el flujo de calor y midiendo la temperatura de la pared resultante. Esto es lo que se hace cuando el calor es entregado por medio de una: resistencia eléctrica. La potencia entregada a la. resistencia se va progresivamente aumentando y esto provoca el incremento en la temperatura de pared.

Si la curva se construye incrementando la temperatura de pared, se observa que al llegar al punto B, un pequeño aumento de T_w provoca un salto en el flujo de calor que crece hasta alcanzar el punto C. Si en cambio, la curva se construye incrementando el flujo calórico, al llegar al punto B un pequeño aumento de q provoca una disminución de la temperatura de pared hasta el punto B', ya que al haberse



incrementado bruscamente el coeficiente pelicular es necesario un menor ΔT para mantener el flujo calórico.

La zona B'CD corresponde a la ebullición nucleada, es decir con formación de burbujas. Obsérvese que la pendiente de la curva q vs ΔT se ha incrementado con respecto a la de la zona AB, indicando un aumento en el coeficiente pelicular. El efecto de agitación producido por las burbujas al desprenderse es el responsable de los altos coeficientes de película que se obtienen en este régimen.

A medida que se incrementa la diferencia $T_w - T_{SAT}$, va creciendo la densidad de flujo de calor, hasta que se alcanza el punto D. En ese punto, comienza a producirse un cambio en el régimen hidrodinámico del sistema. La formación de burbujas se hace tan intensa que estas comienzan a agruparse antes de desprenderse. En consecuencia, una fracción importante de la superficie calefactora queda cubierta por una capa inestable de vapor que impide la llegada del líquido a la misma.

A medida que el ΔT crece, una mayor fracción de la superficie va quedando bloqueada y se produce una disminución del coeficiente de transferencia. Esto corresponde a la zona DE de la curva. En esta zona tiene lugar un fenómeno único en transmisión de calor consistente en una disminución del flujo de calor al aumentar la fuerza impulsora.

El punto D recibe el nombre de punto de quemado ("burnout"). Este nombre se explica porque cuando la determinación experimental de la curva se realiza incrementando el flujo de calor como variable independiente y midiendo la temperatura de pared resultante; una vez que se alcanza el punto D, un posterior aumento del flujo de calor lleva al sistema a la situación D' produciéndose una brusca elevación de la temperatura del elemento calefactor (en general una resistencia eléctrica). En tal caso puede producirse el quemado de la resistencia y de allí el nombre de punto de quemado.

En la región EF, la superficie queda cubierta por una capa estable de vapor, y el calor tiene que transmitirse al líquido a través de la misma. En esta zona, la temperatura de la pared es lo suficientemente alta como para que los efectos de la radiación sean importantes, y el flujo de calor aumenta nuevamente al crecer el ΔT . Esta zona se llama de ebullición en película. Es el mismo efecto que a veces se observa cuando se deja caer una gota de agua sobre una plancha de hierro caliente. En estos casos, a veces la gota tarda en evaporarse y permanece por un tiempo moviéndose sobre la superficie desplazándose con gran movilidad. Esto se debe a la formación de una capa de vapor que aísla la gota de la superficie, y la transmisión de calor debe realizarse a través de esta capa de vapor.

11-2-2 Correlaciones para la Curva de Ebullición.

Para cada una de las zonas de la curva de ebullición se han propuesto diversas correlaciones que, con mayor o menor éxito explican los resultados experimentales..

Aún no se han podido obtener correlaciones de validez general que ajusten adecuadamente los datos de los diversos autores. Esto se debe a que el mecanismo de la ebullición es sumamente complejo, y el número de variables que intervienen en el fenómeno es muy grande. Se resumirán, no obstante, las correlaciones más conocidas.

Zona de convección libre en simple fase (zona AB)

En esta zona se emplearán las correlaciones normalmente aplicadas para convección libre en simple fase. Así por ejemplo, para convección natural en régimen turbulento desde una superficie plana horizontal, una correlación conocida es

$$\frac{h.D}{k_L} = 0.14 \left(\frac{\beta \cdot g \cdot \Delta T \cdot D^3 \cdot \rho_L^2 \cdot c_L \cdot \mu_L}{\mu_L^2 \cdot k_L} \right)^{1/3} \quad (11-2-1)$$

donde D es el diámetro de la superficie.

Comienzo de la ebullición nucleada (punto B)

Ya se ha desarrollado un modelo para predecir el comienzo de la nucleación al tratar el tema 11-1 (modelo de Hsu).

Zona de ebullición nucleada (zona B'D)

Esta zona de la curva es la más importante para el diseño de equipos de transferencia de calor con ebullición ya que por lo general los mismos operan en este régimen. Muchos investigadores han pretendido

correlacionar los coeficientes de ebullición en función de diferentes variables, y se han propuesto una gran cantidad de expresiones que no guardan ninguna relación entre sí. Esto es sin duda una confirmación de que aún no se dispone de una adecuada comprensión del fenómeno y que existe mucho por investigar en este campo. Resumiremos algunas de las correlaciones más conocidas

Si bien lo usual es expresar el coeficiente de transferencia de calor con una correlación del tipo $h=a\Delta T^b$, reemplazando h por $q/\Delta T$ o bien ΔT por q/h , es posible expresar las correlaciones como $h=f(q)$ o bien $q=f(\Delta T)$. En lo que sigue se usarán todas estas formas.

a) Correlación de Rohsenow ⁷

Rohsenow propone una correlación del siguiente tipo

$$Nu = a.Re^b.Pr^c \quad (11-2-2)$$

Donde para la definición de los números de Nusselt y de Reynolds se utiliza el diámetro de la burbuja en el momento de desprenderse, el cual está dado por la Expresión (11-1-23).

La velocidad que figura en el número de Reynolds se toma como la velocidad superficial del líquido hacia la superficie.

Si q es la densidad de flujo de calor, y es λ el calor latente de ebullición, la velocidad de evaporación en la superficie (kg/s) estará dada por q/λ , y entonces la velocidad del líquido hacia la superficie para reponer la masa evaporada será $q/\lambda\rho_L$. El número de Reynolds será entonces:

$$Re = \frac{q}{\lambda\rho_L} \left(\frac{\sigma}{g(\rho_L - \rho_V)} \right)^{1/2} \frac{\rho_L}{\mu_L} \quad (11-2-3)$$

obsérvese que no se incluye aquí el ángulo de contacto θ que figuraba en la Expresión (11-1-23). Esto se debe a que esta es una variable muy difícil de medir y por lo tanto se decide no incluirla en las correlaciones sacrificando la precisión de las mismas.

El número de Nusselt será

$$Nu = \frac{hD_d}{k_L} = \frac{h}{k_L} \left(\frac{\sigma}{g(\rho_L - \rho_V)} \right)^{1/2} \quad (11-2-4)$$

La correlación propuesta por Rohsenow es

$$Nu = \frac{1}{C_{SF}} Re^{(1-n)} Pr^{-m} \quad (11-2-5)$$

la cual puede reordenarse para dar

$$\frac{c_L \Delta T_{SAT}}{\lambda} = C_{SF} \left(\frac{q}{\mu_L \lambda} \left(\frac{\sigma}{g(\rho_L - \rho_V)} \right)^{1/2} \right)^n \left(\frac{c_L \mu_L}{k_L} \right)^{m+1} \quad (11-2-6)$$

La ecuación original tenía valores de $n = 0.33$ y $m = 0.7$. Posteriormente Rohsenow recomendó que para el caso del agua el valor de m fuera cambiado a cero (7). Valores de C_{SF} para varias combinaciones líquido superficie se incluyen en la Tabla 11-1. Un estudio más detallado de los valores de C_{SF} y n para varias combinaciones fluido-superficie ha sido realizado por Vachon y colaboradores⁶.

Tabla 11-1- Valores de la constante C_{SF} de la ecuación de Rohsenow

Combinación fluido superficie	C_{SF}	Combinación Fluido superficie	C_{SF}
Agua níquel	0.006	Alcohol <i>n</i> -butílico-cobre	0.003
Agua-acero inoxidable	0.015	CO3K2 50%-cobre	0.0027
Agua-cobre	0.013	CO3K2 35%-cobre	0.0054
Tetracloruro de carbono-cobre	0.013		
Alcohol isopropílico-cobre	0.0022		

El autor recomienda que si no se dispone de datos para la combinación fluido-superficie deseada se adopte en primera aproximación, el valor de $C_{SF} = 0.013$. No se indica como salir luego de esta primera aproximación.

b) Ecuación de Mc Nelly ¹³

Propone la siguiente ecuación

$$h = 0.225 \left(\frac{q \cdot c_L}{\lambda} \right)^{0.69} \left(\frac{p \cdot k_L}{\sigma} \right)^{0.31} \left(\frac{\rho_L}{\rho_V} - 1 \right)^{0.33} \quad (11-2-7)$$

donde p es la presión del sistema

c) Ecuación de Forster y Zuber⁸

Forster y Zuber proponen una ecuación del tipo

$$Nu = \frac{h \cdot r_b}{k_L} = 0.0015 Re_b^{0.62} Pr_L^{0.33} \quad (11-2-8)$$

Siendo

$$r_b = \frac{\Delta T}{\lambda \cdot \rho_V} \left(\frac{2\pi \cdot k_L \rho_L \cdot c_L \cdot \sigma}{\Delta p_{SAT}} \right) \left(\frac{\rho_L}{\Delta p_{SAT}} \right)^{0.25} \quad (11-2-9)$$

$$Re_b = \frac{\pi k_L c_L}{\mu_L} \left(\frac{\rho_L \Delta T_{SAT}^2}{\rho_V \cdot \lambda} \right)^2 \quad (11-2-10)$$

Sustituyendo todo, se llega finalmente a

$$q = 0.00122 \left(\frac{k_L^{0.79} c_L^{0.45} \rho_L^{0.49}}{\sigma^{0.5} \mu_L^{0.29} \lambda^{0.24} \rho_V^{0.24}} \right) \Delta T_{SAT}^{1.24} \Delta p_{SAT}^{0.75} \quad (11-2-11)$$

Donde Δp_{SAT} es la diferencia entre las presiones de vapor a las temperaturas de la superficie y del líquido. -

d) Ecuación de Mostinsky¹² :

propone una correlación dimensional

$$h = 0.00417 \cdot pc^{0.69} \cdot q^{0.7} \left(1.8 \left(\frac{p}{pc} \right)^{0.17} + 4 \left(\frac{p}{pc} \right)^{1.2} + 10 \left(\frac{p}{pc} \right)^{10} \right) \quad (11-2-12)$$

Donde pc (presión crítica) se debe expresar en kPa y q en W/m² para obtener h en W/m²K. Si pc se expresa en N/m² la constante vale 3.7x10⁻⁵

e) Correlaciones de Stephan y Abdelsalam¹⁴

Estos investigadores, realizaron una regresión de datos experimentales obtenidos por diversos autores. Para ello, recurriendo al análisis dimensional obtienen la siguiente serie de grupos adimensionales que definen el problema:

$$\begin{aligned}
 X1 &= \left(\frac{q \cdot D_d}{k_L T_{SAT}} \right) & X2 &= \left(\frac{\alpha^2 \rho_L}{\sigma D_d} \right) & X3 &= \left(\frac{c_L T_{SAT} D_d^2}{\alpha^2} \right) & X4 &= \left(\frac{\lambda D_d^2}{\alpha^2} \right) \\
 X5 &= \left(\frac{\rho_V}{\rho_L} \right) & X6 &= \left(\frac{c_L \mu_L}{k_L} \right) & X7 &= \left(\frac{\rho_W \cdot c_W \cdot k_W}{\rho_L \cdot c_L \cdot k_L} \right) & X8 &= \left(\frac{\rho_L \cdot \rho_V}{\rho_L} \right)
 \end{aligned}
 \tag{11-2-13}$$

Obsérvese que el grupo adimensional X7 es un cociente entre propiedades del material que compone la superficie calefactora y propiedades del líquido. En estas expresiones α es la difusividad térmica del líquido ($k/\rho c$) y D_d el diámetro de desprendimiento de la burbuja dado por la Ecuación(11-1-23)

T_{SAT} es la temperatura de saturación del líquido en grados absolutos

Los autores correlacionan el número de Nusselt ($h \cdot D_d / k_L$) en función de estos adimensionales.

No se encuentra una correlación única que permita ajustar los datos experimentales de todo tipo de compuestos. Por lo tanto, los autores dividieron los datos en cuatro grupos que corresponden a los siguientes cuatro tipos de sustancias:

- 1- Agua
- 2- Hidrocarburos
- 3- Fluidos criogénicos
- 4- Refrigerantes

Puesto que en los datos experimentales analizados por estos autores no había mediciones sobre los valores del ángulo de contacto θ que figura en la definición de D_d lo que se hizo fue utilizar, para correlacionar los datos, valores típicos de θ para cada uno de los cuatro grupos de sustancias. Estos valores, así como las correlaciones obtenidas se presentan en la Tabla 11-2

Tabla 11-2 Correlaciones de Stephan y Abdelsalam

grupo	correlación	Rango (p/pc)	θ °	ecuación
agua	$Nu = 0.24 \times 10^7 X1^{0.67} X4^{-1.58} X3^{1.26} X8^{5.22}$	$10^{-4} < p/pc < 0.88$	45	11-2-14
hidrocarburos	$Nu = 0.054 X5^{0.34} X1^{0.67} X8^{-4.33} X4^{0.248}$	$5 \times 10^{-3} < p/pc < 0.9$	35	11-2-15
criogénicos	$Nu = 4.82 X1^{0.624} X7^{0.117} X3^{0.374} X4^{-0.329} X5^{0.257}$	$4 \times 10^{-3} < p/pc < 0.97$	1	11-2-16
refrigerantes	$Nu = 207 \cdot X1^{0.745} X5^{0.581} X6^{-0.533}$	$3 \times 10^{-3} < p/pc < 0.78$	35	11-2-17

Ebullición de mezclas

Todas las correlaciones desarrolladas son recomendadas por sus autores para ebullición de fluidos puros. En el caso de mezclas, aparecen resistencias difusivas adicionales que reducen considerablemente la velocidad de transmisión de calor. En estos casos los coeficientes peliculares se deben corregir como se indica en la Sección 11-4-2

Flujo calórico máximo

Para la densidad máxima de flujo de calor (punto D de la curva de ebullición), se acepta en general la ecuación de Zuber¹⁸

$$q_{\max} = 0.18 \rho_V \cdot \lambda \left(\frac{(\rho_L - \rho_V) \sigma \cdot g}{\rho_V^2} \right)^{1/4} \tag{11-2-18}$$

Esta ecuación es válida para superficies planas que apunten hacia arriba. Puede ser extendida al caso de tubos únicos rodeados de una gran masa de líquido. No puede en cambio ser aplicada al caso de un haz de tubos sin corregirla. Esto se explicará más adelante

Otra correlación debida a Mostinsky, también aplicable a un tubo único sumergido en un fluido es

$$q_{\max} = 367 pc \left(\frac{p}{pc} \right)^{0.35} \cdot \left(1 - \frac{p}{pc} \right)^{0.9} \tag{11-2-18b}$$

Donde las presiones se expresan en kPa y se obtiene q_{\max} en W/m²

Zona de flujo de transición (DE)

Esta zona es sumamente inestable y no se han desarrollado correlaciones para la misma

Punto de flujo calórico mínimo (punto E)

Puede aplicarse la correlación teórica desarrollada por Zuber¹⁹

$$q_{min} = 0.125 \rho_V \cdot \lambda \left(\frac{(\rho_L - \rho_V) \sigma \cdot g}{\rho_L^2} \right)^{1/4} \quad (11-2-19)$$

Posteriormente, Kutateladze²⁰ propuso cambiar el coeficiente por 0.09

Zona de ebullición en película estable (EF)

Se puede emplear la correlación de Bromley⁹

$$h = 0.62 \left(\frac{k_V^3 (\rho_L - \rho_V) \rho_V \lambda \cdot g}{\mu_V D_o \Delta T} \right)^{1/4} \quad (11-2-20)$$

Donde D_o es el diámetro del tubo.

11-2-3 Comparación entre las Distintas Correlaciones para Ebullición Nucleada

La zona de ebullición nucleada es la de mayor interés, ya que en esta zona se diseñan la mayor parte de los equipos de procesos. Llama la atención, que los diferentes autores, utilizan distintas variables físicas para correlacionar un mismo fenómeno. Es evidente entonces, que los resultados obtenidos variarán según la correlación que se emplee. Estas diferencias pueden llegar a ser muy importantes como se verá en los siguientes ejemplos

Ejemplo 11-2

Calcular los valores de los coeficientes peliculares de ebullición nucleada para agua, amoníaco y benceno a presión atmosférica para valores de ΔT_{SAT} (= T_W - T_{SAT}) de 4.3°C, 9.1°C y 13°C utilizando las correlaciones de Rohsenow, Forster y Zuber, Mostinsky, Mc Nelly y Stephan

Se han elegido estos valores de ΔT debido a que se dispone de datos experimentales para el caso del agua. La siguiente tabla resume las propiedades físicas necesarias para el cálculo

		agua	NH3	benceno
T _{SAT}	(K)	373	244.2	353
c _L	(J/kg.K)	4180	4472	1985
λ	(J/kg)	2.25x10 ⁶	1.37x10 ⁶	3.97x10 ⁵
ρ _L	(kg/m ³)	958	689	820
ρ _V	(kg/m ³)	0.597	0.843	2.82
μ _L	(kg/m.s)	0.275x10 ⁻³	0.24x10 ⁻³	0.3x10 ⁻³
k _L	(W/m.k)	0.688	0.502	0.129
σ	(N/m)	0.0588	0.0325	0.021
ρ _c	(N/m ²)	221x10 ⁵	112x10 ⁵	48.9x10 ⁵
θ	°	45	35	35
Δρ _{SAT} /ΔT _{SAT}	N/m ² .K	3906	5479	3306

La última fila de la tabla es la pendiente de la curva de presión de vapor, que resulta necesaria para la correlación de Forster y Zuber.

Solución

Sustituyendo las propiedades físicas en cada una de las correlaciones, es posible obtener expresiones del tipo

$$q = a \Delta T_{SAT}^b.$$

Se llega a lo siguiente

Correlación	agua	amoníaco	benceno
Rohsenow	$154.2\Delta T_{SAT}^3$	$50.59\Delta T_{SAT}^3$	$1.6\Delta T_{SAT}^3$
Mostinsky	$46.45\Delta T_{SAT}^{3.33}$	$14.12\Delta T_{SAT}^{3.33}$	$3.4\Delta T_{SAT}^{3.33}$
Mc.Nelly	$21\Delta T_{SAT}^{3.22}$	$46.2\Delta T_{SAT}^{3.22}$	$16.3\Delta T_{SAT}^{3.22}$
Stephan	$64.2\Delta T_{SAT}^{3.05}$	$0.044\Delta T_{SAT}^{3.92}$	$8\Delta T_{SAT}^3$
Forster y Zuber	$1.68\Delta T_{SAT}^{1.24}\Delta p_{SAT}^{0.75} =$ $= 830\Delta T_{SAT}^{1.99}$	$1.66\Delta T_{SAT}^{1.24}\Delta p_{SAT}^{0.75} =$ $= 1057\Delta T_{SAT}^{1.99}$	$0.508\Delta T_{SAT}^{1.24}\Delta p_{SAT}^{0.75} =$ $= 221\Delta T_{SAT}^{1.99}$

Y calculando los valores de q para las diferencias de temperatura elegidas se tiene

a) Agua a presión atmosférica (valores de q en W/m2)

ΔT_{SAT}	Rohsenow	Mostinsky	Mc Nelly	Stephan	F y Zuber	experimental
4.3	11200	5900	2300	5490	15100	55000
9.1	116000	72500	25700	54000	67200	236000
13	338000	237000	811000	160300	136000	517000

b) Amoníaco a presión atmosférica (Valores de q en W/m2)

ΔT_{SAT}	Rohsenow	Mostinsky	Mc Nelly	Stephan	F y Zuber
4.3	4022	1816	5060	13.3	19200
9.1	38100	22000	56600	252	85600
13	111100	72300	178500	1023	174000

c) Benceno a presión atmosférica (Valores de q en W/m2)

ΔT_{SAT}	Rohsenow	Mostinsky	Mc Nelly	Stephan	F y Zuber
4.3	130	440	1780	640	4030
9.1	1200	5300	19900	6000	17900
13	3500	17400	62900	17500	36400

Puede observarse la gran dispersión que existe en los resultados calculados

Expresión del h en función de la densidad de flujo de calor

Las correlaciones para ebullición nucleada son del tipo

$$q = a \cdot \Delta T^b$$

Donde $\Delta T = T_w - t$. (usamos la t minúscula para designar la temp del fluido frío)

Si combinamos esta expresión con

$$q = hc \cdot \Delta T$$

(Hemos agregado el subíndice c para identificar al fluido frío que es el líquido en ebullición) es posible obtener

$$hc = c \cdot q^d$$

donde $d = (b-1)/b$ y $c = a^{1/b}$ (*)

Se puede ver que, cuando las correlaciones son expresadas de este modo., las desviaciones en el cálculo del hc, a un mismo valor de q, son mucho menores que si se las compara a igual ΔT esto se analizará en el siguiente ejemplo

Ejemplo 11-3

Para las correlaciones y fluidos analizados en el ejemplo anterior, calcular los valores del coeficiente pelicular de ebullición para similares valores de q

Solución

En primer lugar expresaremos cada una de las correlaciones usando las fórmulas de transformación (*)

correlación	Agua	amoníaco	benceno
Rhosenow	$h=5.35.q^{0.66}$	$h=3.69q^{0.66}$	$h=1.16q^{0.66}$
Mostinsky	$h=3.16.q^{0.7}$	$h=2.21q^{0.7}$	$h=1.44q^{0.7}$
McNelly	$h=2.56.q^{0.69}$	$h=3.27q^{0.69}$	$h=2.37q^{0.69}$
Stephan	$h=3.05q^{0.66}$	$h=0.45q^{0.75}$	$1.99q^{0.66}$
F. y Zuber	$h= 29.3.q^{0.5}$	$h=33.q^{0.5}$	$h=15.q^{0.5}$

Para cada uno de los fluidos analizados en el ejemplo anterior, calcularemos el h_c para diferentes valores de q

q(W/m2)	Agua			amoníaco			benceno		
	1000	10000	50000	1000	10000	50000	1000	10000	50000
Rhosenow	532	2460	7200	350	1610	4660	110	510	1460
Mostinsky	397	2000	6150	279	1400	4300	181	910	2800
McNelly	300	1470	4470	384	1880	5700	280	1360	4140
Stephan	389	1800	4930	80	450	1500	190	500	2500
F.y Zuber	926	2930	6550	1040	3300	7400	470	1500	3350

Vemos que, salvo algunos casos especiales (por ejemplo la gran dispersión que ofrece la correlación de Stephan para el amoníaco), al presentar los resultados de este modo, las diferencias aparecen más amortiguadas

11-2-4 Efecto de las Resistencias Controlantes

Durante el diseño de un equipo de transferencia de calor, el valor de q depende no solo del coeficiente de ebullición sino de las resistencias de ensuciamiento y del medio calefactor, es decir

$$q=U.(T-t)$$

Donde

$$U=(1/h_h+1/h_c+R_f)^{-1}$$

Normalmente los coeficientes de ebullición son muy elevados, por lo que, con frecuencia, la resistencia controlante para la transmisión de calor, se encuentra en el efecto combinado del ensuciamiento y el fluido caliente. Es decir que, independientemente de las desviaciones que puedan presentar las distintas correlaciones de ebullición, su influencia en el cálculo de q queda muy amortiguada..

Entonces, si el cálculo del h de ebullición se realiza con expresiones del tipo $h=c.q^d$, las desviaciones quedan planchadas y se obtienen valores no muy diferentes para todas las correlaciones. Esto no es una indicación de la calidad de las correlaciones sino de la escasa importancia que la selección de una correlación para ebullición tiene en el diseño final del equipo.

El concepto se ilustra en el ejemplo siguiente

Ejemplo 11-4

Calcular, usando todas las correlaciones estudiadas, el área de un serpentín para evaporar 500 kg/h de benceno (0.138kg/s), a presión atmosférica (temp de ebullición = 80°C) utilizando como medio de calefacción vapor de 140°C . Suponer que el valor de la resistencia combinada (1/h_h + R_f) del vapor y el ensuciamiento es 0.0005m²K/W . (Supondremos que el benceno se alimenta a su temperatura de ebullición de modo que solo es necesario entregar el calor latente de vaporización)

Solución

el procedimiento propuesto es el siguiente

- 1) Suponer un valor de q
- 2) con las correlaciones de ebullición ($h_c= c.q^d$) se calcula el valor de h_c
- 3) Calculamos $1/U= 1/h_c+(1/h_h+R_f)$
- 4) Verificamos $q =U(T-t) = U(140-80)$ iterando hasta cerrar el cálculo
- 5) El area necesaria será $A=W.\lambda/q = (0.138 \times 3.97 \times 10^5)/q$

Los valores calculados se muestran en la siguiente tabla .

correlación	$q(W/m^2)$	h_c	U	$U_x(60)$	$A(m^2)$
Rhosenhow	50000	1470	847	50800	1.1
Mostinsky	80000	3895	1321	79200	0.69
McNelly	90000	6211	1512	90700	0.61
Stephan	75000	3280	1242	74500	0.73
Forster y Zuber	81000	4270	1360	81700	0.67

Vemos que las desviaciones en el cálculo del área quedan amortiguadas por el efecto de las otras resistencias y se obtienen resultados más presentables

11-3 Ebullición en el Interior de Tubos

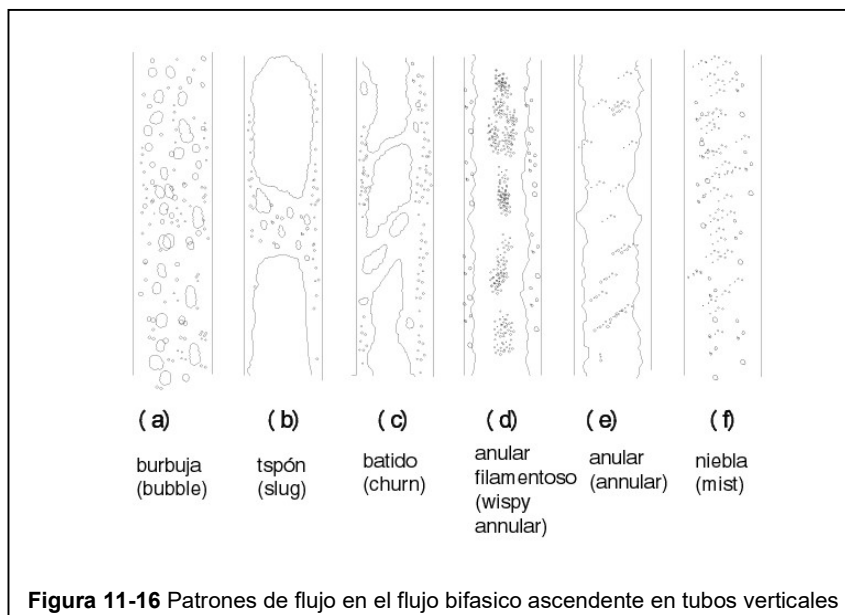
Un caso de gran interés en ingeniería de procesos, es el estudio de la ebullición de líquidos que circulan por el interior de tubos. Antes de plantear el problema de la transferencia de calor con ebullición para fluidos en movimiento, es preciso analizar algunos elementos de mecánica de fluidos.

11-3-1 Regímenes de Flujo Bifásico

Cuando una mezcla de vapor y líquido circula por una cañería, el sistema puede adoptar distintas configuraciones, que dependen de la masa relativa de cada fase, de sus propiedades físicas y caudales. Estas configuraciones se conocen como regímenes de flujo.

Los regímenes de flujo que pueden existir, difieren según que el flujo sea vertical u horizontal. Analizaremos en particular el caso de flujo hacia arriba de sistemas bifásicos por el interior de un caño vertical, por ser el caso que más nos interesa. Una descripción de los regímenes de flujo en cañerías horizontales se puede consultar en la bibliografía⁴.

Los distintos regímenes de flujo que a continuación se describen, están ordenados en función creciente del título de vapor x (x = caudal másico de vapor / caudal másico total).



a) Flujo de burbuja (bubble flow)

Aparece en los casos en que la fase vapor tiene un caudal reducido. Se presenta como pequeñas burbujas de vapor distribuidas en la fase líquida que es la fase continua. (Figura 11-16 a)

b) Flujo tapón (slug flow)

En este caso, las burbujas se agrupan para formar bolsones que tienen aproximadamente el diámetro del tubo. Son de longitud variable, y están separados de la pared del tubo por una película de líquido descendente. El líquido fluye en forma de tapones que separan los sucesivos bolsones de gas. (Figura 11-16 b)

c) Flujo batido o semi anular (churn flow)

Debido al rompimiento de las burbujas de gas, ambas fases fluyen de una forma desordenada, de ahí el nombre de "batido". También se lo conoce como "semianular" debido a que el líquido se ve desplazado casi totalmente hacia las paredes del conducto. (Figura 11-16 c)

d) Flujo anular filamentoso (wispy annular)

La fase líquida forma un anillo de considerable espesor con pequeñas burbujas de gas dispersas en su interior. La zona central del conducto se ve ocupada por la fase gaseosa, que arrastra goterones de líquido que se aglomeran tomando la apariencia de largos e irregulares filamentos. (Figura 11-16-d)

e) Flujo anular (annular flow)

El anillo del líquido que se desplaza sobre las paredes del conducto se adelgaza y la fase gaseosa se desplaza continuamente por la zona central arrastrando pequeñas gotas que no tienen tendencia a aglomerarse (Figura 11-16 e)

f) Flujo de niebla (mist flow)

El líquido está presente en forma de pequeñas gotas que son arrastradas por la fase gaseosa que ocupa todo el conducto (Figura 11-16-f)

Muchas veces, la distinción entre uno u otro de los regímenes de flujo que se han descrito no es tan clara. Algunos autores distinguen otros regímenes intermedios y no existe unanimidad de criterios en la definición de uno u otro tipo de régimen

Cuando un fluido circula por un tubo calefaccionado, a medida que va recibiendo calor, sufre un proceso de evaporación, de manera que la fracción de vapor se va incrementando a lo largo del tubo. Esto significa que el régimen de flujo va pasando de un tipo a otro como ocurre en el sistema de la Figura 11-18.

11-3-2 Caracterización de los Regímenes de Flujo

El tipo de flujo existente en un sistema bifásico depende de la velocidad másica del fluido y de la cantidad relativa de vapor y líquido existente.

Llamaremos x a la fracción en peso de vapor circulante, o sea

$$x = \frac{W_V}{W_V + W_L} \quad (11-3-1)$$

Donde

W_V = Caudal másico de vapor (kg/s)~

W_L = Caudal másico de líquido (kg/s)

$W_V + W_L = W$ = caudal total.

Llamaremos densidad de flujo másico G al cociente entre el flujo másico y el área de flujo, o sea

$$G = \frac{W}{at} \quad (11-3-2)$$

Para caracterizar el régimen de flujo existente en una cada sección de la cañería se han desarrollado varios gráficos conocidos como mapas de flujo.

Uno de ellos es el de Hewit y Roberts²⁵ para flujo vertical, que se desarrolla en función de dos variables que son las velocidades máxicas de vapor y líquido definidas como

$$G_L = G(1-x) \quad G_V = G \cdot x$$

Este gráfico se muestra en la Figura 11-17 a)

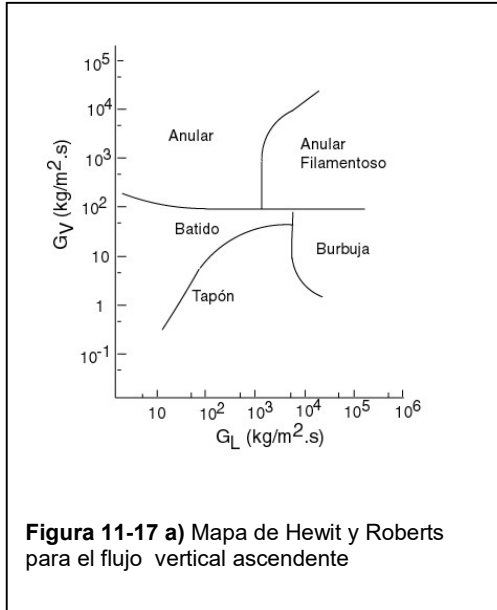


Figura 11-17 a) Mapa de Hewit y Roberts para el flujo vertical ascendente

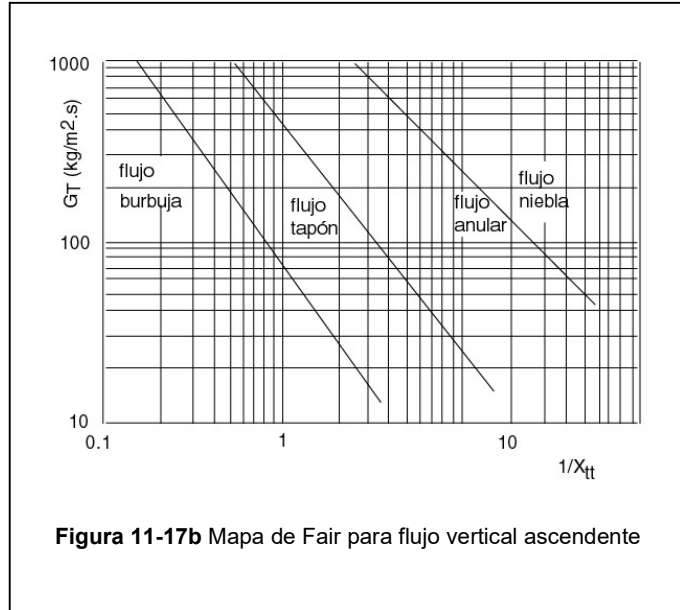


Figura 11-17b) Mapa de Fair para flujo vertical ascendente

Otro mapa de regímenes de flujo, valido para escurrimiento vertical, es el presentado por Fair¹⁶ y que se presenta en la Figura 11-17(b). Según se explica en dicha referencia, la validez del mapa se restringe sólo al diseño de equipos de termosifón vertical..

Otro parámetro que frecuentemente se utiliza en el análisis de sistemas bifásicos es la fracción volumétrica de líquido o de vapor (R_L o R_V), que son las fracciones del volumen o area de flujo del tubo que son ocupadas por el líquido o el vapor respectivamente.

Estos parámetros no se pueden calcular directamente a partir de los valores de x y de las densidades de líquido y vapor, debido a que por lo general, ambas fases circulan con diferente velocidad..

Los primeros en estudiar los sistemas de flujo bifásico y correlacionar los distintos parámetros de flujo fueron Lockhardt y Martinelli¹⁵ Posteriormente, otros autores fueron variando las correlaciones originales;

Fair¹⁶, presenta: una correlación para obtener el valor de R_L en función de un parámetro

$$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.9} \left(\frac{\rho_V}{\rho_L} \right)^{0.5} \left(\frac{\mu_L}{\mu_V} \right)^{0.1} \quad (11-3-3)$$

Este parámetro es el llamado parámetro de Lockhardt Martinelli para flujo turbulento en ambas fases. La correlación postulada. por Fair es

$$R_L = \left(\frac{1}{1+21X'+X'^2} \right)^{0.5} \quad (11-3-4)$$

Siendo $X' = 1/X_{tt}$

11-3-3 Pérdida de Carga

La pérdida de carga de un sistema bifásico circulando por el interior de una cañería se puede calcular como

$$\Delta p_{TP} = \phi^2 \Delta p_L \quad (11-3-5)$$

Donde

Δp_{TP} es la pérdida de carga del sistema bifásico

Δp_L es la pérdida de carga que existiría si solo el líquido circulara por la cañería

ϕ^2 es un factor de corrección (normalmente a este multiplicador se lo llama así. El hecho de usar ϕ^2 en lugar de ϕ obedece a razones puramente históricas)

El término ϕ^2 fue correlacionado originalmente por Lockhardt y Martinelli. Posteriormente otros autores modificaron las correlaciones originales. Fair ¹⁶, propone la siguiente:

$$\phi^2 = 1 + 21X + X^2 \quad (11-3-6)$$

11-3-4 Mecanismos de Transmisión de Calor durante la Evaporación en el Interior de un Tubo Vertical

Supongamos un tubo vertical en cuyo interior circula un cierto caudal. másico W de fluido que se introduce por la parte inferior en un estado de líquido subenfriado, con una entalpía i_1 y temperatura t_1 . El tubo se encuentra calefaccionado exteriormente de manera que hay un flujo de calor hacia el líquido que circula por su interior. De acuerdo a cual sea el modo de calefacción que se adopte se tendrán diferentes situaciones.

Por ejemplo, es usual en experiencias de laboratorio, que se trabaje con tubos calefaccionados eléctricamente. En. este caso, si se entrega una potencia eléctrica por unidad de longitud constante, la condición de borde impuesta, es de flujo de calor constante para todo el tubo. Entonces, la temperatura de la pared del tubo variará de tal modo de poder entregar al fluido circulante esta cantidad de calor según:

$$q = \text{cte} = h_i (T_{W(z)} - t_{F(z)}) \quad (11-3-7)$$

Donde h_i es el coeficiente de transmisión de calor, y $T_{W(z)}$, y $t_{F(z)}$. son las temperaturas de pared y la temperatura global del fluido en la sección de coordenada z .

Tanto el coeficiente h_i como $t_{F(z)}$ y $T_{W(z)}$ son función de la posición

Una situación más corriente en los procesos industriales, es la de tener el tubo calefaccionado con un fluido exterior. Por ejemplo, supongamos que el medio calefactor que se encuentra del lado exterior de los tubos es un vapor condensante a temperatura T . Llamaremos h_o al coeficiente de condensación del mismo. La temperatura de la pared en cada punto del tubo es tal que se cumple

$$h_o (T - T_{W(z)}) = h_i (T_{W(z)} - t_{F(z)}) \quad (11-3-8)$$

O bien

$$T_{W(z)} = \frac{h_o \cdot T + h_i \cdot t_{F(z)}}{h_i + h_o} \quad (11-3-9)$$

En la Figura 11-18 se representa la variación de la temperatura del fluido $t_{F(z)}$ y de la temperatura de pared $T_{W(z)}$ para un tubo calefaccionado.

Si se toma el origen de la coordenada z a la entrada del tubo, durante la primera etapa de su evolución el líquido va aumentando su temperatura como consecuencia de recibir calor sensible (zona A de la Figura 11-18). A medida que el fluido va incrementando su temperatura, también crece la temperatura de la pared según la Expresión (11-3-9).

Se alcanza un punto en que las condiciones de temperatura de pared y del fluido son tales que permiten la formación de burbujas de vapor en la pared. Este punto se llama comienzo de la ebullición nucleada. Obsérvese que en este punto, si bien la temperatura de pared debe exceder a la temperatura de

saturación, la temperatura media del líquido aun no ha alcanzado esta temperatura de saturación, es decir que el líquido aún está subenfriado . Por lo tanto, las burbujas de vapor que se generan en la pared del tubo, una vez que se desprenden de la misma y penetran dentro de la corriente líquida, vuelven a recondensar, entregando al líquido su calor de condensación. A partir del punto de comienzo de la ebullición nucleada, el régimen fluidodinámico comienza a ser de doble fase.

A la derecha del tubo en la Figura 11-18 se indican los distintos regímenes fluidodinámicos. Más a la derecha se indican los distintos modos de transmisión de calor que se van presentando. La zona. B corresponde a la ebullición subenfriada.

En el punto en que comienza la ebullición nucleada, el efecto de microconvección producido por el desprendimiento de las burbujas produce un aumento en el coeficiente h, lo cual trae como consecuencia una disminución brusca de la temperatura de la pared según la Expresión (11-3-9). A medida que el líquido continúa calentándose, llega un momento en que alcanza su temperatura de saturación. Esto ocurre a una distancia de la sección de entrada $z_{(SAT)}$ dada por:

$$W(i_{SAT} - i_1) = \int_0^{z_{(SAT)}} q \cdot dA \quad (11-3-10)$$

Donde i_{SAT} es la entalpía de saturación de la corriente líquida. por unidad de masa.

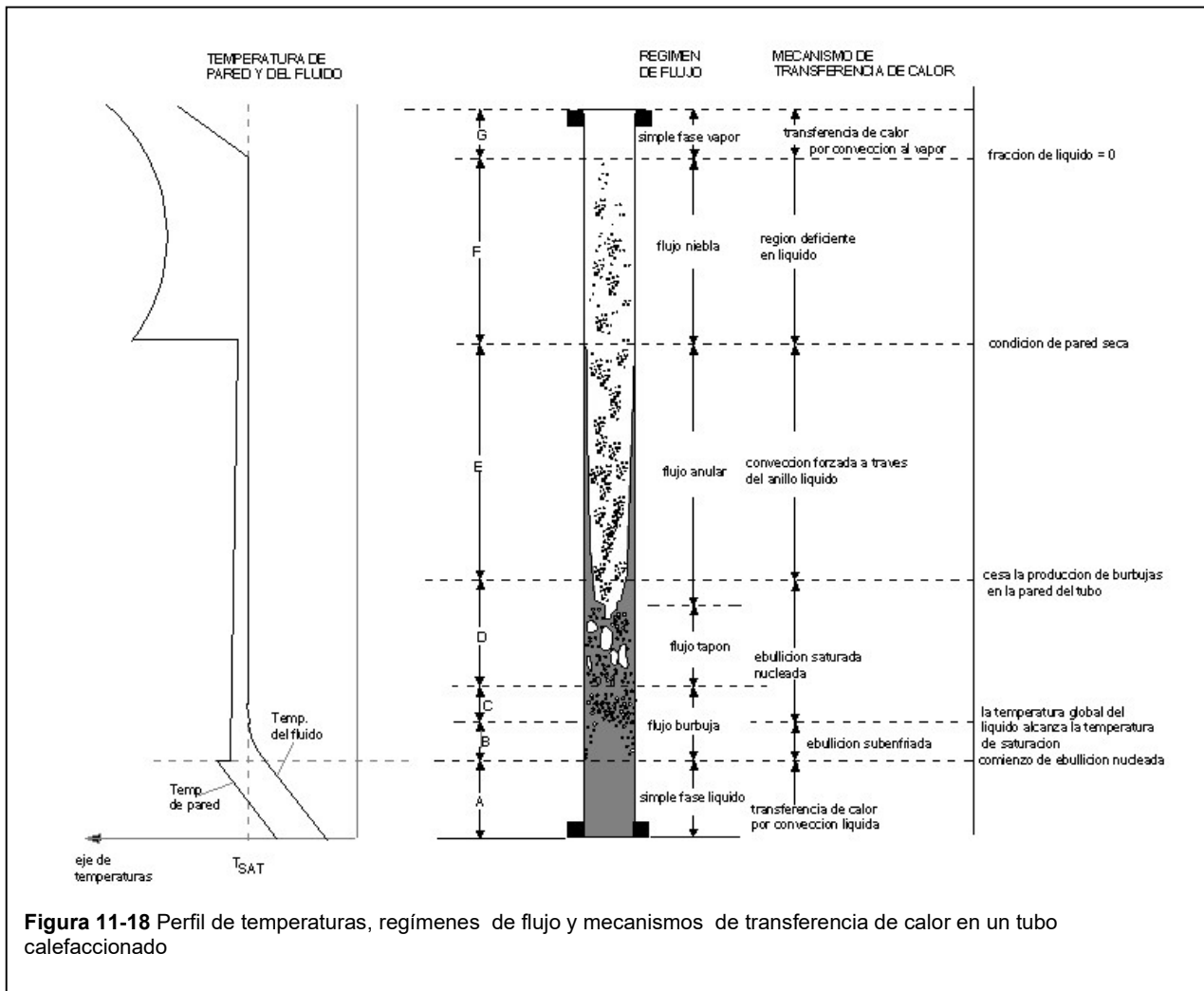


Figura 11-18 Perfil de temperaturas, regímenes de flujo y mecanismos de transferencia de calor en un tubo calefactado

Nótese que i_{SAT} es la entalpía media de la corriente en la sección $z_{(SAT)}$. Sin embargo, dado que existe un gradiente radial de temperaturas, y puesto que en la zona cercana a la pared la temperatura es superior a la de saturación, debe existir en el centro del tubo una región de fluido cuya temperatura está por debajo de T_{SAT} . No obstante se acostumbra a aceptar la Ecuación (11-3-10) como criterio para decidir el

comienzo de la ebullición saturada. (Comienzo de la zona C en la Figura 11-18)

A partir del punto en el que comienza la ebullición saturada, la variable característica más representativa de la condición de flujo es la fracción másica de vapor x , que se puede calcular como:

$$x = \frac{\int_{Z(SAT)}^Z q \cdot dA}{W \cdot \lambda} = \frac{i_{(Z)} - i_{Z(SAT)}}{\lambda} \quad (11-3-11)$$

Esta fracción másica de vapor representa la relación entre el flujo másico de vapor y el flujo másico total, conforme lo expresa la Ecuación (11-3-1).

A medida que x se va incrementando, el régimen de flujo puede experimentar otras transformaciones y pasar a ser flujo tapón o flujo anular como se indica en la Figura 11-18.

En el caso en que el fluido circulante sea un componente puro, durante todo el rango de la ebullición saturada, la temperatura del fluido permanece constante.

El coeficiente h_i se va incrementando a medida que la evaporación progresa como consecuencia del aumento de la velocidad al disminuir la densidad media en cada sección.

Por lo tanto la temperatura de la pared va disminuyendo lentamente con z (aunque esto es difícil de apreciar en la Figura 11-18).

Luego de comenzado el régimen de flujo anular, se produce una transición en el mecanismo de transferencia de calor que consiste en la supresión del mecanismo de nucleación. Esto significa que cesa la producción de burbujas en la pared del tubo, y entonces el calor se transfiere por convección forzada a través de la película líquida hasta la interfase líquido-vapor, donde tiene lugar el proceso de evaporación. En esta zona ya no se puede seguir hablando de ebullición. Se la designa como zona de convección bifásica forzada. Corresponde la zona E de la figura 11-18

Si la transferencia de calor continúa, la película de líquido puede desaparecer completamente produciéndose la transición de flujo anular a flujo de niebla. Esta transición se conoce como secado de la pared (dryout). En esta zona, la transferencia de calor se debe efectuar desde la pared al vapor. Esto trae aparejado una brusca disminución del coeficiente de transferencia y un consiguiente aumento de la temperatura de la pared como se aprecia en la Figura 11-18.

En esta zona, indicada como F en la figura, se va produciendo la evaporación de las gotitas de líquido hasta que finalmente se tiene una única fase vapor. Si continúa entregándose calor, se produce entonces la elevación de temperatura del fluido, y de acuerdo a la Ecuación (11-3-9) aumentará también la temperatura de la pared (zona G)

11-3-5 Correlaciones para la Transferencia de Calor en Ebullición dentro de Tubos

Veremos a continuación las distintas correlaciones que se pueden utilizar para calcular los coeficientes de transferencia de calor en cada una de las zonas.

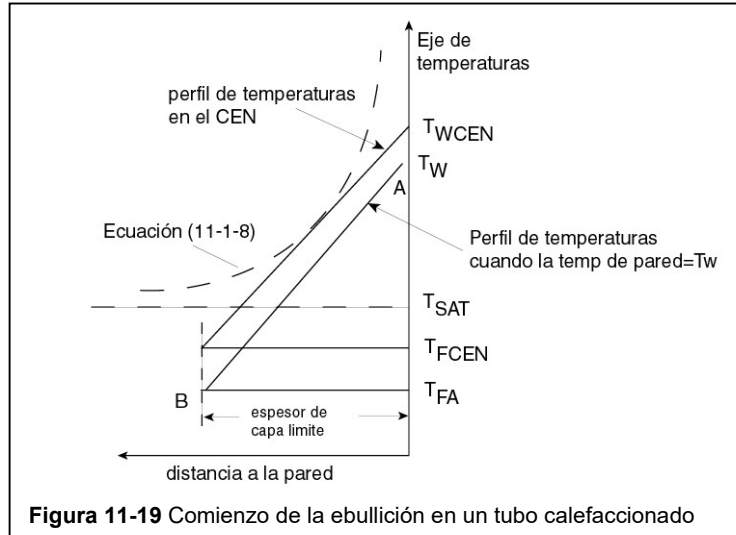
a) Zona de convección en simple fase líquida

En esta zona el coeficiente pelicular de convección se puede calcular con las correlaciones comunes para simple fase. Por ejemplo para flujo turbulento se puede emplear la correlación de Dittus Boelter

$$h_i = 0.023 \text{ Re}^{0.8} \text{ Pr}^{0.33} \left(\frac{k}{D_i} \right) \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (11-3-12)$$

b) Comienzo de la ebullición nucleada subenfriada

El punto de iniciación de la ebullición nucleada se puede predecir por medio de la teoría de Hsu, ya estudiada para el caso de líquidos en reposo.



En la Figura 11-19, se representan los perfiles radiales de temperaturas en el líquido $t = f(r)$ correspondientes a distintas secciones del tubo, y superpuesta en el mismo diagrama la curva de equilibrio de la burbuja dada por la Ecuación (11-1-8). En una sección del tubo antes de iniciarse la ebullición el perfil de temperaturas está representado por una recta como la AB. A medida que las temperaturas del fluido y de la pared se van incrementando, el perfil de temperaturas se va desplazando hacia arriba, hasta que se hace tangente a la curva de equilibrio de la burbuja. Esta situación corresponde a la sección del tubo en la que comienza la nucleación. En esta sección son válidas las expresiones (11-1-18) o (11-1-22), y se puede calcular la temperatura de pared combinando las expresiones (11-1-21), (11-1-22), (11-3-9) y (11-3-12). Se deben tener presentes las restricciones enunciadas en el Ejemplo 11-1 respecto al máximo tamaño de poros que puede actuar como centro activo para la nucleación.

c) Zona de ebullición nucleada subenfriada

En general se acepta que en transferencia de calor con ebullición la velocidad de transmisión de calor se puede calcular como superposición de dos efectos: un mecanismo macroscópico de transferencia de calor por convección forzada y un mecanismo de microconvección originado en el desprendimiento de burbujas. Este principio de superposición fue propuesto por varios autores. El efecto de microconvección se puede expresar por una relación del tipo

$$q_n = \phi(T_W - T_{SAT})^n \quad (11-3-13)$$

Esto es una correlación del tipo de las estudiadas para ebullición nucleada saturada. Obsérvese que en la expresión del ΔT no figura la temperatura real del fluido sino la temperatura de saturación, a pesar que el líquido está subenfriado. El exponente n varía de 2 a 4.

El segundo mecanismo, es decir la transferencia de calor por convección forzada, se calcula de la misma forma que para convección en simple fase líquida, es decir

$$q_c = h_L (T_W - t_{F(Z)}) \quad (11-3-14)$$

Donde h_L se calcula con la Ecuación (11-3-12)

Una simplificación conservadora que muchas veces se asume en el diseño de reboilers, es ignorar el efecto de microconvección y tratar a la zona de ebullición subenfriada junto con la zona de simple fase líquida como si fueran una sola.

d) Comienzo de la ebullición saturada

En el punto en que el líquido alcanza una entalpía media correspondiente a su estado de saturación se considera que se inicia la ebullición saturada, es decir que las burbujas formadas en la pared, una vez

que se desprenden, permanecen en el sistema sin sufrir recondensación. En este punto, la temperatura media del fluido es la temperatura de saturación, y la temperatura de pared se puede calcular con la Ecuación (11-3-9) con $t_{F(z)}=T_{SAT}$.

Si como simplificación se supone que puede considerarse una presión constante a lo largo del tubo, entonces, la temperatura de saturación también lo será. Si en cambio, existe una caída de presión no despreciable, como consecuencia de las pérdidas por fricción y por la disminución de altura hidrostática, la temperatura de saturación cambia con la coordenada z.

Supongamos, por ejemplo, el tubo de la Figura 11-20. En la sección de entrada, la presión es p_1 . Si existe un gradiente de presiones dp/dz , se tendrá una curva como la I, que representa la presión a lo largo del tubo. La curva II, representa la temperatura de saturación para la presión correspondiente a cada valor de z. Es decir que puntos como A y A' indican condiciones p, y t, que corresponden a la curva de saturación.

La curva III, representa la evolución de temperaturas del líquido a lo largo del tubo. La temperatura de entrada es t_1 . A partir de t_1 , la temperatura va creciendo a medida que el líquido recibe calor (zona subenfriada). La evolución está dada por el tramo BC de la curva III

Al llegar al punto C, la temperatura del fluido alcanza la temperatura de saturación, iniciándose la ebullición saturada. A partir de ese punto, la temperatura del fluido evoluciona según la curva CD, correspondiente a la saturación

Observese que en la Figura 11-18, en cambio, se ha supuesto que la variación de presión es despreciable, de modo que la zona de ebullición saturada se ha representado con temperatura constante

e) Transferencia de calor en la zona de ebullición saturada

A partir de la sección en que comienza la ebullición saturada, las burbujas de vapor que se forman en la superficie del tubo ya no vuelven a condensar y por lo tanto, la fracción másica de vapor se va incrementando con z.

Puesto que el caudal másico es constante a lo largo del tubo, la velocidad media del fluido aumenta a medida que disminuye la densidad como consecuencia de esta evaporación

Esto tiene influencia sobre el coeficiente de transferencia de calor el cual se va incrementando a medida que la vaporización progresa.

El mecanismo de transferencia de calor, al igual que en la zona de ebullición subenfriada, puede considerarse como la superposición de dos efectos: el de macroconvección, y el originado por el desprendimiento de burbujas en la superficie de transferencia.

Esto ya había sido planteado para la zona de ebullición subenfriada, con la diferencia que en ese caso, las ΔT que actuaban como fuerza impulsora eran distintas para cada mecanismo, siendo $T_W - T_{SAT}$ para el mecanismo de nucleación y $T_W - t_{F(z)}$ para el de macroconvección. En el caso de ebullición saturada, como la temperatura de saturación y la temperatura del fluido coinciden a lo largo de toda la zona, ambos mecanismos se producen con igual fuerza impulsora, de modo que

$$q = q_C + q_N = (h_N + h_{TP})(T_W - t_F) \quad (11-3-16)$$

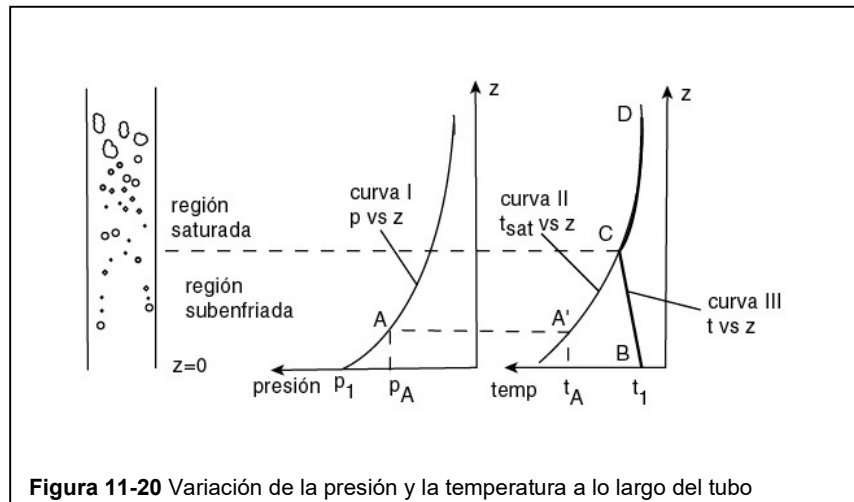


Figura 11-20 Variación de la presión y la temperatura a lo largo del tubo

Donde h_N es el coeficiente debido al efecto de microconvección originado por el desprendimiento de burbujas y h_{TP} es el de macroconvección bifásica (two phases).

A diferencia de lo que ocurría en el caso de la ebullición subenfriada, en la que el coeficiente de macroconvección podía calcularse con la Expresión (11-3-12) como si todo el flujo fuera líquido, en la zona de ebullición saturada, en la que el vapor generado permanece en el sistema, la velocidad que define el número de Reynolds será una función de la masa de vapor presente.

Se acepta que el coeficiente h_{TP} está relacionado con el coeficiente de convección monofásico a través de

$$h_{TP} = f_{(X_{tt})} \cdot h_L \quad (11-3-17)$$

donde h_L es el coeficiente calculado como si todo el caudal másico circulara como líquido y X_{tt} el parámetro de Lockhardt Martinelli. Se han propuesto una gran cantidad de correlaciones del tipo de la Ecuación (11-3-17), de las cuales, una de las más conocidas es la de Dengler y Addoms¹¹ -

$$h_{TP} = 3.5(X')^{0.5} h_L \quad (11-3-18)$$

siendo X' la inversa de X_{tt}

Para el cálculo de h_N para completar la expresión 11-3-16, se pueden usar las expresiones comunes para la ebullición nucleada estudiadas en el tema 11-3.

Existe una correlación debida a Chen (17), que ha sido recomendada para ser utilizada tanto en la región de ebullición nucleada saturada como en la región de convección bifásica forzada. La misma será estudiada más adelante.

e) Supresión de la ebullición nucleada

Tal como ya fue planteado, a medida que el coeficiente de transmisión de calor h_{TP} crece como consecuencia del aumento en la fracción másica de vapor, puede alcanzarse una condición llamada de supresión de la ebullición nucleada, y que consiste en la desaparición del mecanismo de formación de burbujas. Por lo general, esta transición tiene lugar en régimen de flujo anular, aunque puede ocurrir en cualquiera de los regímenes de flujo descritos en la Sección 11-3

El punto en que se produce la supresión de la ebullición nucleada, puede predecirse con el mismo modelo que explicaba su iniciación.

Durante toda la ebullición saturada, si no hay gradiente de presión en el sistema, la temperatura $t_{F(z)}$ permanece constante. Por lo tanto el flujo de calor aumenta al aumentar la fracción másica de vapor, como consecuencia del aumento del coeficiente h_{TP}

En la Figura 11-21, se representa la evolución del perfil de temperaturas en la fase líquida a medida que aumenta el flujo de calor. Puede verse que a medida que aumenta q , disminuye el espesor de la capa límite δ , puesto que el coeficiente h_{TP} está dado por

$$h_{TP} = \frac{k_L}{\delta} \quad (11-3-19)$$

También se representa en la figura la condición de equilibrio de nucleación definida por la Ecuación 11-1-8.

La curva A corresponde a una condición de existencia de ebullición nucleada, dado que existen cavidades con mayor sobrecalentamiento que el que necesitan para actuar como centros de nucleación. Sin embargo, cuando el perfil de temperatura pasa de la curva B a la C, la ebullición nucleada queda suprimida.

Este fenómeno, significa que a una muy pequeña distancia de la pared, menor que las

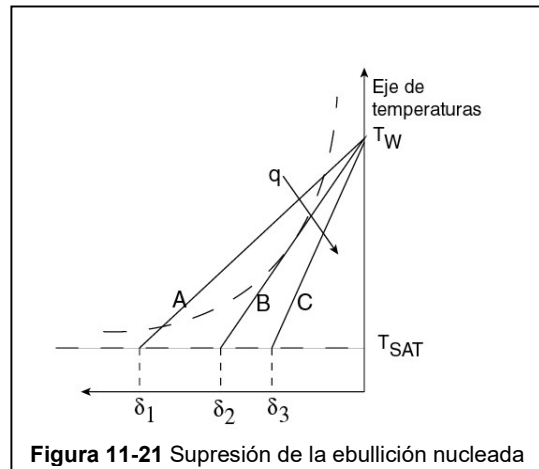


Figura 11-21 Supresión de la ebullición nucleada

dimensiones de una burbuja, la temperatura ha descendido a un valor que está por debajo del que necesita dicha burbuja para desarrollarse.

Por lo tanto, la condición correspondiente a la curva B. de la Figura 11-21 marca el límite de la ebullición nucleada.

Aceptando que el coeficiente h_{TP} está dado por la Ecuación 11-3-18, puede demostrarse que el flujo de calor en el punto de supresión de la nucleación vale

$$q_s = \frac{49B \cdot h_L^2}{k_L \cdot X_{tt}} \quad (11-3-20)$$

Donde B está definido por la 11-1-20

g) Zona de convección bifásica forzada

En principio, esta zona podría estar asociada a cualquiera de los regímenes de flujo bifásicos, pero lo usual es que, en ausencia de altas velocidades, esté asociada al flujo anular.

El calor es transferido por conducción y convección a través del film líquido, y el vapor se genera continuamente en la interfase. Normalmente se considera que el vapor se encuentra a la temperatura de saturación correspondiente a la presión local. Sin embargo, la existencia de un flujo de calor desde la interfase, indica que debe existir al menos una pequeña caída de temperatura, que generalmente no se tiene en cuenta pero que puede ser importante en ciertos casos, particularmente a bajas presiones reducidas. ($pr < 0,001$).

Se asume entonces, que la caída total de temperatura del sistema ($T_W - T_{SAT}$) se produce en el film líquido y que es menor cuanto más delgado sea el film y mayor la turbulencia en el mismo.

El coeficiente de transferencia de calor puede llegar a valores extremadamente altos en esta región. Se han reportado por ejemplo valores para agua del orden de 200000 W/m²K.

A sugerencia de Martinelli, varios investigadores han correlacionado sus datos de transferencia de calor en convección bifásica forzada de la forma expresada en la Ecuación (11-3-17). Estas correlaciones pueden ser consultadas en la bibliografía (21).

Veremos a continuación una de las correlaciones más utilizadas en la actualidad, que puede ser utilizada no solo para la zona de convección bifásica forzada, sino que puede ser extendida también a la zona de ebullición nucleada saturada o subenfriada,

Correlación de Chen ⁽¹⁷⁾

Chen llevó a cabo una comparación entre las correlaciones presentadas por varios autores contrastándolas con una selección de casi 600 datos experimentales. Ninguna de las correlaciones analizadas pudo ser considerada satisfactoria.

Chen propuso entonces, una nueva correlación que probó ajustar con el menor margen de error hasta el momento, los datos experimentales disponibles.

En principio la correlación es aplicable a las regiones de ebullición saturada y de convección bifásica forzada para todos los fluidos puros excepto metales líquidos. Algunos autores sugieren extenderla a la zona de ebullición subenfriada, siguiendo un procedimiento que se verá más adelante.

Chen parte del postulado ya enunciado, de que en el proceso de transferencia de calor para la ebullición de fluidos saturados en movimiento intervienen dos mecanismos superpuestos uno macroconvectivo, el usual en corrientes fluidas y uno microconvectivo asociado con la nucleación y el desprendimiento de burbujas, o sea

$$h = h_N + h_{TP} \quad (11-3-21)$$

Debido a la interacción entre los dos mecanismos, los efectos individuales se ven alterados, por lo tanto, las ecuaciones que los describen deben reformularse como sigue.

La componente convectiva, puede representarse por medio de una ecuación del tipo Dittus Boelter

$$h_{TP} = 0.023 Re_{TP}^{0.8} Pr_{TP}^{0.4} \frac{k_{TP}}{D} \quad (11-3-22)$$

Donde la conductividad térmica y los números de Reynolds y Prandtl son valores asociados al sistema bifásico. Como el calor es transferido a través de un anillo de líquido adherido a la pared, es de esperar que las propiedades del líquido tengan un efecto dominante. Por eso, es razonable usar la conductividad térmica del líquido. Además, como los valores del número de Prandtl para el líquido y para el vapor son normalmente de la misma magnitud, puede suponerse que para la mezcla bifásica será del mismo orden.

Respecto al Re , se define un factor F tal que:

$$F = \left(\frac{Re_{TP}}{Re_L} \right)^{0.8} = \left(\frac{Re_{TP}}{G(1-x)D/\mu_L} \right)^{0.8} \quad (11-3-23)$$

Se puede entonces reescribir la Ecuación (11-3-22) como sigue

$$h_{TP} = 0.023 Re_L^{0.8} Pr_L^{0.4} \left(\frac{k_L}{D} \right) F \quad (11-3-24)$$

Como se aprecia en la Ecuación (11-3-23), Re_L es el número de Reynolds que existiría si solo el líquido circulara por el tubo

En cuanto al cálculo del factor F , como F es estrictamente hablando, un parámetro de flujo, resulta razonable expresarlo en función del parámetro de Lockhardt Martinelli. Este postulado fue verificado experimentalmente. La Figura 11-22 es una representación de F vs X_{tt}

El análisis de Forster y Zuber derivado para ebullición de líquidos en reposo fue tomado como base para la formulación del mecanismo microconvectivo, y se expresa mediante las Ecuaciones (11-2-8) a (11-2-11).

Estas ecuaciones se basan en la premisa que el número de Reynolds para el mecanismo microconvectivo está gobernado por la velocidad de crecimiento de las burbujas.

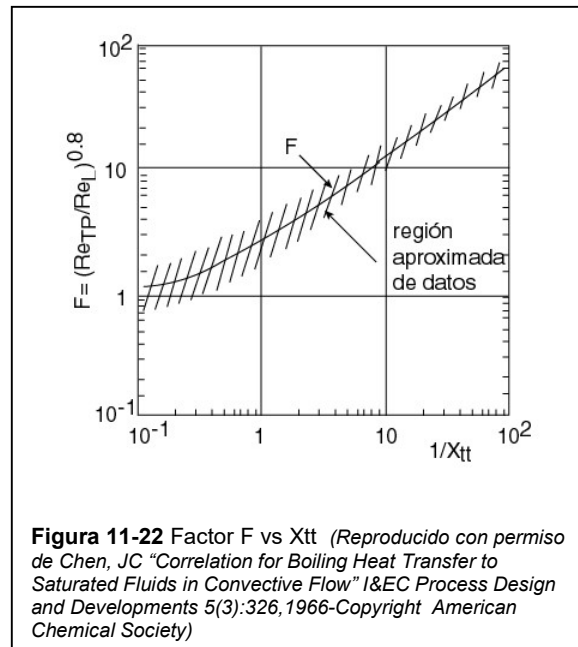
El valor de ΔT_{SAT} que figura en la expresión del número de Reynolds (Ecuación 11-2-10) es la diferencia $T_w - T_{SAT}$. Esta diferencia aparece en el modelo de Forster y Zuber como el grado de sobrecalentamiento que posee la burbuja, puesto que se supone que la burbuja se forma en una zona donde la temperatura es aproximadamente igual a T_w (cerca de la pared del tubo)

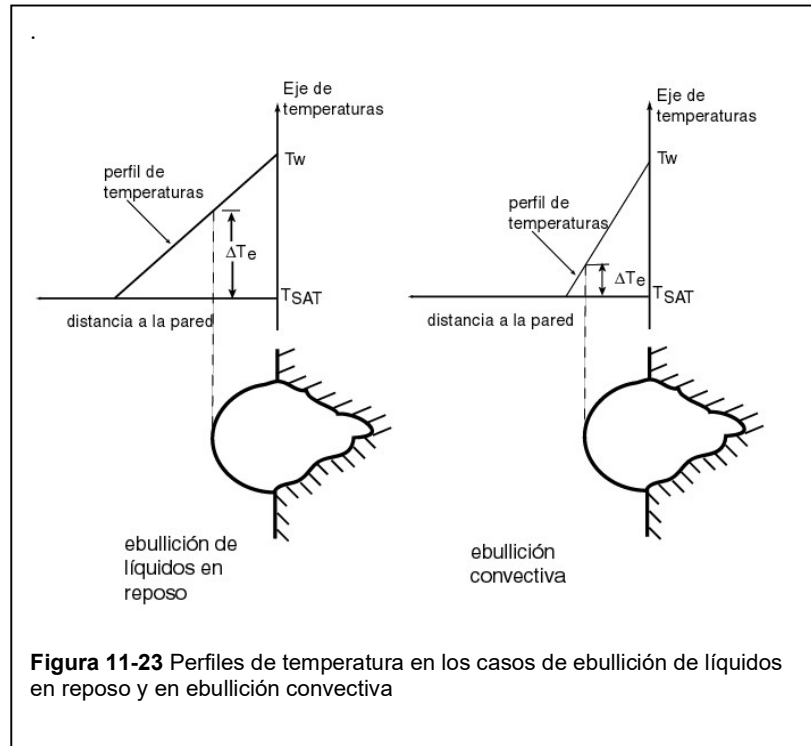
Sin embargo, tanto en la ebullición de líquidos en reposo como en la ebullición convectiva, el sobrecalentamiento real no es constante a través de la capa límite

En la Figura 11-23 se representa el sobrecalentamiento real de una burbuja ΔT_e , que es la diferencia entre la temperatura en la zona que crece la burbuja y la temperatura de saturación. Esta diferencia depende de la forma del perfil de temperaturas existente en la capa límite.

Como se puede apreciar en la figura, el sobrecalentamiento medio real en la zona donde crece la burbuja es menor que el sobrecalentamiento de la pared ΔT_{SAT} . La diferencia entre este sobrecalentamiento real y el sobrecalentamiento de pared es pequeña en el caso de pool boiling, y Forster y Zuber no la tuvieron en cuenta, pero es significativa en convección forzada dado que el espesor de capa límite es menor y el gradiente de temperatura es mucho más pronunciado, por lo que no se puede despreciar,

Por lo tanto, la Ecuación (11-2-11) debe ser escrita en términos de ΔT y Δp efectivos.





$$h_N = 0.00122 \left(\frac{k_L^{0.79} c_L^{0.45} \rho_L^{0.49}}{\sigma^{0.5} \mu_L^{0.29} \rho_V^{0.24} \lambda^{0.24}} \right) \Delta T_e^{0.24} \Delta p_e^{0.75} \quad (11-3-25)$$

Chen define entonces un llamado “factor de supresión “ como

$$S = \left(\frac{\Delta T_e}{\Delta T_{SAT}} \right)^{0.99} \quad (11-3-26)$$

Se eligió la potencia 0.99 para que S apareciera a la primera potencia en la ecuación final. Utilizando la ecuación de Clausius Clapeyron para la presión de vapor, se llega a

$$S = \left(\frac{\Delta T_e}{\Delta T_{SAT}} \right)^{0.24} \left(\frac{\Delta p_e}{\Delta p_{SAT}} \right)^{0.75} \quad (11-3-27)$$

con lo que finalmente se obtiene

$$h_N = 0.00122 \left(\frac{k_L^{0.79} \cdot c_L^{0.45} \cdot \rho_L^{0.49}}{\sigma^{0.5} \mu_L^{0.29} \lambda^{0.24} \rho_V^{0.24}} \right) \Delta T_{SAT}^{0.24} \Delta p_{SAT}^{0.75} \cdot S \quad (11-3-28)$$

Fácilmente puede deducirse que S se aproxima a la unidad para flujo cero y que tiende a cero para flujo infinito. Chen sugirió que S puede representarse como una función de Re_{TP} , lo cual fue corroborado experimentalmente

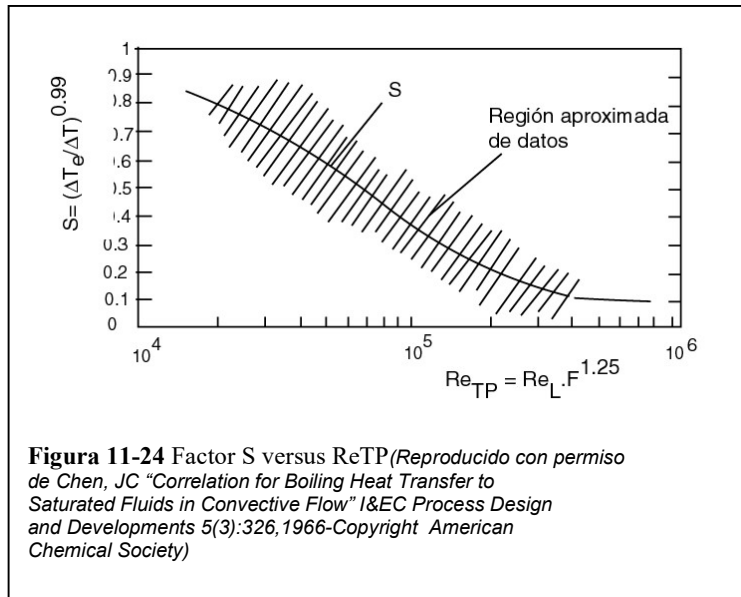
La representación de S vs Re_{TP} se muestra en la Figura 11-24. Un análisis de las Figuras 11-22 y 11-24 ayuda a una mejor comprensión del fenómeno.

F se incrementa con valores crecientes del recíproco del parámetro de Lockhardt— Martinelli, indicando que la turbulencia asociada con el flujo bifásico aumenta si aumenta la fracción de vapor. A bajas velocidades de flujo y bajas fracciones de vapor, S tiende a uno, indicando que el mecanismo microconvectivo juega el papel mas importante mientras que con altas velocidades y altas fracciones de vapor la nucleación es suprimida y el mecanismo macroconvectivo se vuelve preponderante. Resulta entonces lógico que S tienda a cero.

Si bien Chen utilizó la ecuación de Forster y Zuber como base para su correlación, también es posible usar alguna de las otras correlaciones antes mencionadas para calcular el coeficiente debido a la nucleación. Actualmente por su mayor sencillez, muchos autores prefieren la correlación de Mostinsky (Ecuación 11-2-12), con lo que la expresión para el h_N se podría expresar

$$h_N = 0.00417 \cdot pc^{0.69} \cdot q^{0.7} \left(1.8 \left(\frac{p}{pc} \right)^{0.17} + 4 \left(\frac{p}{pc} \right)^{1.2} \right) \cdot S \quad (11-3-29)$$

(con presiones en kPa y q en W/m² para obtener h en W/m²K)
(Se ha despreciado el tercer término del polinomio)



Estas expresiones (11-3-28 y 29) son solo aplicables a la ebullición de fluidos puros o con poco rango de ebullición. En el caso de las mezclas aparecen resistencias difusivas en la interfase gas líquido y los valores de h_N se deben corregir con un factor FC (ver Ecuación 11-4-17).

Este efecto es similar al explicado en el caso de la condensación de mezclas de multicomponentes. En el caso de la ebullición, dado que los componentes más livianos se vaporizan preferentemente, la composición del líquido en la zona cercana a la interfase se torna rica en componentes pesados y los componentes más livianos deben difundir a través de esta zona para alcanzar la interfase.

Se ha comprobado que en el caso de las mezclas, también el h_{TP} se debe corregir por efectos difusivos, pero los factores de corrección son difíciles de predecir. No se considerará este efecto, si bien en mezclas de gran rango de ebullición puede tener su importancia..

La correlación de Chen puede ser extendida para ser usada en la región de ebullición subenfriada, aplicando el principio de superposición de mecanismos

$$q = h_N (T_W - T_{SAT}) + h_{TP} (T_W - T_{F(Z)}) \quad (11-3-30)$$

En este caso, h_{TP} se obtiene de la Ecuación (11-3-24) con $F = 1$ (es decir que coincide con h_L) y h_N de la (11-3-29) o (11-3-29b) con S obtenido con el Re para simple fase líquida.

Esta extensión de la correlación de Chen fue probada satisfactoriamente frente a datos experimentales.

h) Zona de flujo de niebla (mist flow)

Como ya se explicó, en ciertos casos en que la vaporización a la salida es alta, puede tener lugar la transición de flujo anular a flujo de gota o de niebla (mist flow). En el diseño de equipos, ésta es una circunstancia indeseable, ya que produce una apreciable caída de la performance del equipo. Cuando en un

reboiler de termosifón vertical se tiene flujo de niebla a la salida, la temperatura de pared local se aproxima a la del medio de calefacción, indicando un muy bajo coeficiente de transferencia.

Esta condición puede ser estimada en función de la velocidad másica total en los tubos y el parámetro de Lockhardt Martinelli calculado para las condiciones de salida utilizando el criterio de Fair

$$G \text{ flujo de niebla} = 2441 X_{tt} \quad (11-3-31)$$

Donde G se mide en kg/m².s

Si la velocidad de flujo másico a la salida de un tubo calefaccionado excede del calculado por medio de la Ecuación (11-3-31) puede tenerse una condición de flujo de niebla y la correlación de Chen no es válida.

Limitaciones al flujo de calor

La curva de flujo de calor en función de la diferencia de temperatura para el flujo axial dentro de tubos es similar a la de ebullición en el exterior de tubos, es decir que también presenta un máximo. Se han propuesto varias correlaciones para predecir la máxima densidad de flujo de calor. Una correlación que ha dado buenos resultados para un rango amplio de fluidos incluyendo agua, alcoholes e hidrocarburos es ⁽²¹⁾

$$q_{\max} = 23600 \left(\frac{D_i^2}{L} \right)^{0.35} p_c^{0.61} \left(\frac{p}{p_c} \right)^{0.25} \left(1 - \frac{p}{p_c} \right) \quad (11-3-32)$$

Donde q_{\max} = Máxima densidad de flujo de calor (W/m²)

p_c = presión crítica (kPa)

p = presión absoluta (kPa)

D_i = Diámetro interno del tubo (m)

L = Longitud del tubo (m)

Y las correlaciones antes estudiadas (como la de Chen) no pueden ser aplicadas cuando predicen densidades de flujo de calor mayores que la calculada con la Ecuación (11-3-32)

Ebullición en película en el interior de tubos

También en el caso de la ebullición dentro de tubos, es posible, si se trabaja con muy altas diferencias de temperaturas, tener un régimen estable de ebullición en película.

Para ello es necesario trabajar con un ΔT lo suficientemente grande como para asegurarse de salir de la zona de transición (donde q disminuye al aumentar ΔT).

Un valor aproximado del ΔT requerido para lograr la ebullición en película puede calcularse por medio de la ecuación ⁽²⁸⁾

$$\Delta T_{fb} = 0.555 \left(52 \left(1 - \frac{p}{p_c} \right) + 0.04 \left(\frac{p}{p_c} \right)^{-2} \right) \quad (11-3-33)$$

Donde ΔT_{fb} se mide en °C

El coeficiente de transmisión de calor para ebullición en película puede estimarse por medio de la siguiente ecuación ^{(21) (29)}

$$h_{fb} = 105 p_c^{0.5} \Delta T^{-0.33} \left[\frac{p}{p_c} \right]^{0.38} \left(1 - \frac{p}{p_c} \right)^{0.22} \quad (11-3-34)$$

Con p_c en kPa, y h_{fb} en W/m².K

Esta ecuación debe ser interpretada como un valor estimativo y conservador ya que existe poca información sobre el tema

La presión crítica

Muchas de las correlaciones presentadas en este capítulo se basan en la presión crítica. La presión crítica de un fluido puro es la máxima presión a la que pueden existir dos fases en equilibrio. A esta presión, las densidades del vapor y del líquido en equilibrio se hacen iguales.

Un fluido que se encuentre a una presión superior a la crítica, presenta una fase única llamada supercrítica, cuya densidad disminuye en forma continua al aumentar la temperatura sin pasar por el estado bifásico.

Para sustancias puras, la presión y temperatura correspondientes a este estado se encuentran tabuladas ⁽²⁷⁾ y pueden encontrarse con facilidad.

En el caso de las mezclas, la situación es más compleja. La presión crítica de una mezcla, puede obtenerse calculando con un simulador de procesos las temperaturas de burbuja y de rocío a diferentes presiones. El valor de la presión para la cual ambas temperaturas coinciden corresponde al estado crítico. Algunos simuladores incluyen el cálculo de las condiciones críticas como una propiedad más de las mezclas.

Para una mezcla de multicomponentes, de composición conocida, una aproximación consiste en calcular una presión pseudocrítica, definida como

$$p_{sc} = \sum p_{ci} \cdot x_i \quad (11-3-35)$$

Donde x_i es la fracción molar del componente i y p_{ci} su presión crítica.

Para las fracciones de petróleo suele utilizarse el método propuesto por el API ⁽²⁵⁾ reproducido en los manuales de la GPSA ⁽²⁶⁾ que permiten calcular las propiedades pseudocríticas en función de la temperatura media de ebullición y la gravedad específica.

11-4 Rebullidores

11-4-1 Distintos Tipos

El rebullidor o reboiler tiene como finalidad vaporizar el producto de fondo de una columna de destilación para producir así el caudal de vapores exigido para la operación de la columna, el cual queda definido por la relación de reflujo adoptada por el diseñador de la misma.

Consiste en un intercambiador de calor calefaccionado por un fluido caliente, que puede ser vapor de agua, aceite caliente (hot oil) o alguna corriente de proceso disponible. La corriente calefactora cede calor al líquido de fondo de la columna, el cual sufre un proceso de vaporización en el interior del equipo. Existen distintos tipos constructivos que describiremos a continuación.

Rebullidor de circulación forzada

Un rebullidor como el que se muestra en la Figura 11-25 se llama de circulación forzada, ya que la alimentación al mismo se realiza a través de una bomba. El líquido que baja desde el último plato de la columna llega al fondo de la misma, que actúa como acumulador. Desde allí es tomado por la bomba y es bombeado a través del rebullidor (corriente W), mientras que una fracción B es retirada como producto de fondo de la destilación.

El dispositivo indicado como LC es un controlador de nivel, que abre o cierra la válvula de salida de producto manteniendo constante el nivel de líquido en el fondo, impidiendo que la columna se inunde o se seque.

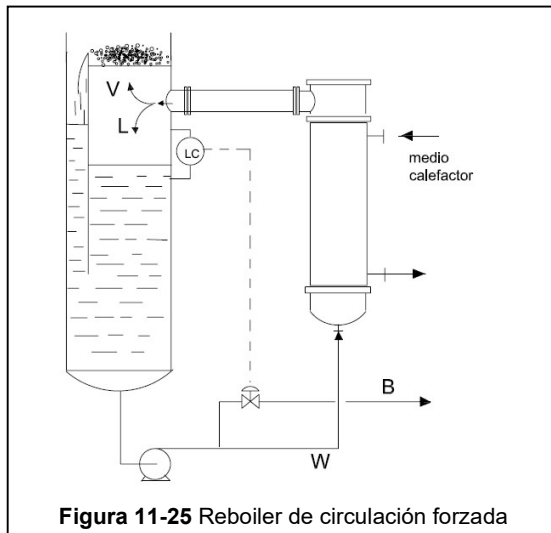


Figura 11-25 Reboiler de circulación forzada

La bomba debe dimensionarse con un exceso de capacidad, de modo que el caudal W que recibe el rebullidor es mayor que el caudal de vapor V que se requiere generar. Es decir que a la salida del rebullidor se tiene una mezcla de vapor y líquido. El vapor V ingresa al último plato mientras el líquido L regresa al fondo de la torre y se recircula.

Para que la operación del sistema sea estable, y no se produzcan fluctuaciones de presión ni flujos pulsantes, es recomendable mantener una relación de recirculación $W:V$ por lo menos de 3:1. Cuanto más alta sea esta relación, el comportamiento hidráulico del equipo será más uniforme.

Otra de las razones para trabajar con elevadas relaciones de recirculación es que de este modo se reducen los problemas de ensuciamiento de la superficie de los tubos.

El fondo de una columna de destilación es el lugar más sucio del equipo y donde se acumulan los componentes de alto punto de ebullición.

Si la alimentación al rebullidor se vaporizara casi totalmente, aumentaría la concentración de componentes no volátiles (sales o sustancias disueltas), las que podrían precipitar y depositarse sobre la superficie de los tubos.

Este tipo de rebullidor tiene el atractivo de permitir adoptar cualquier relación de recirculación, ya que la misma queda definida por la bomba y es prácticamente independiente del diseño del rebullidor. Es un equipo muy conveniente para los casos en que el producto de fondo de la columna es muy viscoso.

El principal inconveniente es que se requiere la instalación del sistema de bombeo, en un servicio que resulta problemático por los siguientes motivos:

- El líquido del fondo de la columna se encuentra a su temperatura de ebullición. Por lo tanto, la bomba es propensa a sufrir cavitación, y se debe elevar el fondo de la columna por encima del nivel de fundación de la bomba, en un valor dictado por el NPSH requerido. Usualmente esto significa 3 o 4 metros.
- Se trata de una zona de alta temperatura, por lo que el servicio de la bomba es exigente (efectos de dilatación térmica, diseño más elaborado de los sellos mecánicos etc).

Por estos motivos, cuando resulta posible, se prefiere la instalación de equipos de circulación natural como los que se verán a continuación.

Rebullidor de termosifón vertical

El rebullidor de termosifón es el tipo más común de los utilizados en la industria. La idea básica del diseño, consiste en eliminar la bomba de circulación y aprovechar la diferencia de densidades entre vapor y líquido como fuerza impulsora para la circulación del fluido.

Un esquema de un rebullidor de termosifón vertical se puede ver en la Figura 11-26.

El equipo es un intercambiador vertical, donde el líquido se vaporiza dentro de los tubos, ingresando a estos por su parte inferior. Al producirse la vaporización de la alimentación, se genera dentro de los tubos una mezcla de vapor y líquido, cuya densidad media es menor que la densidad del líquido. Así, con referencia a la Figura 11-26, entre los puntos A y B, la diferencia de presión hidrostática es $\rho_L \cdot g \cdot z_1$.

Entre los puntos C y B, la diferencia hidrostática de presiones será el producto de una densidad media para la mezcla vapor líquido, multiplicada por $g \cdot z_2$. Dado que esta densidad media es menor que la del líquido, resulta que la diferencia hidrostática de presiones es mayor para el tramo AB que para el tramo BC. Por lo tanto, se establece en el sistema una circulación de fluido entre la columna y el rebullidor.

El líquido ingresa al rebullidor por su parte inferior, allí sufre una vaporización parcial, y la mezcla de vapor y líquido que sale por la parte superior regresa a la columna, donde se separa en sus dos fases igual que en el rebullidor de circulación forzada.

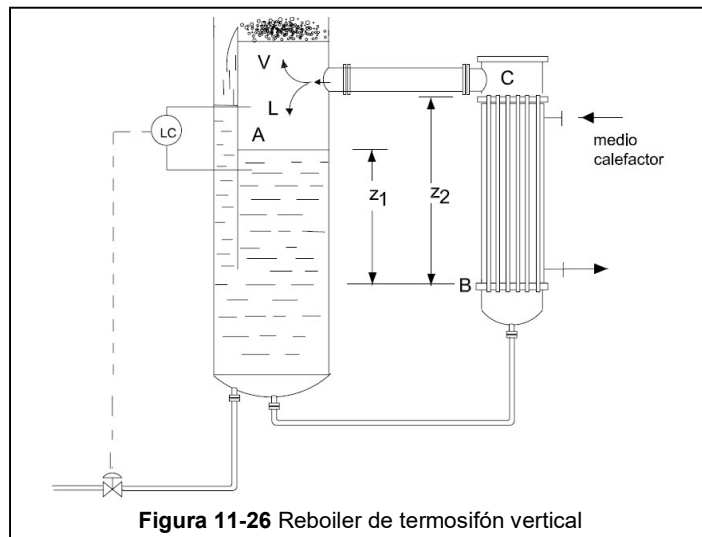


Figura 11-26 Reboiler de termosifón vertical

El caudal que se establece en el sistema será tal que la pérdida de carga balancee la diferencia de presión hidrostática. Como generalmente $z_1 \cong z_2 = z$, esta diferencia de presión hidrostática estará dada por

$$g \cdot z (\rho_L - \rho_{\text{medio liq-vapor}})$$

Es decir que cuanto más grande sea z (\cong altura del equipo) tanto mayor será la velocidad de recirculación. Esto tiene un efecto sobre el coeficiente de transferencia de calor, que mejora al aumentar la velocidad en los tubos.

En los termosifones bien diseñados se consiguen velocidades de recirculación muy altas, y por lo tanto muy buenos coeficientes de transferencia de calor. Las cañerías de conexión con la columna son muy simples, por lo que el costo de instalación es bajo.

La limpieza de estos equipos es también una tarea relativamente sencilla, ya que la ebullición se produce en el interior de los tubos. El fluido calefactor, que circula por la coraza, es en general un fluido limpio, por lo que se puede adoptar la configuración de cabezal fijo, de bajo costo.

El principal inconveniente, es que su instalación obliga a elevar la columna para proveer la necesaria altura para lograr la circulación. La columna de destilación es de por sí un equipo alto, y la necesidad de elevar el fondo de la misma puede complicar la disposición de los equipos.

Uno de los aspectos más importantes a tener en cuenta en el diseño, es el aumento de temperatura que debe sufrir el fluido para lograr la vaporización deseada.

Por ejemplo, con relación a la Figura 11-27 supongamos que la temperatura del último plato de la columna es T_A . Este líquido cae por el vertedero hasta el fondo del equipo donde se mezcla con la fracción líquida que retorna del rebullidor, dando una temperatura de mezcla T_C . El líquido a T_C regresa al rebullidor y sufre una vaporización parcial.

Si el líquido es una mezcla de componentes de distinto punto de ebullición, debido a que se evaporan preferentemente los componentes más livianos, la temperatura de salida T_B será mayor que la de entrada T_C .

Si la tasa de recirculación (caudal total que ingresa al rebullidor/caudal vaporizado) es alta, el proceso de vaporización no produce un cambio apreciable en la composición de la fase líquida, y por lo tanto, la temperatura de burbuja de salida T_B no difiere mucho de la temperatura de burbuja de entrada T_C . En cambio, para bajas tasas de recirculación esta diferencia puede ser de algunos grados y debe tenerse en cuenta en el diseño por los siguientes motivos:

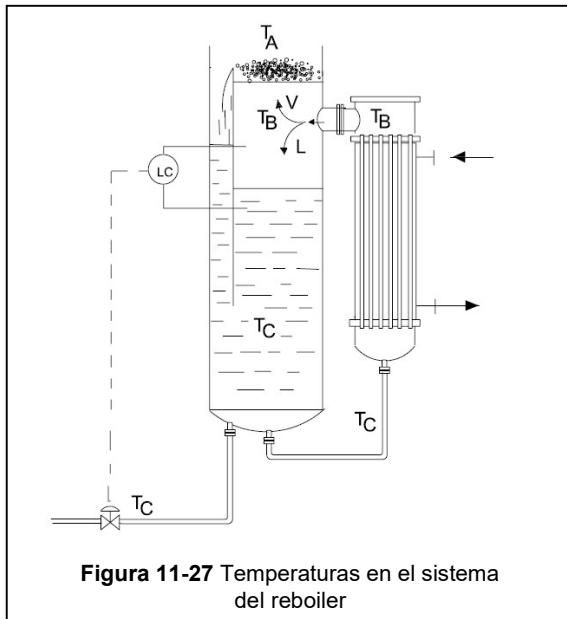


Figura 11-27 Temperaturas en el sistema del reboiler

a) Si se está tratando con productos sensibles a las altas temperaturas, podrían ocurrir transformaciones indeseables

b) El aumento de temperaturas dentro de los tubos reduce el ΔT entre el fluido frío y el caliente. En algunos casos, cuando la temperatura disponible del medio calefactor es muy cercana a la del producto de fondo de la columna, esto puede condicionar el diseño. En otros casos, esto puede ser beneficioso, ya que nos aleja de la condición de flujo crítico.

Otro aspecto que muchas veces se señala como una desventaja de los dos tipos de rebullidores analizados hasta ahora (Figuras 11-25 y 11-27) tiene que ver con su eficiencia desde el punto de vista de la transferencia de masa.

El objetivo de la destilación es siempre obtener por el fondo, un producto lo más "pesado" posible (es decir rico en los componentes de mayor punto de ebullición).

Si analizamos el equipo de la Figura 11-27 , vemos que la corriente más rica en componentes pesados, corresponde a la fracción líquida que sale del rebullidor. Pero esta fracción, se mezcla en el fondo de la torre con el líquido que desciende del último plato, que es más "liviano". Por lo tanto, el producto de fondo de la torre, mezcla de ambas corrientes, no corresponde a la composición más pesada. Ha ocurrido una degradación de calidad originada en esta mezcla.

Algunas veces, se utiliza el tipo de conexión indicado en la Figura 11-28 .En este caso, el líquido que cae del último plato de la columna, se extrae del último vertedero y se dirige al rebullidor. La mezcla de

vapor y líquido que emerge de éste, se separa en el cuerpo de la columna, de tal modo que la fracción líquida es extraída como producto de fondo, sin posibilidad de recircular nuevamente al rebullidor.

Esto se llama circulación de un paso. Obsérvese que el vapor que se genera en el rebullidor y que se dirige al último plato de la columna, está en equilibrio con el producto de fondo de la destilación. Esto significa que el rebullidor se comporta como si fuese un plato más de la columna, y desde el punto de vista de la transferencia de masa es más eficiente que el equipo con recirculación.

Este tipo de configuración, resulta además, particularmente atractiva en servicios donde pueden ocurrir procesos de polimerización o descomposición del producto debido a las altas temperaturas, ya que minimiza el tiempo de permanencia del líquido en el reboiler y evita el repetido contacto con la superficie caliente como ocurre en los equipos con recirculación.

Si la columna de destilación, en lugar de tener platos fuera una columna rellena, este tipo de configuración se torna más compleja, ya que requiere agregar un plato colector de líquido.

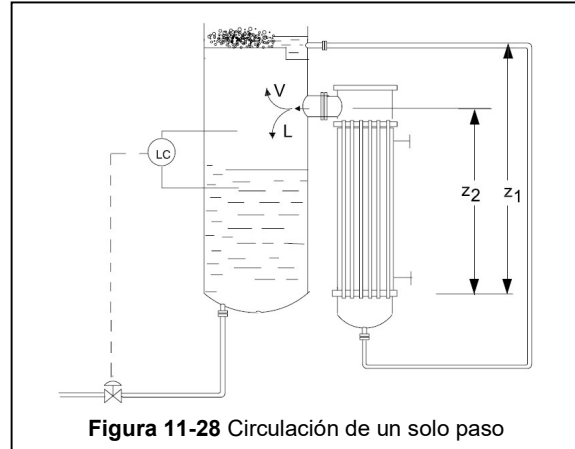


Figura 11-28 Circulación de un solo paso

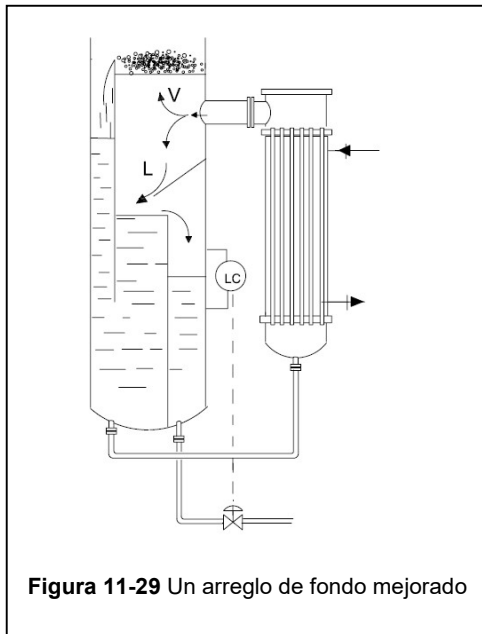


Figura 11-29 Un arreglo de fondo mejorado

El otro inconveniente evidente que tiene este diseño, es que la masa de líquido extraída por el fondo, así como la cantidad de vapor a generar en el rebullidor, son siempre datos externos para el diseñador de este equipo, y por lo tanto, no existe la posibilidad de manejar la tasa de recirculación como variable de diseño para mejorar el coeficiente de transferencia.

Por otra parte, ya se explicó que siempre es conveniente trabajar con una vaporización menor que el 30% para evitar problemas de ensuciamiento, por lo tanto, este tipo de rebullidor no debería ser seleccionado cuando el vapor a generar supera los 3/7 del caudal de producto de fondo.

La máxima temperatura en este sistema es la temperatura de salida del rebullidor, que coincide con la temperatura del producto de fondo. Vale decir que con este tipo de equipo no resulta necesario alcanzar temperaturas más altas que la temperatura de burbuja del producto de fondo como ocurría con los equipos de recirculación.

En la Figura 11-29 se muestra una configuración que pretende combinar las ventajas de una conexión con recirculación, reduciendo la pérdida de eficiencia producida en el mezclado de la fracción líquida emergente del rebullidor con el líquido del último plato.

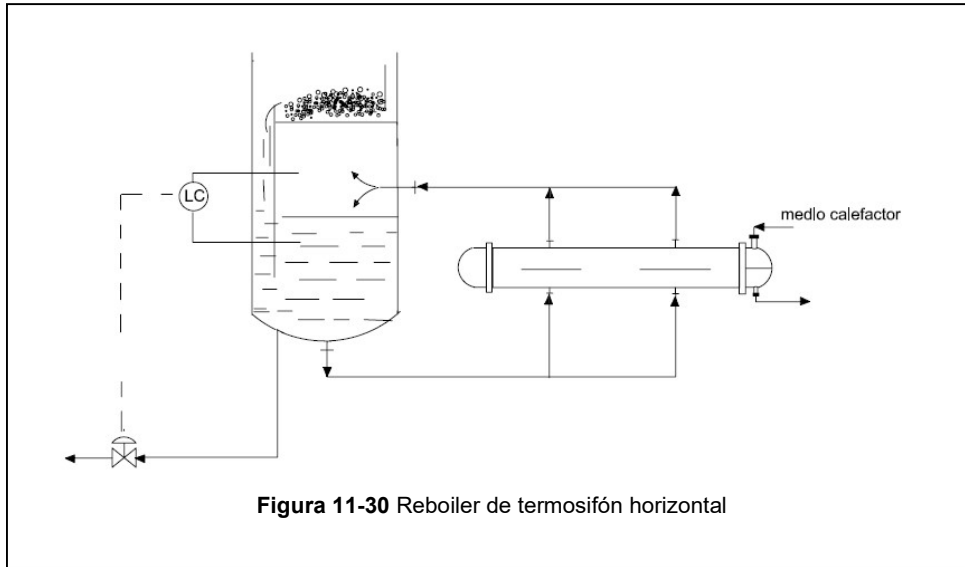
En este caso. El líquido que ingresa al rebullidor tiene aproximadamente la composición del último plato, mientras que el producto de fondo de la destilación tiene una composición similar a la del líquido de salida del rebullidor.

Rebullidor de termosifón horizontal

Este es un equipo no tan utilizado como los verticales. En este tipo de rebullidor, la vaporización tiene lugar en la coraza, mientras que el fluido calefactor circula por los tubos. Dado que casi siempre el fluido de proceso presenta más problemas de ensuciamiento que el medio calefactor, muchas veces este diseño no resulta muy atractivo debido a la dificultad de limpieza.

Estos equipos ocupan más espacio en planta que los verticales y no se logran relaciones de recirculación tan altas.

Con frecuencia, para reducir la pérdida de carga se recurre a la configuración de flujo doble partido (carcasa TEMA H) como se muestra en la Figura 11-30. Al igual que en el termosifón vertical, es posible conectar el equipo para una configuración de un solo paso.

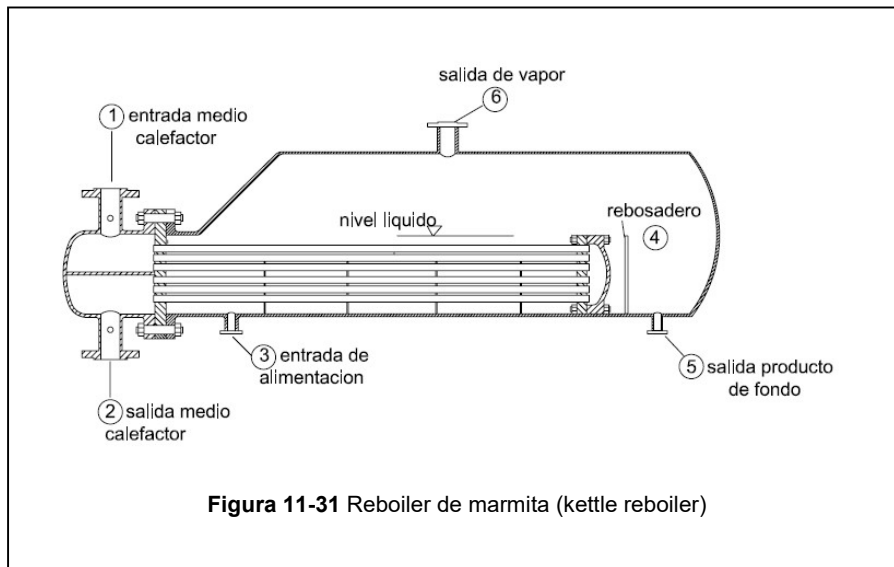


Rebullidor de marmita

El rebullidor de marmita (kettle reboiler) está esquematizado en la Figura 11-31 y su conexión con la columna se muestra en la Figura 11-32. Se trata de un intercambiador tipo TEMA BKT o BKU. El fluido a vaporizar ingresa por la boca 3 a la coraza, y la llena hasta un nivel que está determinado por la altura del vertedero 4. El líquido contenido en la coraza recibe calor de los tubos y se vaporiza.

La cantidad de vapores que el equipo es capaz de producir, depende obviamente de la superficie de calefacción y de la temperatura del medio calefactor.

La fracción de la alimentación que el equipo no es capaz de vaporizar, rebalsa por encima del



vertedero y sale por la boca 5 como producto de fondo de la destilación.

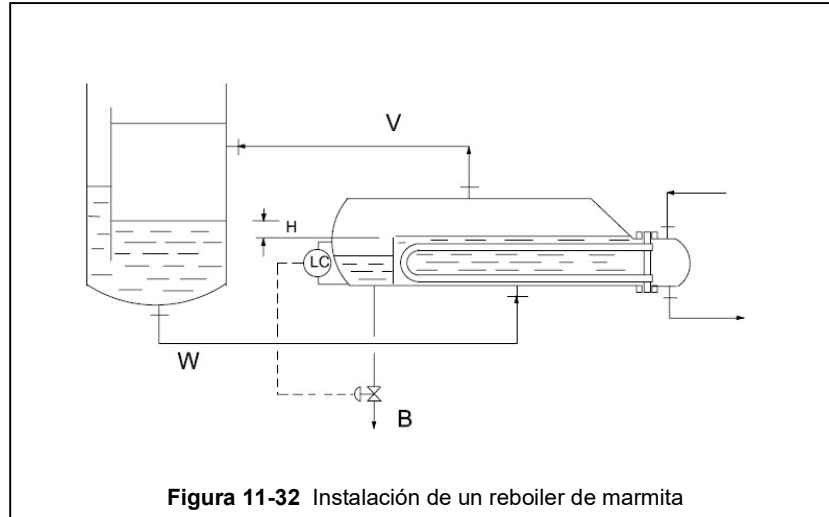
El espacio de vapor que existe por encima del nivel de líquido, tiene la finalidad de permitir que los vapores producidos se puedan separar de las gotas de líquido arrastradas, de modo que sólo los vapores alcancen la boca de salida 6.

El haz de tubos es de cabezal flotante simple o de tubos en U, y por su interior circula el fluido calefactor, que puede ser vapor de agua o algún otro fluido.

Este equipo se diferencia de los rebullidores de termosifón y de circulación forzada en que no existe recirculación ni pasaje de líquido desde el rebullidor a la columna.

Obsérvese que los vapores que se generan en el equipo y vuelven a la columna, se encuentran en equilibrio con el producto de fondo de la destilación que es el que se extrae del vertedero por la boca 5.

Es decir que en esta configuración, el rebullidor se comporta, desde el punto de vista de la transferencia de masa, como una etapa más de equilibrio.



La velocidad de los fluidos en este tipo de rebullidor es muy baja y la pérdida de carga a través del mismo suele ser despreciable. La única pérdida de carga de todo el sistema se encuentra en las cañerías de entrada y salida. Esta pérdida de carga debe ser vencida por la diferencia entre los niveles de líquido en el fondo de la columna y en el rebullidor (indicada con H en la Figura 11-32) Esta diferencia entonces es muy pequeña, y ambos recipientes se comportan como vasos comunicantes.

No resulta entonces necesario elevar la columna para permitir la circulación de líquido como ocurre en el caso de los equipos de termosifón, ni tampoco requieren la instalación de bombas.

Como contrapartida, la construcción es más cara, sobre todo en los casos en que la presión de operación de la columna es alta, debido a que el mayor diámetro de coraza obliga a utilizar mayores espesores de chapa en su construcción.

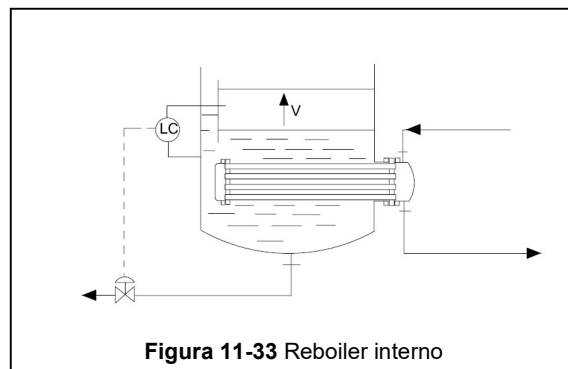
Además este equipo ocupa mayor superficie en planta que los tipos verticales. Sin embargo presentan la ventaja frente a los equipos de termosifón, que el diseño de los mismos no está condicionado por el diseño hidráulico del sistema. Esto hace que el diseñador tenga más libertad para variar la ubicación relativa entre la columna y el rebullidor. Esta circunstancia puede resultar particularmente importante en equipos de gran tamaño

Cuando la cantidad de producto de fondo a extraer es pequeña frente a la masa de vapores que se debe generar, este tipo de equipos tiende a actuar como concentrador de impurezas. Dado que no se dispone de las altas relaciones de circulación de los termosifones, se aconseja limitar la vaporización a un 80% de la alimentación. Es decir que el 20% que constituyen los productos de fondo actúa como purga, eliminando las impurezas concentradas.

Rebullidor interno.

En algunos casos poco frecuentes, cuando la cantidad de calor a transferir en el rebullidor es pequeña, se puede emplear la construcción de la figura 11-33

En este caso, un haz de tubos se sumerge en el fondo de la columna. Se evita el costo de la coraza y se eliminan las cañerías. Sin embargo, se debe proveer a la columna de los soportes internos para el haz de tubos y una brida de gran tamaño . El haz es relativamente caro dado que se utilizan muchos tubos cortos



Otros equipos de intercambio de calor con ebullición.

De todos los equipos de proceso en los que tienen lugar fenómenos de vaporización, el más común en una planta química es el rebullidor de las columnas de destilación. Por este motivo, en los temas siguientes se hará referencia exclusivamente a este tipo de equipo.

Pero es necesario hacer notar que existen otros equipos, además de los rebullidores, en los que tienen lugar procesos de evaporación.

Sin embargo, los métodos de cálculo que se pueden emplear para el diseño de los mismos son análogos a los que se estudiarán para los rebullidores. Es decir que a pesar que hagamos referencia al caso particular de la aplicación a la destilación, el tratamiento del tema no pierde generalidad.

Por ejemplo, consideremos el caso de la Figura 11-34. En dicho esquema se representa una caldera de recuperación de una planta química. En esta planta se produce una reacción exotérmica en fase vapor, y los productos de reacción a alta temperatura deben enfriarse para enviarlos a la etapa de fraccionamiento.

El calor de los gases se aprovecha en el equipo que se representa en la figura para generar vapor, que luego es utilizado en otros sectores de la planta. Los gases circulan por la coraza del intercambiador, mientras que el agua se evapora dentro de los tubos.

Se obtiene por la parte superior, una mezcla de vapor y agua que pasa al separador S. Allí se separan ambas fases, extrayéndose el vapor por la parte superior, mientras que el líquido se mezcla con la alimentación fresca (que repone la masa evaporada) y recircula por el equipo. Esta recirculación se produce como consecuencia de la diferencia de densidades entre la mezcla de vapor y líquido contenida dentro de los tubos y el líquido que está dentro de la pierna de retorno. Es obvio que este equipo puede asimilarse a un rebullidor de termosifón y por lo tanto, su diseño puede encararse con los métodos que se estudiarán para ese caso.

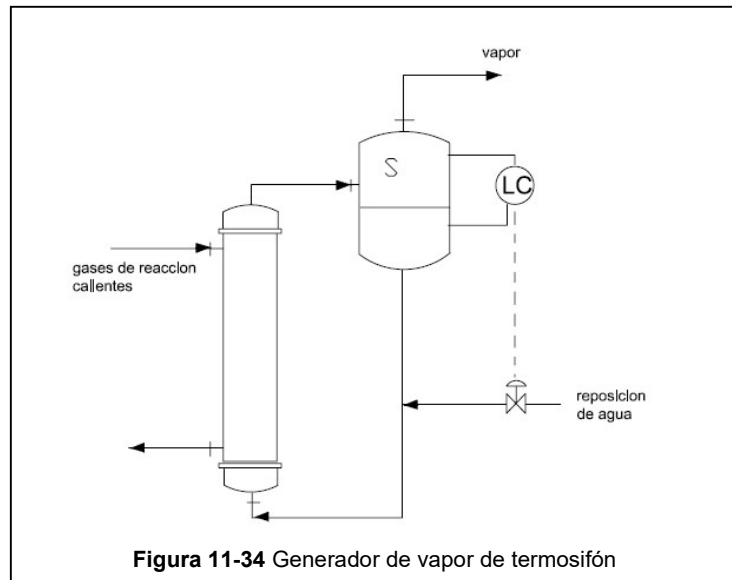


Figura 11-34 Generador de vapor de termosifón

Analicemos el caso del enfriador que se representa en la Figura 10-24, analizada en el Capítulo anterior. En este esquema, se refrigera una corriente de proceso utilizando como medio refrigerante un fluido tal como amoníaco, propano o algún refrigerante halogenado, el cual realiza el ciclo de refrigeración mostrado en la Figura.

En el enfriador, el fluido refrigerante recibe calor de la corriente a enfriar, sufriendo un proceso de vaporización. Este tipo de equipo opera como un rebullidor de marmita, y así se lo debe calcular.

11-4-2 Diseño Térmico de Rebullidores

Ya se ha mencionado que la predicción de coeficientes de transferencia de calor a líquidos en ebullición presenta importantes dificultades y existe una gran imprecisión en las correlaciones disponibles. Es inevitable entonces, que este problema se traslade al diseño de equipos en los que ocurren procesos de ebullición, particularmente al caso de los rebullidores. A lo largo del tiempo, distintos autores han publicado métodos de diseño, válidos para determinados tipos de fluidos y condiciones de proceso pero que presentaban escaso éxito cuando se los trataba de generalizar.

En los últimos años, con la aparición de software comercial, resulta más difícil encontrar en la

literatura abierta métodos sistemáticos de cálculo de este tipo de equipos.

Esta sección está basada en la información más frecuentemente citada en la bibliografía, pero es recomendable verificar los cálculos manuales con los programas comerciales y viceversa para poder estar seguros que se interpretan adecuadamente los resultados.

En general debe tenerse en cuenta que

- a) existen fenómenos críticos que limitan la transferencia de calor (por ejemplo la transición a ebullición en película en pool boiling o aparición de flujo de niebla en ebullición convectiva) y que deben ser chequeados. Las altas diferencias de temperatura entre el medio calefactor y el fluido en ebullición pueden dar lugar a estos efectos, por lo que en general no resultan convenientes
- b) Fuera de estos efectos críticos, los coeficientes peliculares para líquidos en ebullición suelen ser muy altos y frecuentemente la resistencia controlante es el ensuciamiento. Sin embargo, cuando el equipo está limpio, la temperatura de pared en contacto con el líquido en ebullición es más alta y puede alcanzarse una condición de flujo crítico. Por lo tanto esta condición debería chequearse si no es posible reducir la temperatura del medio calefactor.

11-4-2-1 Diseño de Rebullidores de Marmita (Kettle Reboiler)

Balance térmico del rebullidor de marmita

Nos referiremos a la Figura 11-32. El líquido de fondo de la columna (W) se encuentra a su temperatura de burbuja a la presión de operación de la columna. Sea esta temperatura t_f . Al ingresar al rebullidor, este líquido recibe una cantidad de calor Q, incrementando su entalpía y vaporizándose parcialmente. Se generan entonces dos fases V y B, que son respectivamente el vapor que se retorna a la columna y el producto de fondo de la destilación.

Puesto que se considera que el rebullidor constituye una etapa ideal, estas dos corrientes se encontrarán en equilibrio a la temperatura t , que es la temperatura interior del rebullidor.

Si el producto que abandona el último plato de la columna es un componente puro (cosa bastante frecuente en destilaciones binarias), como la presión de la columna y del rebullidor son prácticamente iguales, resultará que la temperatura t coincide con la temperatura de fondo de la columna, es decir con la de la corriente W.

Entonces el equipo opera en forma prácticamente isotérmica. Solo se transfiere calor latente y el balance de entalpías se reduce a

$$Q=W.\lambda \quad (11-4-1)$$

Si en cambio el producto de fondo de la columna es una mezcla de multicomponentes, la vaporización en el rebullidor genera dos fases de distinta composición, y diferentes además de la composición de W

Puesto que B y W son dos corrientes líquidas a su temperatura de burbuja y de distinta composición, sus temperaturas también serán diferentes. Esto significa que el líquido W sufre una transferencia de calor sensible y latente dentro del rebullidor ya que aumenta su temperatura y se vaporiza parcialmente.

En general se acepta que la temperatura del líquido al ingresar al rebullidor se incrementa instantáneamente por mezclarse con una gran masa de fluido que se encuentra a la temperatura t , de modo que la temperatura en todo el interior del rebullidor puede considerarse constante e igual a la temperatura de salida.

Por lo tanto, el fluido calefactor debe entregar el total del calor (sensible y latente) a un fluido frío a temperatura t . Si el medio de calefacción es a su vez isotérmico (como es el caso en que se usa vapor de agua como medio de calefacción) a una temperatura T, la diferencia de temperatura para la transferencia de calor será

$$\Delta T = T - t \quad (11-4-2)$$

El cálculo de la cantidad de calor a transferir, normalmente se obtiene como resultado de la simulación de procesos en el momento de resolverse la columna de destilación y calcularse las entalpías de las corrientes W, V y B. Este balance se expresa como

$$Q = V \cdot i_V + B \cdot i_B - W \cdot i_W \quad (11-4-3)$$

Si bien el cálculo de las entalpías es efectuado en forma directa por los modelos termodinámicos empleados en la simulación, algunos métodos de diseño requieren separar esta cantidad de calor Q en una fracción de "calor sensible" y una de "calor latente". Para lo cual recurriremos a un calor específico medio del líquido c_L y será

$$Q_S = W \cdot c_L \cdot (t - t_F) \quad (\text{calor sensible}) \quad (11-4-4)$$

$$Q_L = Q - Q_S \quad (\text{calor latente}) \quad (11-4-5)$$

Cálculo del área del equipo

El diseño de estos equipos está basado en un método originalmente publicado por Palen y Small ²². Estos autores presentan un método de diseño suponiendo que el coeficiente de transferencia de calor para el fluido en ebullición es la suma de dos contribuciones.

Una de ellas es la convección macroscópica debida a la circulación del fluido a través del haz de tubos. Este es un mecanismo convectivo en el que el fluido que se mueve a través del haz de tubos está formado por líquido y vapor. Al coeficiente de convección que permite calcular este efecto lo llamaremos h_{TP} .

Superpuesto a este mecanismo, existe un efecto de microagitación producido por el desprendimiento de burbujas en la superficie de transferencia por ebullición nucleada. A este coeficiente lo llamamos h_{NB} .

Será entonces

$$h_o = h_{NB} + h_{TP} \quad (11-4-6)$$

En un reboiler de tipo kettle, las velocidades de circulación del líquido son bajas y el efecto del h_{NB} es mucho más importante que el del h_{TP} . Por lo tanto, no resulta necesario demasiada precisión en el cálculo del h_{TP} y normalmente se asume un valor de 250 a 500 W/m²K

El h_{NB} se calcula a su vez, por los métodos y correlaciones mencionadas en la Sección 11-2. Sin embargo, se debe tener en cuenta que esas correlaciones son válidas para geometrías simples, como por ejemplo un tubo sumergido en un fluido.

Cuando se trata de un haz de tubos, deben efectuarse correcciones debido a que las burbujas de vapor producidas en un tubo afectan a los tubos que se encuentran encima de él.

En general se puede expresar

$$h_{NB} = h_{NB1} \cdot F_b \cdot F_c \quad (11-4-7)$$

En esta expresión:

- h_{NB1} = coeficiente de ebullición nuclear para un tubo único sumergido en un fluido similar al existente en el rebullidor y sometido a la misma densidad de flujo de calor
- F_c factor de corrección por rango de ebullición
- F_b = factor de corrección por la geometría del haz de tubos

Veremos como calcular cada uno de estos términos

Cálculo de h_{NB1}

En la Sección 11-2 se estudiaron algunas expresiones para cálculo de coeficientes de ebullición aplicables a un tubo sumergido en un fluido.

Algunas de las ecuaciones estaban expresadas por una relación del tipo

$$q = a \cdot \Delta T^b \quad (11-4-8)$$

si $q = h_{NB1} \cdot \Delta T \quad (11-4-9)$

Entonces puede escribirse $h_{NB1} = a \Delta T^{b-1} \quad (11-4-10)$

o bien $h_{NB1} = c \cdot q^d \quad (11-4-11)$

siendo $c = a^{1/b}$ y $d = (b-1)/b$

Cuando el único mecanismo de transferencia de calor es la ebullición nucleada todas estas expresiones son equivalentes y cualquiera de sus formas es válida. Sin embargo si la densidad de flujo de calor se debe a la suma de dos efectos, la Ecuación 11-4-9 ya no es válida y no pueden efectuarse las transformaciones de un tipo de ecuación a otro

Este tema no está muy aclarado en la bibliografía y puede dar lugar a confusiones. Por lo tanto es importante recalcar que el h_{NB1} debe evaluarse a la misma densidad de flujo de calor que la existente en el rebullidor. Es decir que se debe usar una ecuación del tipo (11-4-11) en la que q debe tomarse como la densidad total de flujo de calor considerando todos los mecanismos presentes.

Ya fue explicado en la Sección 11-2 que las correlaciones para calcular los coeficientes de ebullición nucleada presentan importantes desviaciones.

De todas las correlaciones estudiadas, la mayoría de los autores se inclinan por la de Mostinsky, (Ecuación 11-2-12) muy probablemente debido a su sencillez. Esta correlación se expresa como

$$h_{NB1} = 0.00417pc^{0.69}.q^{0.7}.Fp \quad (11-4-12)$$

Siendo Fp un factor de corrección por presión, que Mostinsky expresa como un polinomio, en función del cociente (p/pc) (Las presiones en kPa)

$$Fp = \left(1.8 \left(\frac{p}{pc} \right)^{0.17} + 4 \left(\frac{p}{pc} \right)^{1.2} + 10 \left(\frac{p}{pc} \right)^{10} \right) \quad (11-4-13)$$

Para utilizarlo en el diseño de reboilers, Palen ⁽²¹⁾ sugiere considerar solo el primer término de este polinomio

Cálculo de Fb = Factor de corrección por geometría del haz de tubos:

Las correlaciones utilizadas para un tubo aislado, no pueden ser utilizadas para un haz de tubos debido a que las burbujas de vapor que se forman en un tubo también tienen su efecto sobre los tubos vecinos.

En uno de sus primeros artículos, Palen ⁽²²⁾ afirmaba que el coeficiente de un haz tubular era menor que el de un tubo único (del orden del 30%). Algunos años después ⁽²¹⁾ afirma que en realidad el coeficiente promedio de un haz de tubos es mayor que el de un tubo aislado, en un factor que está entre 2 y 3. Nótese que entre el primer valor y el último existe un multiplicador de 10 sobre el valor del coeficiente de transferencia que parece haber pasado inadvertido por el autor durante años. Esto da una idea de lo poco confiables que son las correlaciones de transferencia de calor con ebullición. En sucesivos trabajos posteriores ⁽²¹⁾, se proponen distintas correlaciones para calcular el Fb . Una de ellas es:

$$Fb = 1 + 0.1((1-\psi)/\psi)^{0.75} \quad (11-4-14)$$

Donde
$$\psi = (\pi.Db.L/A) \quad (11-4-15)$$

Db es el diámetro del haz de tubos (Diámetro del círculo mínimo que contiene a todos los tubos). Para evaluarlo es necesario realizar una distribución de tubos)

Otra correlación propuesta por Taborek ⁽²¹⁾ es

$$Fb = 1 + 0.1 \left(\frac{0.785.Db}{C_1(Pt/Do)^2 Do} - 1 \right)^{0.75} \quad (11-4-16)$$

Donde la constante C_1 vale 1 para arreglos de tubos a 90° y 45° y 0.866 para arreglos en triángulo

Estas ecuaciones requieren conocer la geometría del haz de tubos. En etapa de diseño cuando todavía no se dispone de esta información, se sugiere adoptar un valor de $Fb = 2$ para reboilers de tipo kettle. En el caso de los termosifones horizontales (cuyo método de cálculo es similar) se sugiere un $Fb=2.3$ para cálculos preliminares

Cálculo de F_c = factor de corrección por rango de ebullición

Este factor es importante cuando existe un rango de ebullición en el líquido. Es decir cuando la temperatura de ingreso del líquido al reboiler es distinta que la temperatura existente en el interior del mismo. Todas las correlaciones estudiadas para ebullición nucleada son válidas para fluidos puros. En el caso de las mezclas los coeficientes de transferencia son bastante menores debido a la aparición de efectos difusivos que generan resistencias adicionales a la transmisión de calor del mismo modo que ocurría en los condensadores de mezclas.

Se han propuesto varias correlaciones para corregir el coeficiente de transmisión para incluir los efectos difusivos. La siguiente se debe a Palen y Yang ⁽²¹⁾ y la adoptamos por su sencillez

$$F_c = 1 / (1 + 0.023 q^{0.15} BR^{0.75}) \quad (11-4-17)$$

Donde BR es el rango de temperaturas de ebullición de la mezcla en °C (diferencia entre la temperatura de rocío y la de burbuja de la alimentación a la presión de operación)

Observar que dado que en el reboiler la vaporización no es total, BR es normalmente mayor que la variación de temperatura que efectivamente experimenta el fluido.

En la Expresión (11-4-17) q está en W/m²

Máxima densidad de flujo de calor y film boiling

Todo lo anterior es válido solo si la diferencia de temperatura entre la pared del tubo y el fluido en ebullición es lo suficientemente baja como para que no se produzca la transición a ebullición en película con su consecuente reducción de los coeficientes de transferencia.

Por lo tanto, se debe proporcionar un método para fijar el límite de validez de las correlaciones. Normalmente esto se maneja a través del cálculo del q_{\max} (máxima densidad de flujo de calor admisible para el haz de tubos)

Mostinsky ⁽¹²⁾ ha propuesto una correlación para calcular la máxima densidad de flujo de calor de un tubo único

$$q_{1\max} = 367 pc \left(\frac{p}{pc}\right)^{0.35} \cdot \left(1 - \frac{p}{pc}\right)^{0.9} \quad (11-4-18)$$

pc se expresa en kPa y se obtiene $q_{1\max}$ en W/m²

En un haz de tubos, el máximo flujo de calor es menor que para un único tubo debido a que el vapor generado en los tubos inferiores contribuyen al bloqueo de los tubos que se encuentran más arriba dificultando el acceso del líquido a la superficie de transferencia. Palen y Small ⁽²²⁾ sugieren corregir la máxima densidad de flujo de calor de un tubo único por medio de

$$q_{b\max} = q_{1\max} \cdot \phi_b \quad (11-4-19) \quad (11-4-19)$$

Donde ϕ_b es un factor de corrección asociado a la geometría del haz de tubos. Se han propuesto distintas expresiones para calcular ϕ_b . La más simple es

$$\phi_b = 3.1 \psi \quad (11-4-20)$$

Con el límite $\phi_b \leq 1$ (11-4-21)

Donde ψ es el mismo parámetro definido en la Ecuación (11-4-15)

Obsérvese que para un solo tubo $\psi = 1$.

La ecuación nos dice que esencialmente debe tomarse $\phi_b = 1$ para todos aquellos casos en los que ψ es mayor que 1/3.1 En estos casos, que corresponden a haces de tubos pequeños, el comportamiento es como si se tratara de un solo tubo

A medida que el haz de tubos se hace más grande y cuanto más compacto es el diseño, ψ y ϕ_b se reducen, lo cual significa que el bloqueo de la superficie de transferencia se produce a un menor valor de la densidad de flujo de calor.

Debe tomarse un cierto margen de seguridad respecto de estos valores. En principio, podemos decir que si la densidad de flujo de calor con la que trabaja el equipo es mayor que 0.5 $q_{b\max}$, se corre riesgo de interferencia por vapor. En esos casos se sugiere modificar la geometría del haz de tubos de modo de aumentar ψ (por ejemplo aumentando la separación entre tubos). En ningún caso, se debe diseñar con una densidad de flujo de calor mayor que 0.7 $q_{b\max}$.

Limitaciones de Kern

En la década del 50 , D. Kern⁽³⁰⁾ sugirió un valor límite a la densidad de flujo de calor a adoptar en el diseño de un rebullidor. Los valores sugeridos por Kern eran de 94600 W/m² (30000 Btu/h ft²) para sustancias acuosas y 37800 W/m² (12000 Btu/h.ft²) para sustancias orgánicas. Estas cifras no estaban soportadas por ninguna teoría sino que eran valores surgidos de la experiencia industrial.

Durante décadas, el diseño de rebullidores se realizó en todo el mundo siguiendo las recomendaciones de Kern. Dado que estas densidades de flujo de calor son relativamente bajas, por lo general se constituían en el factor limitante del diseño ,y el área de transferencia de calor surgía simplemente como cociente entre el valor de Q y esta densidad de flujo de calor.

Actualmente, las teorías que se acaban de exponer, predicen densidades de flujo máximo que por lo general son mayores a los límites de Kern. Sin embargo, dada la fragilidad de los argumentos teóricos y la complejidad del problema, aún hoy estos límites son ampliamente utilizados, y algunos programas comerciales de diseño continúan manteniéndolos como una opción para el usuario

Dimensionamiento de la coraza

El diámetro de la coraza D_s, debe ser mayor que el diámetro del haz de tubos D_b, para permitir la separación del vapor y el líquido. Normalmente el diámetro de la coraza es aproximadamente el doble que el del haz de tubos. (Figura 11-35)

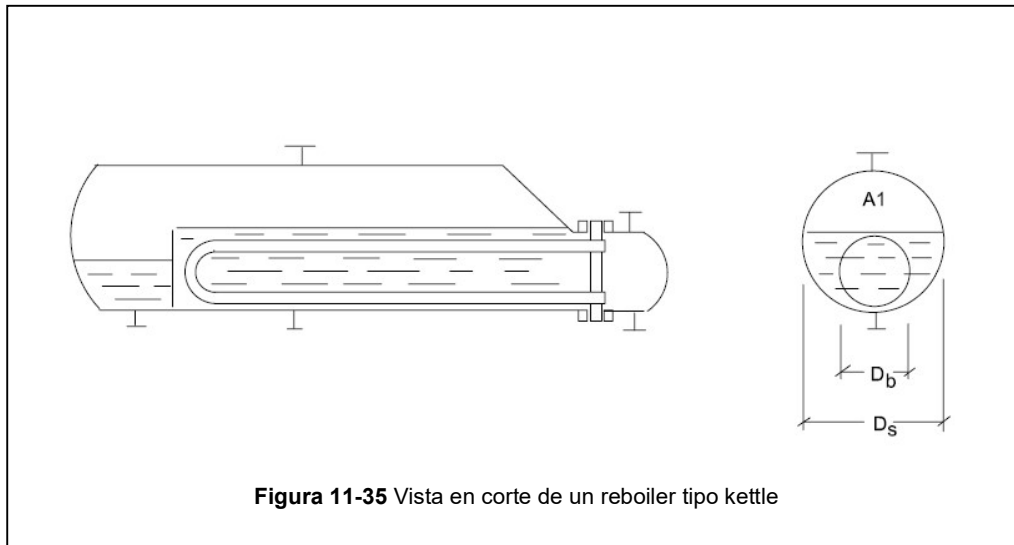


Figura 11-35 Vista en corte de un reboiler tipo kettle

Una recomendación es calcular el área transversal de la carcasa que se encuentra por encima del nivel del vertedero a través de una velocidad crítica para el vapor definida como

$$v_c = k_1 \sqrt{\frac{\rho_L - \rho_V}{\rho_V}} \quad (11-4-22)$$

Con K₁ = 0.03 a 0.09 m/s

Si V_v = W_v/ρ_v = m³/s de vapor a la salida ,entonces debe ser

$$A_1 \geq \frac{V_V}{v_c \cdot N_N} \quad (11-4-23)$$

Donde N_N es el número de bocas de salida para el vapor (si los tubos tienen más de 5 m de longitud se suelen poner dos bocas de salida para el vapor)

Ejemplo 11-5 Reboiler con rango de ebullición

Se desea diseñar un reboiler del tipo kettle para instalar en el fondo de una columna de destilación que opera a una presión de 400 kPa. El producto del fondo de la columna ingresa al reboiler con un caudal de 10000 kg/h y una temperatura de 104.5 °C (básicamente igual a su temperatura de burbuja). En el equipo se vaporiza el 50% de la alimentación, y el otro 50% se extrae como líquido. La temperatura de salida (temperatura en el interior del reboiler) es de 113.3 °C. La temperatura de rocío de la alimentación a 400 kPa es 119°C

De los datos de la simulación de procesos, se obtiene que la cantidad de calor a entregar es de 470 kW. El medio calefactor es vapor de agua. Se dispone de vapor de 717 kPa. Se propone para este servicio un equipo con la siguiente geometría:

Tipo TEMA : AKU

N= Número de tubos: 44 n= número de pasos: 2

Diámetro de tubos: Do= 0.019 Di= 0.0144.

Pt= Separación entre tubos : 0.0238 en triángulo

Long tubos 3.3m

Deberá preverse una resistencia de ensuciamiento de 0.0001 del lado tubos y 0.0003 del lado de la ebullición. Verificar la aptitud de este equipo

Propiedades físicas

Fluido frío (propiedades a la temperatura de salida 113.3°C)

vapor	$c_v = 2100 \text{ J/kg.K}$	liquido	$c_L = 2700 \text{ J/kgK}$
	$\mu_v = 0.0083 \text{ cp}$		$\mu_L = 0.142 \text{ cp}$
	$\rho_v = 11.7 \text{ kg/m}^3$		$\rho_L = 564 \text{ kg/m}^3$
	$k_v = 0.0213 \text{ W/m.K}$		$k_L = 0.087 \text{ W/m.K}$
	$p_c = 3214 \text{ kPa}$ (presión crítica)		

Solución

Se utilizarán las correlaciones de q_{max} a fin de ilustrar su uso, no sin reconocer que esto implica una cierta audacia en el diseño.

La presión del vapor de calefacción disponible es 717 kPa. Si se admite una caída de presión de 100 kPa para la válvula reguladora y 50 kPa como caída de presión en el rebullidor, las presiones del vapor de agua a la entrada y a la salida serán respectivamente 617 y 567 kPa. A estas presiones, las temperaturas de condensación son 160 y 155.5°C. Por lo tanto, supondremos para el vapor de agua una temperatura media de 157.7°C

La diferencia de temperaturas para la transferencia de calor será $\Delta T = 157.7 - 113.3 = 44.4^\circ\text{C}$. (Recordar que para el fluido en ebullición debe usarse la temperatura de salida)

Para el vapor de agua, asumiremos un valor de $h_{io} = 8500 \text{ W/m}^2\text{K}$

La superficie de transferencia de calor es

$$A = N \cdot \pi \cdot D_o \cdot L = 44 \times \pi \times 0.019 \times 3.3 = 8.66 \text{ m}^2$$

La densidad de flujo de calor será

$$q = Q/A = 470000/8.66 = 54272 \text{ W/m}^2$$

Verificaremos este valor

Usando las correlaciones de Mostinsky (11-4-12 a 11-4-17)

$$h_{NB1} = 0.00417(3214)^{0.69} \times 54272^{0.7} F_p = 2260 F_p$$

$$F_p = 1.8(p/p_c)^{0.17} + 4(p/p_c)^{1.2} + 10(p/p_c)^{1.0} =$$

$$= 1.8(400/3214)^{0.17} + 4(400/3214)^{1.2} + 10(400/3214)^{1.0} = 1.59$$

$$h_{NB1} = 2260 \times 1.59 = 3593 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Factor de corrección por geometría del haz de tubos

Para calcular este parámetro se debe realizar una distribución de tubos

44 tubos de 19mm con separación de 30 grados a 23,8 mm corresponden a un diámetro del haz de tubos $D_b = 240 \text{ mm}$

Con $D_b = 0.240$ $P_t = 0.0238$ $D_o = 0.019$ $C_1 = 0.866$ de la ecuación 11-4-16 se obtiene $F_b = 1.4$

Factor de corrección por rango de ebullición F_c

El rango de ebullición de la mezcla es $BR = 119 - 104.5 = 14.5^\circ\text{C}$

$$F_c = 1/(1 + 0.023 q^{0.15} BR^{0.75}) = 1/(1 + 0.023 \times 54272^{0.15} \times 14.5^{0.75}) = 0.532$$

$$h_{NB} = h_{NB1} F_b F_c = 3593 \times 1.4 \times 0.532 = 2670 \text{ W/m}^2\text{K}$$

El coeficiente de carcasa será entonces

$$h_o = h_{NB} + h_{TP} = 2670 + 500 = 3170 \text{ W/m}^2\text{K}$$

El coeficiente total será

$$U = (1/h_o + 1/h_{io} + Rf)^{-1} = (1/3170 + 1/8500 + 0.0004)^{-1} = 1200 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Verificación

$$q = U \cdot \Delta T = 1200 \times 44.4 = 53300 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Este valor coincide razonablemente con los 54272 W/m² en los que se basó el cálculo del h de ebullición. De lo contrario debería recalcularse el h_o

El área requerida del equipo será

$$A = Q/q = 470000/53693 = 8.80 \text{ m}^2$$

El equipo presenta un ligero defecto de superficie, que no amerita un nuevo cálculo.

Verificación de la máxima densidad de flujo de calor

El cálculo anterior es válido siempre que no se exceda la máxima densidad de flujo de calor correspondiente a la ebullición nucleada

Calculando q_{1max} con la ecuación (11-4-18) con p = 400 kPa y p_c = 3214 kPa se obtiene

$$q_{1\max} = 504000 \text{ W/m}^2$$

El factor de corrección debido a la geometría es $\phi_b = 3.1\psi$

$$\psi = \pi D_b L / A = \pi \times 0.240 \times 3.3 / 8.66 = 0.287$$

$$\phi_b = 0.89$$

$$\text{luego } q_{\max} = 0.89 \times 504000 = 448600 \text{ W/m}^2$$

Este valor es muy superior al utilizado en el diseño, por lo cual la geometría adoptada es satisfactoria

Ejemplo 11-6

Diseñar un rebullidor para las mismas condiciones de proceso que el ejemplo anterior pero con una capacidad de evaporación de 85100 kg/h. Analizar la conveniencia de utilizar un vapor de calefacción de mayor temperatura.

Solución

La carga térmica en este caso será, proporcionalmente al caso anterior:

$$Q = (85100/5000) \times 470 = 8000 \text{ kW}$$

En el caso del ejemplo anterior, se vio que la densidad máxima de flujo de calor era muy superior a la empleada en el diseño. Parecería por lo tanto, que es posible trabajar con vapor de mayor temperatura, lo que permitiría mayor densidad de flujo de calor.

Sin embargo, se trata de un equipo de mucha mayor capacidad, por lo que el factor geométrico ϕ_b y la máxima densidad de flujo de calor se reducen.

Supondremos que se sigue manteniendo el diseño con tubos de 3/4" (19 mm) separados 15/16" (23.8mm) en un arreglo triangular con tubos de 3.3m de longitud.

A fin de estudiar la influencia de la geometría en el diseño, se seguirá el siguiente procedimiento

- 1) Se supone un valor de q
- 2) Se calcula A = Q/q
- 3) Se calcula el número de tubos N = A / ($\pi D_o L$)
- 4) Con ayuda de la tabla del apéndice 9 se determina el diámetro del haz de tubos D_b
- 5) Se calculan ψ y ϕ_b
- 6) Se calcula q_{bmax} = q_{1max} · ϕ_b
- 7) Adoptando un factor de seguridad 0.7, si q > 0.7 q_{bmax} se debe suponer una densidad de flujo q menor. De lo contrario la densidad de flujo adoptada es aceptable
- 8) Para la densidad de flujo final, se calcula el ΔT necesario para la transferencia como $\Delta T = q/U$ (esto requiere calcular previamente el coeficiente U a través del cálculo de los coeficientes peliculares)
- 9) La temperatura requerida del vapor será T_h = T_c + $\Delta T = 113 + \Delta T$

Los resultados de las últimas iteraciones de los pasos 1 a 7 se muestran en la siguiente tabla

q	A	N	D _b mm	ψ	ϕ_b	q _{bmax}	0.7 q _{bmax}
100000	80	405	598	0.0774	0.24	121100	84700
65000	123	624	685	0.057	0.176	89056	62300 OK

Es decir que debe diseñarse con una máxima densidad de flujo de calor de aproximadamente 62300 W/m², y se requiere un rebullidor de 624 tubos de 3.3 m.

Cálculo del coeficiente de transferencia

Recalculando h_{NB1} y F_c con 62300W/m^2 resulta $h_{NB1}=3957$, $F_c = 0.527$

El factor geométrico F_b se calcula con $Db = 0.685$ usando la Expresión (11-4-16) y resulta $F_b = 1.94$

$h_{NB} = h_{NB1} \cdot F_b \cdot F_c = 3957 \times 1.94 \times 0.527 = 4045\text{ W/m}^2\text{K}$

$h_o = h_{NB} + h_{tp} = 4045 + 500 = 4545\text{ W/m}^2\text{K}$

$U = (1/h_{io} + 1/h_o + R_f)^{-1} = 1355\text{ W/m}^2\text{K}$

Luego

$\Delta T = q/U = 62300/1355 = 47^\circ\text{C}$

es decir que la temperatura máxima del vapor que se puede usar es de $113.3 + 47 = 160.3^\circ\text{C}$

11-4-3Rebullidor de Termosifón Horizontal

El mecanismo de transferencia de calor en un rebullidor de termosifón horizontal es esencialmente el mismo que en un rebullidor del tipo kettle y es aplicable la Ecuación (11-4-6)

Sin embargo, en este caso, es esperable que la contribución convectiva (h_{TP}) se vea incrementada por la mayor velocidad de circulación del líquido.

Se han propuesto varios modelos con diferentes grados de complejidad para tener en cuenta los efectos convectivos, por ejemplo el propuesto por Fair y Klip⁽²³⁾

No se dispone de la suficiente experiencia como para avalar estos métodos, por lo que, a modo conservador, se sugiere diseñarlos como kettle

11-4-4 Rebullidores de Flujo Axial

Estos son aquellos equipos en los que la ebullición tiene lugar dentro de los tubos, como en el caso del rebullidor de circulación forzada o el termosifón vertical.

En estos casos, tanto el coeficiente de transferencia de calor correspondiente a la ebullición, como la caída de presión por fricción dependen del número de Reynolds bifásico:

$$Re_{TP} = G.F.(1-x)Di/\mu_L$$

W es el caudal másico total que circula por el equipo.

En un rebullidor de circulación forzada, este caudal está impuesto por la bomba, pero en un termosifón, tal como se explicó en la Sección 11-4, W surge de un balance hidráulico del circuito, donde la fuerza impulsora que origina la circulación es la diferencia de densidades entre el líquido que alimenta al rebullidor y la mezcla de vapor y líquido dentro de los tubos.

Pero a su vez, la densidad de la mezcla, depende de la capacidad de transferencia de calor del equipo. Es decir que el cálculo térmico y el hidráulico están acoplados y no puede resolverse uno sin el otro.

El problema se ataca suponiendo un caudal y calculando para el mismo la superficie de transferencia de calor necesaria. Después se verifica el balance hidráulico del circuito, y se modifica el caudal supuesto de acuerdo al resultado de este balance repitiendo el cálculo hasta que cierre.

En cuanto a la fracción másica de vapor x , que figura en el Re_{TP} , la misma va variando a lo largo del equipo a medida que progresa la vaporización. Es decir que el Re_{TP} , y por lo tanto la caída de presión por unidad de longitud y el coeficiente de transferencia de calor también van cambiando a lo largo de los tubos.

Por lo tanto, el enfoque normal es dividir el equipo en intervalos lo suficientemente pequeños como para poder suponer que las condiciones del fluido son uniformes, y calcular para cada uno de ellos el área de transferencia y la caída de presión por fricción, y luego sumar los valores correspondientes a cada intervalo. El detalle del cálculo se explica en la Sección siguiente

Diseño de un termosifón vertical

Se debe diseñar un rebullidor de termosifón para lograr la vaporización de una masa W_v (kg/h) de una mezcla líquida que se encuentra en el fondo de una columna de destilación. Las condiciones del fondo corresponden a una presión p_A . A esta presión el líquido se encuentra a su temperatura de burbuja T_A

El caudal que ingresa al rebullidor W será mayor que el caudal a vaporizar debido a que hay que prever la recirculación.

Por lo general se trata de diseñar con relaciones de circulación W/W_v como mínimo de 4:1. Supondremos que se ha adoptado el caudal W. Como ya hemos explicado, se deberá verificar que el diseño del equipo permita lograr esta velocidad de circulación.

A la salida del rebullidor se tendrá entonces una fracción másica de vapor

$$x_E = \frac{W_V}{W} \quad (11-4-24)$$

Si el líquido es una mezcla de multicomponentes, a medida que dentro del rebullidor se produce la vaporización, hay un aumento de la temperatura de ebullición.

Por lo tanto, se debe contar con una curva de ebullición que represente, para distintas fracciones de vapor entre 0 y x_E, la cantidad de calor que se debe ir entregando al caudal W para lograr la evaporación del líquido, como así también las temperaturas que corresponden a los distintos puntos. Esta curva se puede calcular con la ayuda de un simulador de procesos, y se presentará en una tabla como la siguiente

x	T	ΔQ
0	t _A	0
.....
x _E	t _E
		Q=ΣΔQ

Debemos hacer notar que a lo largo del equipo, también la presión va cambiando, sin embargo, a los fines de calcular esta tabla, se suele despreciar el efecto de la variación de presión y se la calcula a la presión del fondo de la columna.

En muchos casos, sobre todo si la relación de circulación es grande, o el producto de fondo presenta poco rango de ebullición, puede prescindirse de esta tabla y suponerse que el fluido se evapora a temperatura constante. En este caso, la curva de ebullición será lineal y se puede expresar como

$$\Delta Q = \lambda \cdot W \cdot \Delta x \quad (11-4-25)$$

Donde λ es un calor medio de evaporación

Al igual que en otros casos de diseño, se debe suponer una geometría, y luego verificar que la misma permita lograr la transferencia de calor deseada. Es decir que supondremos que se ha adoptado el diámetro y número de tubos y el diámetro de la carcasa así como el caudal y temperaturas de fluido calefactor. Esto permite calcular el coeficiente de transferencia de calor del lado carcasa.

A fin de simplificar la explicación, se supondrá que el medio calefactor es vapor de agua, que evoluciona en forma isotérmica a su temperatura de condensación. Llamaremos T a la temperatura del vapor de calefacción.

Zona de simple fase

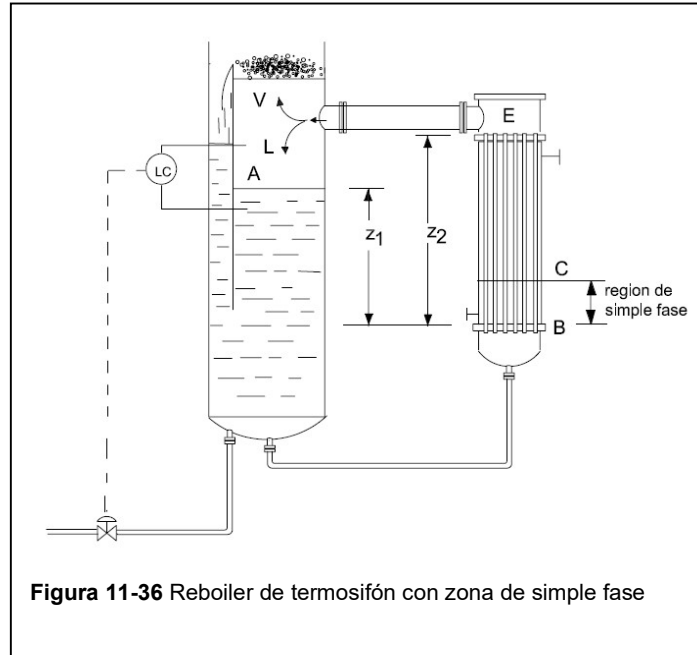
La explicación hace referencia a la Figura 11-36. El líquido que se encuentra en el fondo de la columna de destilación está a una presión p_A, y a la temperatura de burbuja T_A correspondiente a esta presión.

La presión del líquido al nivel de la placa de tubos inferior será p_B, y despreciando la pérdida por fricción en la tubería de ingreso al reboiler es

$$p_B = p_A + \rho_L \cdot g \cdot z_1 \quad (11-4-26)$$

Puesto que p_B es mayor que p_A, la temperatura de burbuja a p_B también es mayor que T_A, es decir que el líquido entra al rebullidor en estado subenfriado.

La primera zona del reboiler será por lo tanto, de transferencia de calor en simple fase líquida. Tal como se explicó en la Sección 11-3, (ver Figura 11-18), en algún momento comienza la producción de burbujas en la pared del tubo en un régimen de ebullición subenfriada, mientras el líquido continúa incrementando su temperatura hasta que en una sección, la temperatura media del líquido alcanza la temperatura de ebullición y comienza la zona de ebullición saturada.



Volviendo a la Figura 11-36 supongamos que la sección C corresponde al comienzo de la ebullición saturada. En esta sección, la presión p_C y la temperatura T_C corresponden a un punto de la curva de presión de vapor- temperatura. Esto ya fue explicado en la Sección 11-3 (ver Figura 11-20)

Las condiciones de presión y temperatura correspondientes al punto C, se pueden obtener realizando la intersección entre la curva de saturación (curva de presión de vapor vs temp), y la curva que representa la evolución presión-temperatura del líquido a medida que asciende por los tubos.

Si $t(z)$ representa la temperatura del fluido correspondiente a una coordenada z y $p(z)$ la presión, esta evolución está expresada por la ecuación

$$t_{(z)} - t_B = \frac{dt_{(z)}}{dz} \left(p_{(z)} - p_B \right) \quad (11-4-27)$$

En tanto que la curva de saturación será

$$t_{SAT(z)} - t_A = \left(\frac{dt}{dp} \right)_S (p - p_A) \quad (11-4-28)$$

Donde p es la presión de saturación a $t_{SAT(z)}$, y la derivada es la pendiente de la curva de saturación del líquido (curva de temperatura de burbuja vs presión). Esta también puede ser calculada con un simulador de proceso .

En el punto C, las dos últimas ecuaciones se deben satisfacer, y puesto que t_A es igual a t_B , ya que entre A y B no hay calentamiento, igualando las dos expresiones se tiene

$$\frac{p_B - p_C}{p_B - p_A} = \frac{\left(\frac{dt}{dp} \right)_S}{-\frac{dt/dz}{dp/dz} + \left(\frac{dt}{dp} \right)_S} \quad (11-4-29)$$

Las derivadas de la temperatura y presión respecto de z se pueden calcular fácilmente ya que se trata de una zona de simple fase líquida. (Si bien parte de esta zona corresponde a ebullición subenfriada, resulta conservador calcularla como de simple fase líquida) Entonces, con el caudal W se puede calcular el

coeficiente total de transferencia de calor U_{SP} para la zona de simple fase (single phase), y será

$$W.c_L .dt=(\pi.D_i .N.dz).U_{SP}.(T-t_A) \quad (11-4-30)$$

$$\therefore \frac{dt}{dz} = \frac{\pi.D_i.N.U_{SP}.(T-t_A)}{W.c_L} \quad (11-4-31)$$

Y la caída de presión será

$$dp= -\rho_L .g.dz+.dF+v.dv \quad (11-4-32)$$

Los últimos dos términos representan la pérdida por fricción y por aceleración. Para esta zona de simple fase líquida, estos dos términos se pueden despreciar y se tiene

$$\frac{dp}{dz} = -\rho_L .g \quad (11-4-33)$$

Entonces, con las ecuaciones anteriores es posible calcular la presión y la temperatura correspondiente al punto C de comienzo de la ebullición saturada.

La cantidad de calor correspondiente a la zona de simple fase será

$$Q_{SP}=W.c_L .(T_C -T_A) \quad (11-4-34)$$

Y el área de esta zona se puede calcular como

$$A_{SP} = \frac{Q_{SP}}{U_{SP} (T-t_A)} \quad (11-4-35)$$

La longitud de la zona de simple fase será

$$\Delta z_{SP} = A_{SP}/(\pi.D_o.N) \quad (11-4-36)$$

Debemos hacer notar que esta zona suele no ser significativa en el área del equipo. Por lo tanto, con frecuencia se la desprecia y se puede iniciar el cálculo en la zona de ebullición saturada asumiendo que $T_c = T_A$ y $p_c = p_B$.

Zona de ebullición saturada

Como se explicó en la Sección 11-3, el coeficiente de transferencia de calor en esta zona se calcula con la correlación de Chen. Para ello dividiremos el equipo en intervalos como los de la Tabla 11-2 y para cada intervalo, con el valor de x , se calculará el valor de Re_{TP} y con él los parámetros X_{tt} y S necesarios para el cálculo de los coeficientes h_N y h_{TP} .

Entonces para cada uno de los intervalos será

$$h_i = h_N + h_{TP} \quad (11-4-37)$$

$$h_{io} = h_i \frac{D_i}{D_o} \quad (11-4-38)$$

$$U = \left[\frac{1}{h_{io}} + \frac{1}{h_o} + Rf \right]^{-1} \quad (11-4-39)$$

Entonces se puede calcular el área de cada intervalo y su longitud como

$$\Delta A = \frac{\Delta Q}{U(T-t_{(z)})} \quad (11-4-40)$$

$$\Delta z = \frac{\Delta A}{\pi \cdot D_o \cdot N} \quad (11-4-41)$$

Conociendo el Δz se puede calcular la pérdida de presión por fricción correspondiente al intervalo. Esta se obtiene con las Ecuaciones (11-3-5) y (11-3-6).

Para cada intervalo se calcula el número de Reynolds para el líquido solo circulando por el sistema ($Re_L = W(1-x)Di/at \cdot \mu_L$), y con él se obtiene el factor de fricción de Fanning f_L . Luego, la pérdida de presión por fricción para el intervalo Δz se calcula como

$$\Delta p_f = \phi^2 \Delta p_L = 4\phi^2 f_L \frac{\Delta z}{Di} \frac{1}{2 \cdot \rho_L} \left(\frac{W(1-x)}{at} \right)^2 \quad (11-4-42)$$

La densidad de la mezcla bifásica para cada intervalo, se puede calcular como

$$\rho_{TP} = \rho_L \cdot R_L + \rho_V (1 - R_L) \quad (11-4-43)$$

Donde R_L se obtiene con las Expresiones (11-3-3) y (11-3-4)

Verificación del caudal de recirculación

Con referencia a la Figura 11-36

La presión p_B está dada por la Expresión (11-4-26) (despreciando pérdida por fricción en la cañería). Cuando el sistema alcanza su estado de régimen, el caudal W que circula por el circuito debe ser tal que la presión p_B sea la suma de:

- 1) Pérdidas por fricción en el reboiler
- 2) Presión hidrostática de la columna vapor líquido dentro del rebullidor
- 3) Pérdida de presión por aceleración
- 4) Presión a la salida

Veremos como calcular estos términos

1) Las pérdidas por fricción corresponden a la suma de

1a) Pérdidas por fricción en la zona de simple fase BC
Puede calcularse como

$$4 \cdot f \cdot \frac{\Delta z_{SP}}{Di} \frac{W^2}{2 \rho_L \cdot a_t^2} \quad (11-4-44)$$

Siendo f el factor de fricción para el flujo de líquido en la zona de simple fase. Esta pérdida de carga no es significativa y con frecuencia se desprecia

1b) Pérdidas por fricción en la zona de doble fase
Se calcula como $\Sigma \Delta p_f$ de todos los intervalos

1c) Pérdida por fricción a la salida
Lo calculamos como

$$\frac{W^2}{a_E^2 \rho_L} (1 - x_E)^2 \phi_E^2 \quad (11-4-45)$$

Donde a_E es el área de la boca de salida y ϕ_E^2 se calcula con la Ecuación (11-3-6) para la condición de salida

2) Presión hidrostática correspondiente a la columna de vapor y líquido.

También será la suma de la correspondiente a la zona de simple fase y a todos los intervalos de doble fase. Es decir: $\rho_L \cdot g \cdot \Delta z_{SP} + \sum \rho_{TP} \cdot g \cdot \Delta z$

3) Pérdida por aceleración

Debido a que la velocidad a la que la mezcla de vapor y líquido abandona el rebullidor es mucho mayor que la velocidad del líquido a la entrada, hay un término de aceleración que debe ser considerado (análogo al término $\Delta \rho v^2$ de la ecuación de Bernoulli). Este término se puede expresar como

$$\frac{W^2}{a_t^2} \left[\frac{x_E^2}{\rho_V \cdot R_{VE}} + \frac{(1-x_E)^2}{\rho_L \cdot R_{LE}} - \frac{1}{\rho_L} \right] \quad (11-4-46)$$

Donde el subíndice E se refiere a la condición de salida

4) Presión a la salida

Esta presión es p_A

Por lo tanto, la verificación hidráulica del circuito implica que se satisfaga la siguiente ecuación

$$\rho_L \cdot g \cdot z_i = 4 \cdot f \cdot \frac{\Delta z_{SP}}{D_i} \cdot \frac{W^2}{2 \rho_L \cdot a_t^2} + \sum \rho_{TP} \cdot g \cdot \Delta z + \sum \Delta p_f + \frac{W^2}{a_t^2} \left[\frac{x_E^2}{\rho_V \cdot R_{VE}} + \frac{(1-x_E)^2}{\rho_L \cdot R_{LE}} - \frac{1}{\rho_L} \right] + \frac{W^2}{a_E^2 \rho_L} (1-x_E)^2 \phi_E^2 \quad (11-4-47)$$

Limitaciones al flujo de calor

Como ya se señaló en la Sección 11-3, también en el caso de ebullición en el interior de tubos deben ponerse límites de validez a las correlaciones. Estos límites corresponden al inicio de la zona de transición.

Una correlación simple para predecir el máximo flujo de calor es la expresada por la Ecuación (11-3-32). Por lo tanto, si la máxima densidad de flujo de calor obtenida del cálculo supera el valor previsto por la Ecuación (11-3-32) se debe disminuir la temperatura del medio calefactor.

Nuevamente, en este caso, pueden adoptarse los valores sugeridos por Kern, como limitantes del flujo de calor (94600 W/m² para fluidos acuosos y 37800 W/m² para orgánicos). Normalmente estos valores son considerados excesivamente conservadores y suelen conducir a diseños sobredimensionados.

Cuando se trabaja a bajas presiones, si el ΔT se incrementa por encima de cierto valor, puede presentarse otro fenómeno que consiste en una inestabilidad hidráulica que provoca un flujo pulsante en el circuito del rebullidor.

Este efecto fue estudiado por Blumenkrantz⁽²⁴⁾ y la conclusión es que esta limitación puede estabilizarse aumentando la resistencia de fricción en la cañería de entrada al rebullidor, ya sea con el agregado de una válvula o usando un diámetro menor.

Sin embargo, a presiones moderadas la temperatura crítica que provoca la transición de régimen se alcanza antes que ocurra esta inestabilidad hidráulica, y por lo tanto la limitación al ΔT está dada por la Ecuación (11-3-32).

Si la densidad de flujo de calor o la fracción de vapor a la salida del rebullidor son demasiado pequeñas, también puede tenerse una operación poco satisfactoria. Esto se debe a que, en estos casos, el efecto de termosifón puede ser muy pequeño como para lograr una recirculación predecible. Por lo tanto, se recomienda no diseñar con densidades de flujo de calor menores que 5000 W/m². Si esta condición no se puede lograr porque se dispone de un ΔT muy pequeño, es preferible la utilización de un rebullidor de circulación forzada o del tipo kettle.

El otro límite que debe verificarse es que no se alcance a la salida una fracción de vapor lo suficientemente grande como para llegar al flujo de niebla. Una correlación que fue presentada para predecir el flujo de niebla está dada por la Ecuación (11-3-31)

Por lo tanto, la recomendación es calcular la densidad de flujo másico, y si esta resulta ser, en la

condición de salida, mayor que la calculada con la Ecuación (11-3-31) se debe ajustar el diseño de modo de trabajar con mayor relación de recirculación. Esta es otra de las razones por la cual se recomienda no diseñar con relaciones de recirculación ($W:W_v$) menores que 3:1 en el caso de hidrocarburos o 10:1 en caso de agua

Ejemplo 11-7

Se debe diseñar un rebullidor de termosifón vertical para producir la vaporización de 4138 kg/h del líquido de fondo de una columna de destilación. La temperatura de fondo de la columna es de 142.1°C y la presión 1261 kPa.

Se dispone de la siguiente curva de ebullición, obtenida con un simulador de procesos, a 1261 kPa, suponiendo un caudal de entrada al rebullidor de 12143 kg/h (lo cual significa una relación de recirculación de aproximadamente 3:1)

Q (kW)	Temperatura	fracción de vapor x (kg/kg)
0	142	0
82	146.2	0.0682
164	148.1	.1364
246	151.28	.2046
328	153.2	.2728
410	156.4	.34

Las siguientes propiedades físicas de vapor y líquido pueden suponerse constantes en todo el rango de trabajo

	Vapor	Líquido
Calor específico (J/kg.K)	2400	3010
Viscosidad (cp)	vapor 0.01	líquido 0.1
Conductividad térmica (W/m.K)	0.027	0.055
Densidad (kg/m ³)		510
Presión crítica kPa		3167
Peso molecular	70	
Calor latente (J/kg)	234	

Pendiente de la curva de presión de vapor del líquido de fondo de la torre (curva de temp de burbuja): 0.039°C/kPa

BR=Rango de ebullición de la mezcla (diferencia entre temp de rocío y de burbuja)=18°C

Con el peso molecular se puede calcular la densidad del vapor $\rho_v = M.p/z.R.T = 25.635 \text{ kg/m}^3$

El medio de calefacción es vapor de agua. Se supondrá una temperatura de condensación de 187°C. Se realizará el diseño usando tubos de diámetros externo e interno de 19 y 14.4 mm respectivamente. Se adoptará una resistencia de ensuciamiento de 0.00027 m².K/W. Diseñar el equipo y calcular la altura de líquido necesaria para lograr esa relación de circulación.

Solución

Adoptaremos 42 tubos y calcularemos el largo de los mismos.

La densidad de flujo de masa será

$$G = W / (N \cdot \pi \cdot D_i^2 / 4) = 12143 / (3600 \times 42 \times 0.0144^2 \times (3.14/4)) = 493 \text{ kg/sm}^2$$

En primera aproximación podemos suponer despreciable la zona de simple fase líquida. Esto implica aceptar que el líquido ingresa al equipo a su temperatura de burbuja y desde el primer momento se tiene un régimen de ebullición saturada. Luego se ajustará el cálculo.

Si se quisiera calcular el coeficiente h_N usando la Ecuación (11-3-29), sería necesario conocer de antemano un valor de q . Puesto que dicho valor no se conoce, debe realizarse un cálculo iterativo. Supondremos en primer lugar un valor para q y con él se calculará h_N . Al final del cálculo se puede verificar este valor e iterar de ser necesario. Supondremos $q = 45000 \text{ W/m}^2$

También con $q = 45000 \text{ W/m}^2$ se calcula el factor de corrección por rango de ebullición $FC = 0.499$ (Ecuación 11-4-17)

La siguiente tabla resume el cálculo para los distintos intervalos

intervalo		1	2	3	4	5
ΔQ (kW)		82	82	82	82	82
t		144.1	147.14	149.7	152.2	154.8
ΔT	T-t = 187-t	42.8	39.85	37.5	34.75	32.2
x		0.0341	0.1023	0.1705	0.2387	0.3064
X _{tt}	Ecuación (11-3-3)	5.722	1.993	1.722	0.8016	0.588
F	Fig 11-22	1.170	1.835	2.463	3.105	3.875
Re _L	$G(1-x)D_i/\mu_L$	68623	63778	58932	54087	49278
Re _{TTP}	Re _L F ^{1.25}	83516	136237	181867	222981	260207
h _{TTP} (W/m ² K)	Ecuac (11-3-24)	1348	1995	2514	2959	3348

S	Fig 11-24	0.408	0.28	0.217	0.179	0.154
h_N (W/m ² K)	Ecuac (11-3-29) Con q = 45000 W/m ²	1236	848	658	543	467
$h_{N,FC}$		617	423	328	271	233
h_i (W/m ² K)	Ecuac (11-4-37)	1966	2419	2842	3231	3582
h_{io} (W/m ² K)	Ecuac (11-4-38)	1490	1833	2154	2448	2715
U	Ecuac (11-4-39)	945	1072	1174	1256	1323
ΔA (m ²)	Ecuac (11-4-40)	2.02	1.92	1.87	1.88	1.93

El área total será $A = \Sigma \Delta A = 9.62$ m²

La longitud de tubos debería ser $L = A / (\pi \cdot N \cdot Do) = 9.62 / (3.14 \times 42 \times 0.019) = 3.84$ m

La densidad promedio de flujo de calor es $410 / 9.62 = 42618$ W/m²

Obsérvese que la importancia del h_N en el cálculo del h_i no es demasiado significativa, por lo que no se considera necesario realimentar este valor en lugar del supuesto de 45000 W/m²

Verificación de la máxima densidad de flujo de calor

Se verificará la máxima densidad de flujo de calor con la (11-3-32)

$$q_{max} = 23600(0.0144^2/3.84)^{0.35} \cdot 3167^{0.61} (1261/3167)^{0.25} (1-1261/3167) = 49123 \text{ W/m}^2 > 42618 \quad \text{OK}$$

Verificación de flujo de niebla a la salida

Se verificará que no haya flujo de niebla a la salida con la Ecuación (11-3-31)

$$G = 2441 \cdot X_{ttE} = 2441 \times 0.512 = 1251 > 493 \quad \text{OK}$$

Cálculo de la altura de la pierna de líquido necesaria para lograr la recirculación deseada

Calcularemos en primer lugar la caída de presión por fricción y debidas al peso de la columna vapor-líquido

intervalo		1	2	3	4	5
Δz	Ecuac (11-4-41)	0.808	0.766	0.747	0.750	0.768
X _{tt}	Ecuac (11-3-3)	5.722	1.993	1.722	0.8016	0.588
$X' = 1/X_{tt}$		0.174	0.501	0.580	1.247	1.700
RL	Ecuac (11-3-4)	0.461	0.291	0.225	0.186	0.159
ρ_{TP}	Ecuac (11-4-43)	249	166	135	116	103
$\rho_{TP} \cdot g \cdot \Delta z$		1971	1252	988	852	773
ϕ^2	Ecuac (11-3-6)	4.7	11.78	19.64	28.73	39.55
f	Ecuac (7-4.9)	0.0059	0.0060	0.0061	0.0063	0.0064
Δp_f	Ecuac (11-4-42)	1055	2206	3117	3934	4705

La pérdida total por fricción será $\Sigma \Delta p_{fi} = 15016$ Pa

La altura hidrostática total será $\Sigma \rho_{TP} \cdot g \cdot \Delta z = 5836$ Pa

La pérdida por fricción en la boca de salida puede ser calculada con la Ecuación (11-4-45).

a_E es el área de la boca de salida del rebullidor. Asumiendo un diámetro de 0.2m (8") $a_E = 0.0314$ m²

Aplicando la ecuación mencionada se obtiene 451 Pa

La pérdida por aceleración se calcula con la 11-4-46 donde el subíndice E se refiere a las condiciones de salida (para una fracción de vapor de 0.34). Se obtiene un valor de 2217 Pa

Por lo tanto

Presión hidrostática de la columna líquido-vapor	5836 Pa
Pérdida por fricción a la salida	451 Pa
Pérdida por aceleración	2217 Pa
Pérdida por fricción en tubos	15016 Pa
Total	23521 Pa

Por lo tanto, de acuerdo a la Ecuación (11-4-47), se requiere un valor $z_1 = 23521 / (g \cdot \rho_L) = 23521 / (9.8 \times 510) = 4.71$ m

Si los tubos se construyen con 3.84 m como fue calculado, esto significa que, para lograr la tasa de recirculación deseada se debería operar con un nivel de líquido dentro de la columna ubicado 0.9m por encima de la placa de tubos superior.

Esto implicaría que el líquido estaría bloqueando la boca de retorno del rebullidor.

Por lo tanto, es necesario modificar el diseño.

Con la ayuda de una planilla de cálculo, es fácil modificar el diseño cambiando el número de tubos a 50

La siguiente tabla resume los cálculos térmicos obtenidos

intervalo		1	2	3	4	5
F	Fig 11-22	1.170	1.835	2.463	3.105	3.875
Re _L	G(1-x)Di/μ _L	57643	53573	49503	45433	41393
Re _{TP}	Re _L F	70153	114439	152768	187304	218573
h _{TP} (W/m ² K)	Ecuac (11-3-24)	1173	1735	2186	2574	2912
S	Fig 11-23	0.458	0.322	0.253	0.211	0.182
h _N FC (W/m ² K)	Ecuac (11-3-29b) Con q = 45000 W/m ²	644	454	357	297	257
h _i (W/m ² K)	Ecuac (11-4-37)	1817	2189	2543	2871	3169
h _{io} (W/m ² K)	Ecuac (11-4-38)	1377	1659	1928	2176	2402
U	Ecuac (11-4-39)	898	1010	1103	1180	1244
ΔA (m ²)	Ecuac (11-4-40)	2.13	2.04	1.99	2.00	2.05
A = ΣΔA	10.12m ²					

Longitud de tubos requerida para transferencia de calor : $10.12/(50 \times \pi \times 0.019) = 3.42$ m
 Los resultados obtenidos de los cálculos hidráulicos son los siguientes

Presión hidrostática liq+ vapor	5194
Perdida por fricción a la salida	451
Perdida por aceleración	1564
Pérdida por fricción en tubos	9854
Total	17063

Altura de líquido requerida para la circulación: $17063/(9.8 \times 512) = 3.41$ m, lo cual resulta aceptable.

Ejemplo 11-8

Calcular la longitud de la zona de simple fase para el ejemplo anterior (con los 50 tubos)

Solución

Utilizando la Ecuación (11-4-29) y la nomenclatura de la Figura 11-37

$$\Delta Z_{SP} = 3.14 \text{m} \frac{(dt/dp)_s}{-\frac{dt/dz}{dp/dz} + (dt/dp)_s} = \frac{0.039}{-\frac{dt/dz}{dp/dz} + 0.039}$$

En la zona de simple fase h_i se calcula con la (11-3-24) con F=1. Se obtiene h_i = 1002 W/m²K
 h_{io} = 759 W/m²K

$$U = (1/759 + 1/8500 + 0.00027)^{-1} = 586 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$dt/dz = \pi \cdot Do \cdot N \cdot U \cdot (T-t) / W \cdot c_L = \pi \times 0.019 \times 50 \times 586 \times (187-142) / ((12143/3600) \times 3010) = 7.74^\circ\text{C/m}$$

$$dp/dz = -\rho_L \cdot g = -510 \times 9.8 = -4998 \text{ Pa/m} = -4.99 \text{ kPa/m}$$

$$\Delta Z_{SP} = 3.14 (0.039 / ((7.74/4.99) + 0.039)) = 0.077 \text{ m}$$

La temperatura a la que comienza la ebullición será t_C = t_B + dt/dz. ΔZ_{SP} = 142.6°C

Vemos que la longitud de la zona de simple fase es despreciable frente a la longitud del tubo, lo que verifica la suposición que se había realizado.

De lo contrario, se debería agregar esta longitud al valor calculado para la zona de ebullición convectiva.

Rigurosamente hablando, después se debería rehacer el cálculo de la zona de ebullición convectiva, ya que la temperatura de comienzo de la ebullición es diferente de la temperatura de entrada al rebullidor.

Sin embargo las variaciones que se obtienen son muy poco significativas y no se justifica el esfuerzo.

En los equipos que trabajan a muy bajas presiones (evaporadores al vacío) la zona de simple fase puede ser importante y se le debe prestar especial atención.

Nomenclatura tema 11

a_t = área de flujo de un tubo (m²)

B	= constante definida por Ecuación. (11-1-19) (K.m)
C _{SF}	= coeficiente de la Ecuación (11-2-6) (adimensional)
D	= Diámetro (m)
D _d	=diámetro de burbuja al desprenderse (m)
F	= factor de corrección. de la ecuación de Chen (11-3-23)
G	= densidad de flujo másico (kg/s)
g	= aceleración de la gravedad (m/s ²)
i	= entalpía por unidad de masa (J/kg)
i	= entalpía por unidad molar (J/mol) o (J/kmol)
h	= coef. pelicular (W/m ² K)
h _L	= coef de de convección monofásica calculado como si todo el caudal circulara como líquido (W/m ² K)
h _N	= coef. de convección debido al mecanismo de nucleación (W/m ² K)
h _{TP}	= coef de convección forzada bifásica (W/m ² K)
h _{fb}	= coeficiente de ebullición en película (W/m ² K)
k	= conductividad térmica (W/mK)
M	= peso molecular (kg/kmol)
m	= exponente Ecuación (11-2-6) (adimensional)
n	= exponente Ecuación (11-2-6) (adimensional)
Nu	= Número de Nusselt (adimensional)
Nu _N	= número de Nusselt basado en h _N , (adimensional)
p	= presión (N/m ²)
p _c	= presión crítica (N/m ²) (En las ecuaciones dimensionales de Mostinsky las presiones se expresarán en kPa)
p _G	= presión de equilibrio (de saturación) a la temperatura T _G (N/m ²)
p _F	= presión del sistema descrito en la Sección (11-1) (N/m ²)
Pr	= número de Prandtl (adim)
q	= densidad de flujo de calor en la interfase (W/m ²)
q _N	=contribución a q debida al efecto de nucleación (W/m ²)
q _C	= contribución a q debida al efecto convectivo (W/m ²)
r	= radio de la burbuja (m)
r _c	= radio crítico de la cavidad (m)
r _b	= radio característico definido por la Ecuación (11-3-8) (m)
R	= constante de los gases (N.m/K.mol)
Re	= Número de Reynolds (adimensional)
Re _L	= Número de Reynolds si sólo el líquido circulara por la cañería (adimensional)
Re _{TP}	= Número de Reynolds para el flujo bifásico (adimensional)
R _L	= Fracción volumétrica del tubo ocupada por el líquido (adimensional)
R _V	= Idem por el vapor (adimensional)
S	= factor de supresión de Chen (adimensional)
T	= temperatura (genérica. o del medio caliente) (K)
T _G	= Temperatura del sistema definido en la Sección 11-1 (K)
t _F	= Temperatura en el seno del líquido (K)
T _{SAT}	= Temperatura de saturación para la presión a la que se encuentra el sistema.. (K) -
T _{WCEN}	= Temperatura de pared a la que se inicia la nucleación (K)
v _V	= Volumen específico de vapor (m ³ /kg)
v _L	= Volumen específico de líquido (m ³ /kg)
v _{VSAT}	= Volumen específico de vapor saturado (m ³ /kg)
x	= Título del vapor (Caudal másico de vapor/caudal másico total)
X _{tt}	= Parámetro de Lokhardt Martinelli (Ecuación 11-3-3) (adimensional)
X'	=Inverso de X _{tt} (adimensional)
ΔT _{SAT}	=Diferencia entre la temperatura de pared y la de saturación (K)
Δp _{SAT}	=Diferencia entre las presiones de vapor a la temperatura de pared y a la de saturación (K)
ΔT _{fb}	= Diferencia de temperatura en el comienzo de la ebullición en película estable
σ	=Tensión interfacial (N/m)
λ	=Calor de vaporización (J/kg)
δ	=Espesor de capa límite (m)
θ	=Angulo de contacto de la burbuja (° o radianes)
φ ²	=Factor de corrección definido por la Ecuación (11-3-5)

Φ	=Factor de corrección por el ángulo de contacto de la burbuja
ρ	=densidad (kg/m ³)
μ	=viscosidad (kg/ms)
β	=coef de dilatación (1/K)

Subíndices

L= Líquido

V= vapor

TP= bifásico

i= interno

o= externo

Bibliografía

- (1) Thomson, W Phil Mag (4) **42**, 448 (1871)
- (2) Hsu, Y.Y , *On the size of range of active nucleation cavities on a heating surface* -Trans ASME J of Heat Transfer **84**,207 (1962)
- (3) Han C.Y y Griffith P. *The mechanism of heat transfer in nucleate pool boiling* - Int Journal of Heat and Mass Transfer Vol 8 N°6 pp 887-904 (1965)
- (4) Collier, J- *Convective Boiling and Condensation*- Mc Graw Hill 1972
- (5) Fritz, W Phys Z, *Berechnung des Maximal Volume von Dampfblasen* -**36**, 379 (1935)
- (6) Vachon, R *Trabajo presentado al US Nat Heat Transfer Conf. Seattle-* Paper 67-HT-34 (Ago 1967)
- (7) Rohsenow, W *A method of correlating heat transfer data for surface boiling of fluids* -Trans ASME , **74**: 969 (1952)
- (8) Forster H, Zuber,N *Bubble dynamics and boiling heat transfer* -AIChE Journal **1**, 532, (1955)
- (9) Bromley L.A *Heat Transfer in stable film boiling* Chem. Eng. Progr. **46**, 221-227 (1950)
- (10) Alves,G Chem Process Eng **50**, (9) 449-456 (1964)
- (11) Dengler y Addoms *Heat transfer mechanism for vaporization of water in a vertical tube* Chem. Eng. Progr. Symp. Series **57**, 18, 95-103 (1956)
- (12) Mostinsky I.L *Application of the rule of corresponding states for the calculation of heat transfer and critical heat flux* - Toploenergetika A.66 (1963) (Abstract en inglés en Br Chem Eng Vol 8 N° 8 1963)
- (13) Mc Nelly *A correlation of the rates of heat transfer to nucleate boiling liquids* J. Imp Col Chem Eng Soc **7**, 190, (1973)
- (14) Stephan K y Abdelsalam M *-Heat Transfer correlation for natural convection boiling* Int Journal of Heat and Mass Transfer **25**, 73-85, (1979)
- (15) Lokhardt R.W y Martinelli R *Proposed correlation of data for isothermal two phase two components flow in pipes* Chem Eng. Progr **45**, 39, (1945)
- (16) Fair, J *What you need to design thermosiphon reboilers* Petroleum Refiner **39**, 2 , 105-123 (1960)
- (17) Chen, J *Correlation for boiling heat transfer to saturated fluids in convective flow* I&EC Process Design and Developments **5**(3): 322-329 Julio 1960
- (18) Zuber, N *On the stability of boiling heat transfer* Trans ASME 80:711, 1958
- (19) Zuber N., Tribus M., Westwater J.W *The hydrodynamic crisis in pool boiling of saturated and subcooled liquids* Int Dev Heat Transfer Vol 2 p 230 (1961)
- (20) Kutateladze,S.S *A hydrodynamic theory of changes in the boiling process under free convection* Izv Akad. Nauk SSSR Otd Tekh Nauk N°4 p 529 (1951)
- (21) Palen,J.W ,*Heat Exchangers Design Handbook*- Hemisphere Publishing Corp (1983)
- (22) Palen, J.W y Small A *new way to design kettle and internal reboilers* Hydrocarbon Processing Vol 43 N°11, 199 ,1964
- (23) Fair.J y Klip, A *Thermal design of horizontal reboilers* ChemEngProgr, March 1983 pp83-96
- (24) Blumenkrantz A, Taborek,J *Application of stability analysis for design of natural circulation boiling system and comparison with experimental data* AIChE, Symp Series Vol 68 no 118 (1971)
- (25) *Technical Data Book Petroleum Refining* American Petroleum Institute, Washington D.C- Procedures 4D4.1 (1980), 4D3.1 (1980)
- (26) *Engineering Data Book – Gas Processors Suppliers Association*- 11th edition (1998)
- (27) Perry- *Chemical Engineers Handbook*- Mc Graw Hill
- (28) Cichelli, Bonilla, *Heat Transfer to boiling liquids under pressure*- Trans AIChE Vol 41 p 755,1945
- (29) Frederking and Clark, *Natural Convection Film Boiling on a Sphere – Adv Cryogenics Eng , Vol 8 p 501, 1963*
- (30) Kern, D. *“Process Heat Transfer”* New York' Mc. Graw Hill - 1954

12- Radiación Térmica

12-1 Transmisión de Calor por Radiación a Través de Medios Transparentes.

12-1-1-Naturaleza de la Energía Radiante

La radiación es un modo de transmisión de calor que, a diferencia de la conducción y convección, no necesita de un medio físico para propagarse. Es decir que la energía es transmitida desde una fuente a un elemento receptor aunque en el medio exista vacío absoluto. Más aún, si en el medio hay un gas como vapor de agua o dióxido de carbono, parte de la energía será absorbida por el mismo, y llegará menos energía al receptor. En general la radiación se propaga mejor en el vacío que en un medio ya sea sólido, líquido o gaseoso. La radiación es una forma de energía que se propaga mediante ondas electromagnéticas con una velocidad igual a la de la luz. Puede ser producida tanto por sólidos como por líquidos y gases y consiste en una emisión de fotones cuya energía es función de la frecuencia.

Para que un cuerpo pueda ser emisor de esa energía, previamente sus átomos o moléculas deben haber sido llevados a un estado excitado por una cesión anterior de alguna forma de energía.

La emisión de radiación por parte de un cuerpo, hace disminuir la energía de sus átomos o moléculas, tendiendo a restablecer su nivel normal a través de una modificación en la energía vibratoria o rotatoria de las moléculas, salto de electrones a orbitales de menor energía o disminución en la energía del núcleo.

Debido a estos diferentes mecanismos, la radiación puede estar compuesta por fotones de muy diferente energía, es decir que la radiación consta de una amplia gama de frecuencias y el cuerpo puede emitir un espectro continuo.

El espectro no se extiende uniformemente desde $\lambda = 0$ hasta $\lambda = \text{infinito}$, pues la energía se encuentra concentrada en una cierta región. El espectro completo de longitudes de onda de la radiación electromagnética se extiende desde $\lambda = 10^{-13}$ metros (rayos cósmicos) hasta valores superiores a 1000 metros (ondas largas de radio).

De todo este espectro, existe una porción relativamente angosta que está asociada a la energía térmica del cuerpo emisor. (Es decir la energía interna que se manifiesta en el observable macroscópico que es la temperatura). Este intervalo es el comprendido entre 0,5 y 50 micrones.

Todos los cuerpos, como consecuencia de su temperatura, emiten radiación dentro de este intervalo. Cuanto mayor sea la temperatura de un cuerpo, mayor será la cantidad de energía radiante emitida en esas longitudes de onda. (También se modifica la distribución de esa energía en el espectro de longitudes de onda). Llamaremos radiación térmica a la energía radiante emitida por los cuerpos como consecuencia de su propio nivel térmico.

Dentro del intervalo de longitudes de onda correspondiente a la radiación térmica, se encuentra una banda muy angosta (entre 0.4 y 0.7 micrones) en el que la radiación puede afectar al nervio óptico. Este intervalo corresponde a la radiación visible.

Cuando un cuerpo, como consecuencia de su temperatura, emite una cantidad importante de radiación dentro del espectro visible, aparece luminoso, (Por ejemplo un filamento de una lámpara incandescente, una llama, un hierro calentado al rojo etc.)

En cambio, los cuerpos fríos, emiten poca energía dentro del rango visible y carecen de luminosidad propia. Pueden en cambio, reflejar la luz proveniente de otras fuentes calientes. Cuando observamos un objeto iluminado por una fuente luminosa (por ejemplo la luz solar), la radiación que vemos no es la emitida por el cuerpo sino la radiación de la fuente.

El proceso inverso a la emisión tiene lugar cuando un haz de energía radiante incide sobre un cuerpo. En este caso, se produce un aumento del nivel energético de los átomos o moléculas por absorción de la radiación incidente.

Esta absorción, se produce en un sólido, a una distancia pequeña de la superficie. En los líquidos, la radiación es capaz de atravesar una distancia mucho mayor, la que a su vez es muy considerable en el caso de los gases.

No todos los gases absorben la radiación térmica. Los gases elementales (N_2, H_2, O_2), no absorben

la radiación en forma apreciable. Gases como el CO₂ y el H₂O lo hacen en bandas definidas del espectro en cambio los líquidos y sólidos emiten y absorben radiación de toda longitud de onda.

Así como la emisión de radiación térmica tiende a hacer bajar la temperatura del emisor, (a menos que éste esté a su vez recibiendo energía de otra fuente), la absorción de radiación tiende a hacer crecer la temperatura del receptor.

Cuando un cuerpo se encuentra a una cierta temperatura en estado estacionario, es porque ha alcanzado un nivel térmico tal que la energía que está emitiendo iguala a la que absorbe de otras fuentes. Cuando dos cuerpos se encuentran enfrentados, habrá una transmisión neta de energía desde el cuerpo más caliente hacia el más frío,

Si los dos cuerpos alcanzan el equilibrio térmico, la energía emitida por cada uno de ellos será igual a la que absorbe del otro. No hay transferencia neta de energía. Esta condición se da cuando las temperaturas de ambos cuerpos se igualan.

Es evidente, entonces, que aquellos cuerpos que sean capaces de emitir mayor cantidad de energía a una cierta temperatura, también deben ser capaces de absorber en mayor proporción, pues esta es la única forma de que puedan alcanzar el equilibrio térmico con otros cuerpos que no sean tan buenos emisores.

Un cuerpo puede alcanzar un estado estacionario en un sistema cuando absorbe igual cantidad de energía que la que emite. Por ejemplo, un cuerpo expuesto a la radiación solar, está intercambiando energía con el sol, que actúa como fuente, y también con el resto del mundo que lo rodea. Es posible que así llegue a alcanzar una temperatura más alta que la del ambiente (caso de un cuerpo que permanece al rayo del sol en verano). En este sistema, el sol actúa como fuente de energía (emite más de lo que recibe); el cuerpo en cuestión logra un estado estacionario (lo que emite igual a lo que recibe); y el resto del mundo se comporta como receptor final de energía.

Existen otras longitudes de onda de radiación electromagnética, que son capaces de producir un aumento de temperatura del cuerpo que las absorbe. Por ejemplo las microondas empleadas en la cocción de alimentos poseen longitudes de onda del orden de 10⁹ metros. Sin embargo, estas radiaciones no son producidas por una fuente caliente, sino que son generadas por osciladores electrónicos. Por lo tanto, no pertenecen al campo de las radiaciones térmicas. La absorción y emisión de este tipo de radiaciones, responde a mecanismos distintos y no serán estudiados aquí.

13-1-2 Coeficiente de Absorción, Emisión y Transparencia

Cuando un haz de radiación térmica incide sobre una superficie, parte es absorbida, parte reflejada y parte transmitida a través del medio. La fracción absorbida es el coeficiente de absorción α , la fracción reflejada es el coeficiente de reflexión ρ y la fracción transmitida es el coeficiente de transmisión τ . Estos valores están relacionados entre sí por medio de

$$\alpha + \rho + \tau = 1 \quad (12-1-1)$$

Los valores relativos de estos coeficientes dependen del material del que está constituido el cuerpo y del estado de su superficie. En un sólido opaco, un haz incidente es capaz de penetrar solo una distancia muy pequeña dentro del mismo. Esta distancia es del orden del micrón para los metales. La radiación absorbida aumenta la temperatura de la zona inmediatamente adyacente a la superficie y luego el calor penetra dentro del cuerpo por conducción. Puede pensarse por lo tanto, que todo el proceso tiene lugar en la superficie, cumpliéndose para un sólido opaco que

$$\alpha + \rho = 1 \quad (12-1-2)$$

Se llama cuerpo blanco a aquel para el cual α y ρ son nulos, o sea $\tau = 1$. Un cuerpo que se comporta aproximadamente como un cuerpo blanco es un vidrio. Un cuerpo de $\rho = 1$ es un espejo.

Un vidrio no es un cuerpo blanco perfecto. El hecho de que se caliente con la radiación solar indica que su coeficiente de absorción no es nulo.

Se llama cuerpo negro a aquel cuerpo que absorbe toda la energía incidente. Es decir que para el cuerpo negro $\alpha = 1$. En general para cuerpos reales, $\alpha < 1$, lo cual indica que el cuerpo refleja parte de la energía incidente.

El coeficiente de absorción depende de la naturaleza del cuerpo, de su temperatura, y de la naturaleza de la radiación que recibe. Es decir que un cuerpo determinado, exhibirá distinto valor del coeficiente de absorción cuando se cambie la fuente de la cual dicho cuerpo está absorbiendo energía.

12-1-3 Ley de Kirchoff

Sea un espacio cerrado, de grandes dimensiones, en cuyo interior se encuentra un sólido a, de superficie A_a . (Figura 12-1).

Dicho cuerpo se encuentra en equilibrio térmico con las paredes de la cavidad, la cual se supone perfectamente aislada y sin que exista en ella otra sustancia que el sólido a.

Sea t la temperatura del sistema en equilibrio. Tanto el sólido como las paredes de la cavidad emiten energía radiante. Llamaremos W_a , (poder emisor del cuerpo a,) a la energía emitida por el sólido por unidad de tiempo y unidad de área.

Sea I , la energía que incide sobre la superficie del cuerpo proveniente de las paredes de la cavidad por unidad de tiempo y por unidad de área del sólido.

Por lo tanto, el sólido emite una energía $A_a W_a$, y absorbe una energía $A_a \alpha_a I$ siendo α_a el coeficiente de absorción del sólido a para la radiación proveniente de la cavidad.

Dado que habíamos supuesto que el sistema se encontraba en equilibrio térmico será

$$A_a \cdot W_a = A_a \cdot \alpha_a \cdot I \quad (12-1-3)$$

es decir

$$I = \frac{W_a}{\alpha_a} \quad (12-1-4)$$

Si ahora reemplazamos al sólido a por otro sólido c, de area A_c , a la misma temperatura que la cavidad, (reservamos la letra b para designar al cuerpo negro) , será

$$I = \frac{W_c}{\alpha_c} \quad (12-1-5)$$

Puesto que habíamos supuesto que las dimensiones de la cavidad son muy grandes frente a las del sólido, podemos suponer que la presencia del sólido no afecta el comportamiento de la cavidad, con lo que el valor de I permanece constante al cambiar el cuerpo.

Entonces

$$\frac{W_a}{\alpha_a} = \frac{W_c}{\alpha_c} = \frac{W_i}{\alpha_i} = I \quad (12-1-6)$$

Esta relación es válida siempre que los cuerpos a, c, i, tengan igual temperatura que la cavidad, es decir en equilibrio térmico.

Esta expresión se conoce como ley de Kirchoff, y establece que el cociente entre el poder emisor de un cuerpo y el coeficiente de absorción de dicho cuerpo para la radiación proveniente de una cavidad a su misma temperatura es constante,

Esto significa que el cuerpo que más energía es capaz de absorber también debe ser el mejor emisor pues para alcanzar el equilibrio térmico con otros cuerpos necesita desprenderse de toda la energía que absorbe.

En particular, si ubicamos dentro de la cavidad a un cuerpo capaz de absorber toda la energía que recibe (cuerpo negro), será

$$I = \frac{W_a}{\alpha_a} = \frac{W_c}{\alpha_c} = \frac{W_b}{1} \quad (12-1-7)$$

Puesto que para cualquier otro cuerpo distinto del cuerpo negro, α es siempre menor que 1, la Ecuación (12-1-7) muestra que el cuerpo negro es el máximo emisor a la temperatura considerada.

Se llama emisividad de un cuerpo, (ϵ) al cociente entre el poder emisor de dicho cuerpo y el poder

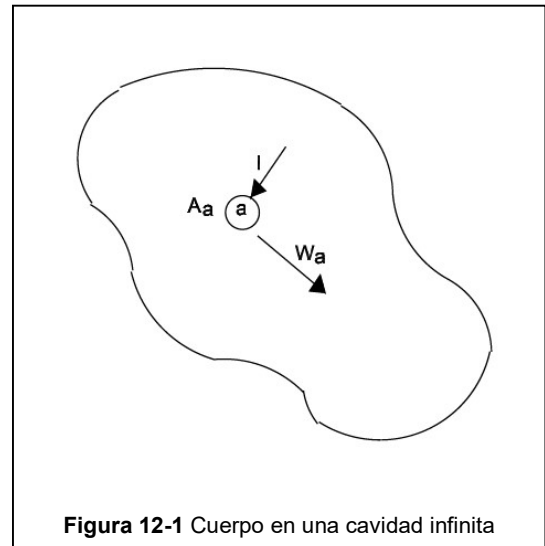


Figura 12-1 Cuerpo en una cavidad infinita

emisivo del cuerpo negro a la misma temperatura.

Para el cuerpo genérico a, será

$$\varepsilon_a = \frac{W_a}{W_b} \quad (12-1-8)$$

Comparando (12-1-7) y (12-1-8)

$$\varepsilon_a = \alpha_a \quad (12-1-9)$$

Esta es otra expresión de la ley de Kirchoff, y establece que la emisividad de un cuerpo es igual al coeficiente de absorción de dicho cuerpo para la radiación proveniente de una gran cavidad en equilibrio con él,

La emisividad de un cuerpo es una función de su temperatura, en cambio el coeficiente de absorción depende no solo de la temperatura del cuerpo sino de la naturaleza de la radiación incidente. Si se modifica la temperatura o la naturaleza de la fuente de la cual el cuerpo está absorbiendo energía, cambiará el valor del coeficiente de absorción,

La Expresión (12-1-9), es solo válida para el caso de un cuerpo en equilibrio con una cavidad infinita, y no puede, en principio, generalizarse para otras situaciones.

La Expresión (12-1-7), indica que la intensidad de irradiación I , en el interior de una cavidad de grandes dimensiones, es igual al poder emisivo del cuerpo negro a la misma temperatura,

12-1-4 La Cavidad como Cuerpo Negro.

El concepto de cuerpo negro es una idealización. Ningún cuerpo absorbe toda la energía que recibe. Una forma de simular el comportamiento de un cuerpo negro es imaginarnos una cavidad de grandes dimensiones, en la que se ha practicado un agujero pequeño en una de sus paredes. (Figura. 12-2).

Cualquier radiación que, proveniente del exterior, penetre por dicho agujero, tiene pocas probabilidades de alcanzar nuevamente el orificio de entrada para escapar otra vez al exterior, ya que en las sucesivas reflexiones que sufre en las paredes de la cavidad se va debilitando. (Pues en cada reflexión, parte de la energía es absorbida por la cavidad).

Por lo tanto, para un observador externo a la cavidad, el orificio se comporta como un cuerpo negro, ya que absorbe la totalidad de la radiación que incide sobre él.

Se demostró en el punto anterior, que dentro de la cavidad, la intensidad de irradiación (o sea la energía que por unidad de tiempo y de área incide sobre un cuerpo colocado dentro de ella), es igual al poder emisivo del cuerpo negro. Un pequeño agujero practicado en las paredes de la cavidad no modificará la situación, y por lo tanto, la energía que sale por dicho agujero es igual al poder emisivo del cuerpo negro a la temperatura de la cavidad.

Por lo tanto, un pequeño agujero practicado en las paredes de un gran recinto, se comporta como un cuerpo negro, tanto desde el punto de vista de la absorción como de la emisión de energía, y es una manera de materializar un elemento de superficie negra.

Una cavidad de grandes dimensiones, también actúa como una superficie negra para cualquier cuerpo colocado dentro de ella, ya que toda la energía emitida por el cuerpo va siendo absorbida en sucesivas reflexiones en las paredes de la cavidad, con pocas probabilidades de regresar nuevamente al cuerpo emisor.

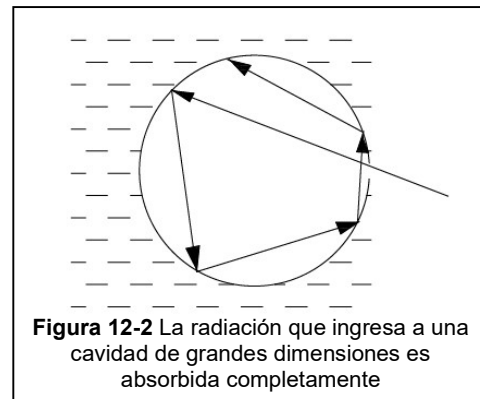


Figura 12-2 La radiación que ingresa a una cavidad de grandes dimensiones es absorbida completamente

12-1-5 Poder Emisivo Monocromático

Un cuerpo caliente, emite energía dentro de una gama de longitudes de onda. Se llama poder emisivo monocromático a una cierta longitud de onda, a la cantidad de energía emitida por el cuerpo por unidad de tiempo, de superficie y de intervalo de longitud de onda. Es decir que si por ejemplo, W_{50} , es la energía emitida en el intervalo de 0 a 50 micrones, y W_{51} es la energía emitida en el intervalo de 0 a 51 micrones siempre por unidad de tiempo y de área, el poder emisivo monocromático a la longitud de onda considerada (en este caso 50 micrones) será

$$W_\lambda = \frac{W_{51} - W_{50}}{1} \quad (12-1-10)$$

Todo cuerpo, presenta un espectro de emisión que es característico de la naturaleza del cuerpo y de su temperatura. Llamamos espectro de emisión a la distribución $W_\lambda = f(\lambda)$ (Figura 12-3). Estas curvas se obtienen resolviendo la radiación proveniente del cuerpo y midiendo la cantidad de energía a las distintas longitudes de onda.

El poder emisivo total del cuerpo será:

$$W = \int_0^\infty W_\lambda \cdot d\lambda \quad (12-1-11)$$

Las unidades de W (poder emisivo total) son Watt/ m², mientras que las de W_λ , (poder emisivo monocromático) son Watt/m².μm

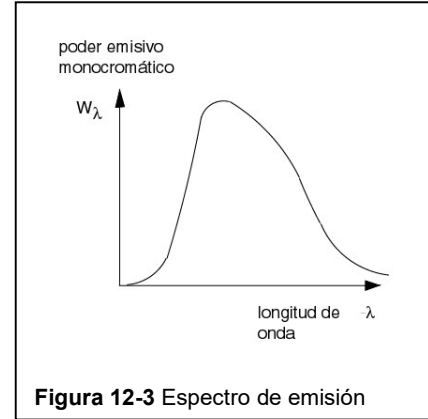


Figura 12-3 Espectro de emisión

12-1-6 Distribución Espectral del Cuerpo Negro

Max Planck, en 1900 como parte de su teoría cuántica, expresó la distribución de energía de un cuerpo negro en función de la longitud de onda y de la temperatura como:

$$W_{b\lambda} = \frac{2 \cdot \pi \cdot C_1 \lambda^{-5}}{e^{C_2/\lambda T} - 1} \quad (12-1-12)$$

Siendo

$$C_1 = h \cdot c^2$$

$$C_2 = h \cdot c / k$$

En donde h y k son respectivamente las constantes de Planck y de Boltzman y c es la velocidad de la luz en el vacío = 2.9979x10⁸ m/s. La Figura 12-4 representa la Expresión (12-1-12) como $W_{b\lambda}$ en función de λ teniendo como parámetro la temperatura del cuerpo. De dicho gráfico se pueden sacar algunas conclusiones

1) La energía total emitida por unidad de tiempo y de superficie aumenta al aumentar la temperatura del cuerpo. Este valor, que no es otra cosa que el poder emisivo del cuerpo negro a la temperatura considerada puede obtenerse de

$$W_b = \int_0^\infty \frac{2 \cdot \pi \cdot C_1 \lambda^{-5} d\lambda}{e^{C_2/\lambda T} - 1} = \sigma T^4 \quad (12-1-13)$$

Donde σ se conoce como constante de Stephan Boltzman y su valor se obtiene de resolver la integral de la Ecuación(12-1-13) resultando

$$\sigma = 5.672 \times 10^{-8} \text{ W}/(\text{m}^2\text{K}^4)$$

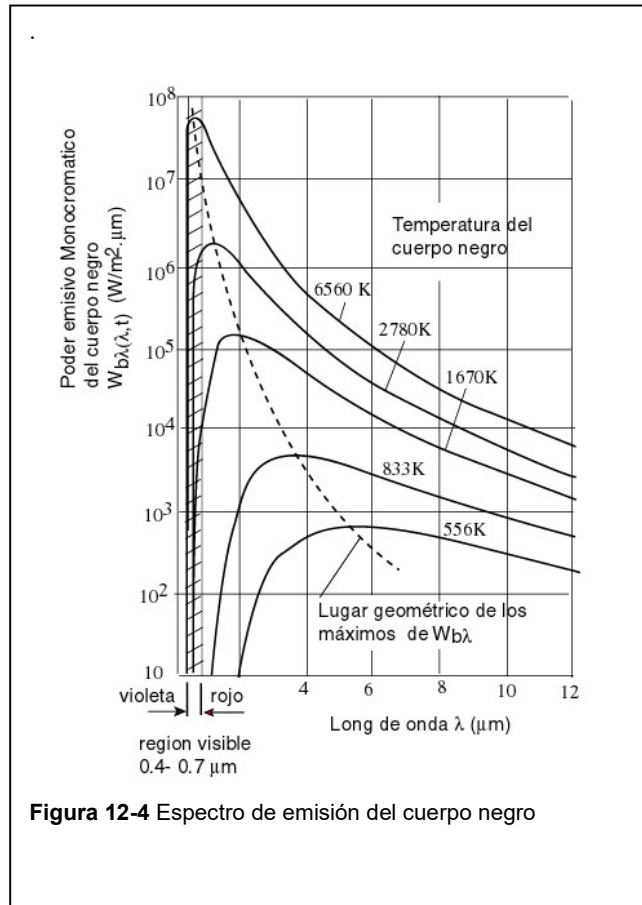


Figura 12-4 Espectro de emisión del cuerpo negro

2) A medida que aumenta la temperatura, el pico de emisión se desplaza hacia una menor longitud

de onda. Esta característica es expresada en forma cuantitativa por la llamada ley del desplazamiento de Wien

$$\lambda_{\max} \cdot T = 2897.6 \mu\text{m} \cdot \text{K} \quad (12-1-14)$$

en donde λ_{\max} es la longitud de onda para la cual el poder emisor monocromático es máximo a la temperatura T. El lugar geométrico de todos los puntos representados por la Expresión (12-1-14), se indica en la Figura 12-4 como una línea punteada.

En dicha figura, también se indica en sombreado el intervalo de longitud de onda que corresponde a la luz visible. Puede verse que a temperaturas del orden de 1000 K una parte de la emisión ya cae en el rango de la luz visible, y el cuerpo aparece con brillo propio. Este es el caso de un hierro calentado al rojo (dentro del espectro visible, las mayores longitudes de onda corresponden al rojo). A medida que la temperatura aumenta, el máximo de emisión se desplaza hacia longitudes de onda menores, y el cuerpo aparece con un brillo blanco.

La Expresión (12-1-14), permitió calcular la temperatura del sol. Se resolvió la radiación solar, y se obtuvo un máximo poder emisor para una longitud de onda de 0,25 micrones, y por aplicación de la Ecuación (12-1-14), se concluye que la temperatura del sol es de 6366 K.

12-1-7 Emisión de Superficies Reales.

Cualquier superficie real (no negra), emite energía con otra distribución distinta de la del cuerpo negro.. Con referencia a la Figura 12-5, si a una cierta temperatura, la curva b es la curva de poder emisor del cuerpo negro, y la curva a corresponde a un cuerpo cualquiera, a la misma temperatura, se llama emisividad monocromática del cuerpo a, a esa temperatura y a la longitud de onda considerada, al cociente

$$\varepsilon_{\lambda} = \frac{W_{\lambda}}{W_{b\lambda}} = f(\lambda, T) \quad (12-1-15)$$

El último miembro de la Ecuación (12-1-15) indica simplemente que la emisividad monocromática es una función de la longitud de onda y de la temperatura,

A su vez, la emisividad total a esa temperatura será

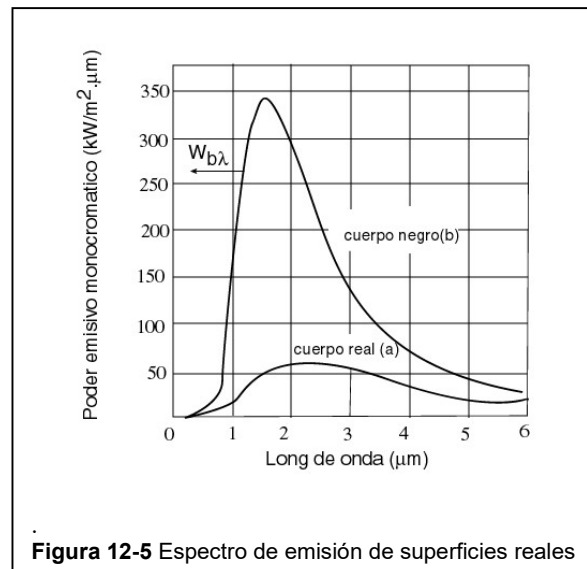


Figura 12-5 Espectro de emisión de superficies reales

$$\varepsilon = \frac{W}{W_b} = \frac{\int_0^{\infty} W_{\lambda} \cdot d\lambda}{\int_0^{\infty} W_{b\lambda} \cdot d\lambda} = \frac{\int_0^{\infty} W_{b\lambda} \cdot \varepsilon_{\lambda} \cdot d\lambda}{W_b} = f(T) \quad (12-1-16)$$

Puesto que por lo general, ε_{λ} no es constante para todas las longitudes de onda, se ve que al tratar con cuerpos reales (no negros), no solo la cantidad total de energía emitida a una cierta temperatura es menor que la del cuerpo negro, sino que además la distribución de esa energía es diferente a la de éste.

12-1-8 Cuerpos Grises

Se llaman cuerpos grises a aquellos que presentan una emisividad constante para todo el intervalo de longitudes de onda y para cualquier temperatura.

En este caso, la curva del poder emisivo es semejante a la del cuerpo negro, con la única diferencia que todas las ordenadas están disminuidas en un factor constante que es, justamente, la emisividad del cuerpo gris (Figura 12-6).

Para un cuerpo gris, la emisividad total será:

$$\varepsilon = \frac{\int_0^\infty W_{b\lambda} \cdot \varepsilon_\lambda \cdot d\lambda}{\int_0^\infty W_{b\lambda} \cdot d\lambda} = \varepsilon_\lambda = \text{cte}$$

No existen en realidad los cuerpos grises, sin embargo el concepto de cuerpo gris simplifica notablemente los problemas de transferencia de calor por radiación, y es una aproximación frecuentemente empleada en cálculos de ingeniería.

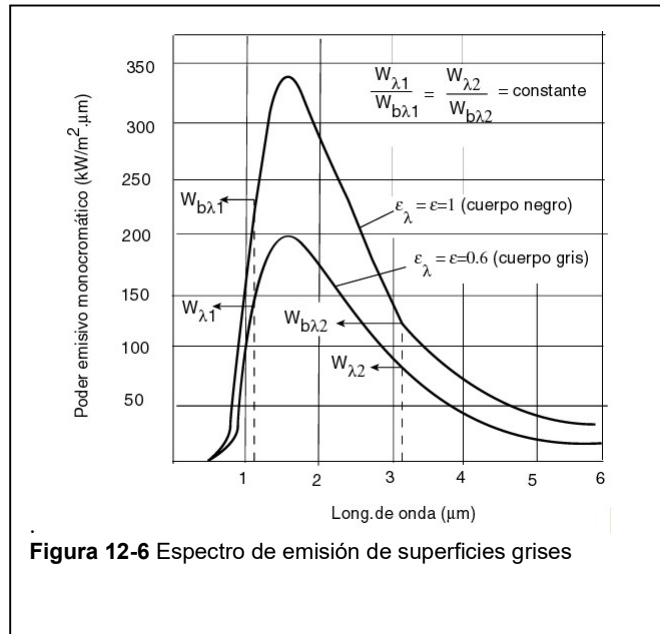


Figura 12-6 Espectro de emisión de superficies grises

12-1-9 Coeficiente de Absorción Monocromático

Cuando una superficie absorbe energía radiante, también exhibirá preferentemente mayor capacidad de absorción para la radiación de determinadas longitudes de onda. Quiere decir que puede definirse un coeficiente de absorción monocromático para una cierta longitud de onda, como la fracción de la energía incidente de esa longitud de onda que es absorbida por la superficie. Llamaremos α_λ a este coeficiente.

Esto significa que si sobre una superficie incide una cantidad de energía monocromática I_λ , será:

$$\alpha_\lambda = \frac{\text{energía absorbida}}{I_\lambda} = f(\lambda, T)$$

El coeficiente monocromático de absorción es función de la temperatura de la superficie y de la longitud de onda considerada.

El coeficiente total de absorción definido en la Sección 12-1-2, es la fracción de energía absorbida con respecto al total de la energía incidente, es decir para todas las longitudes de onda. Será entonces:

$$\alpha = \frac{\int_0^\infty \alpha_\lambda I_\lambda \cdot d\lambda}{\int_0^\infty I_\lambda \cdot d\lambda} \quad (12-1-17)$$

Este coeficiente, será función de la temperatura del cuerpo, pero también lo será de la distribución de energía incidente, es decir de la función $I_\lambda=f(\lambda)$, como se aprecia en la Expresión (12-1-17).

De acuerdo a la ley de Kirchoff, cuando un cuerpo absorbe energía de una cavidad en equilibrio con él, se cumple que $\varepsilon = \alpha$

Puesto que una cavidad infinita se comporta térmicamente como un cuerpo negro, puede entonces afirmarse que la ley de Kirchoff expresa la igualdad entre la emisividad a una cierta temperatura y el coeficiente de absorción para una radiación proveniente de un cuerpo negro a la misma temperatura que la de la superficie considerada.

Vemos entonces que para que se cumpla la igualdad entre emisividad y coeficiente de absorción, es necesario que la radiación incidente tenga la misma distribución espectral de energía que la del cuerpo negro. En estas condiciones, el coeficiente de absorción es:

$$\alpha = \frac{\int_0^{\infty} \alpha_{\lambda} I_{b\lambda} \cdot d\lambda}{\int_0^{\infty} I_{b\lambda} \cdot d\lambda} \quad (12-1-18)$$

donde la distribución de energía $I_{b\lambda}$ corresponde a un cuerpo negro

Si la fuente con la que el cuerpo intercambia energía es una superficie gris, el valor del coeficiente de absorción no se altera, ya que será

$$\alpha = \frac{\int_0^{\infty} \alpha_{\lambda} (\epsilon I_{b\lambda}) d\lambda}{\int_0^{\infty} (\epsilon I_{b\lambda}) \cdot d\lambda} \quad (12-1-19)$$

Donde $\epsilon = \text{cte}$, es la emisividad de la fuente.

Es decir que el coeficiente de absorción de un cuerpo real absorbiendo energía de una fuente negra es igual al coeficiente de absorción de dicho cuerpo cuando la fuente es gris y de la misma temperatura que la anterior.

1-1-10 Generalización de la Ley de Kirchoff para Superficies Grises

Demostraremos que el coeficiente de absorción de un cuerpo gris es constante e independiente de la naturaleza y temperatura de la fuente de la que está absorbiendo energía.

Supongamos, en primer lugar, un cuerpo gris absorbiendo energía de una fuente negra en equilibrio con él. En estas condiciones se cumple que $\alpha = \epsilon$. Esto es válido cualquiera sea la temperatura.

Pero como al variar la temperatura ϵ es constante (definición de cuerpo gris), resulta que α también es constante. Es decir que un cuerpo gris, absorbiendo energía de una fuente negra presenta el mismo coeficiente de absorción para cualquier temperatura.

Pero puesto que al variar la temperatura de la fuente varía la distribución de energía en función de la longitud de onda, si el cuerpo gris permanece insensible al cambio en dicha distribución de energía, se concluye que el cuerpo gris también presenta un coeficiente de absorción monocromático constante.

Si α_{λ} es constante, el coeficiente total de absorción del cuerpo gris, para la radiación proveniente de una fuente cualquiera, definido por la Ecuación (12-1-17), también será constante, e independiente de la distribución I_{λ} de la energía incidente, o lo que es lo mismo, independiente de la naturaleza y temperatura de la fuente.

Vemos entonces que la simplificación que introduce el concepto de cuerpo gris es mucho más poderosa que la que surge de la definición inicial. Un cuerpo gris será entonces un cuerpo cuya emisividad es constante e igual a su coeficiente de absorción cualquiera sea la temperatura del cuerpo y de la fuente y exista o no equilibrio térmico entre ellos

12-1-11 Intensidad de Radiación

La intensidad de radiación es una magnitud que sirve para indicar la cantidad de energía que partiendo de una superficie emisora, se propaga en una cierta dirección.

En la Figura 12-7, se representa un elemento de superficie dA , perteneciente a un cuerpo emisor, rodeado de una semiesfera de radio r .

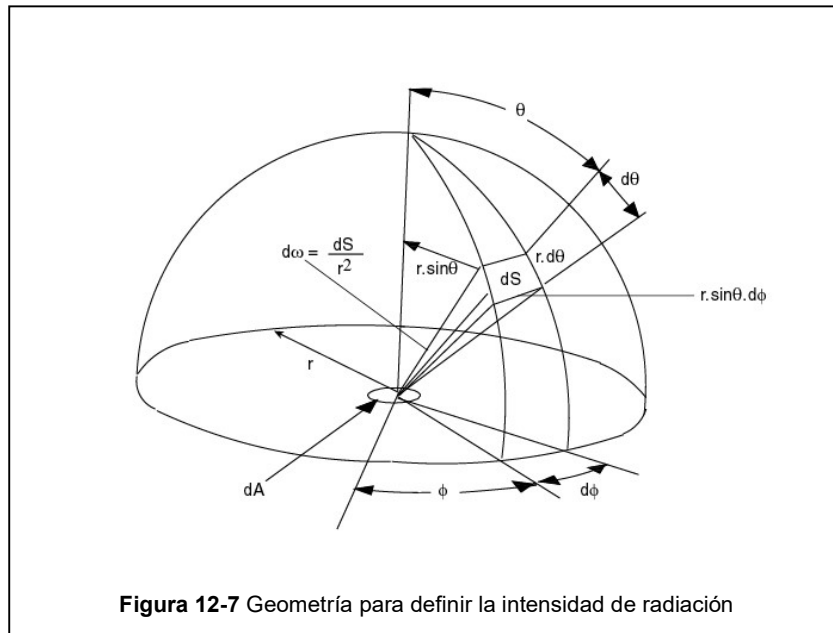
Toda la energía emitida por el elemento de superficie alcanzará a la semiesfera cuya superficie total es $2\pi r^2$. Cada elemento de área de la semiesfera, subtendiendo un ángulo sólido con centro en dA .

La unidad de medida del ángulo sólido es el esterradián. De la misma forma que el cociente entre el arco subtendido por un ángulo plano y el radio puede tomarse como la medida del ángulo en radianes, así también la medida de un ángulo sólido en esterradianes es el cociente entre el elemento de superficie esférica que subtende dicho ángulo sólido y el cuadrado del radio. En la semiesfera que rodea a dA , hay por lo tanto 2π esterradianes.

Puede verse en la figura, que si θ es el ángulo de latitud y ϕ corresponde a la longitud, el área del elemento de superficie dS , será:

$$dS = (r \cdot \sin\theta \cdot d\phi) \cdot (r d\theta) \quad (12-1-20)$$

y
$$d\omega = \sin\theta \cdot d\phi \cdot d\theta \quad (12-1-21)$$



Se define la intensidad de radiación emitida por el elemento de área dA , en la dirección considerada, como la cantidad de energía emitida en esa dirección, por unidad de tiempo, por unidad de ángulo sólido, y por unidad de área emisora proyectada sobre el plano normal a la dirección de la emisión, es decir:

$$i = \frac{dQ}{d\omega \cdot (dA \cdot \cos\theta)} \quad (12-1-22)$$

siendo:

dQ = energía emitida por unida de tiempo dentro del ángulo sólido $d\omega$

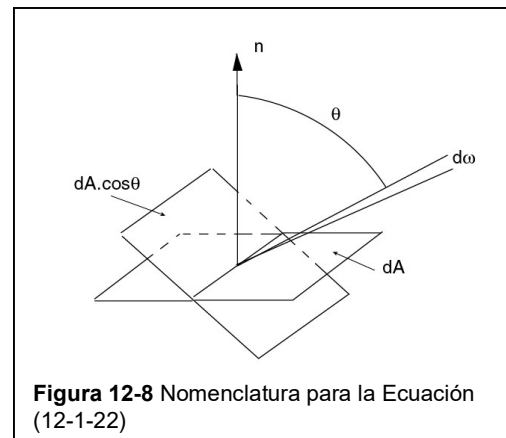
$d\omega$ = elemento de ángulo sólido

dA = elemento de área emisora

θ = ángulo formado por la dirección de la emisión con la normal a dA (Figura 12-8)

La razón de incluir el $\cos \theta$, es porque de esta forma las expresiones que se derivan de esta definición son más sencillas. Esto se debe a que para el caso de un cuerpo negro, la intensidad de radiación así definida es independiente de la dirección considerada como se demostrará en el tema siguiente. Para el caso de superficies reales, la intensidad de radiación emitida será función de θ .

La energía total emitida por la superficie por unidad de tiempo y de área es el poder emisivo, el que, de acuerdo a la Ecuación (12-1-22) será:



$$W = \frac{1}{dA} \int dQ = \int i \cdot \cos\theta \cdot d\omega = \int_{\phi=0}^{\phi=2\pi} \int_{\theta=0}^{\theta=\pi/2} i \cdot \cos\theta \cdot \sin\theta \cdot d\phi \cdot d\theta \quad (12-1-23)$$

12-1-12 Intensidad de Radiación Monocromática

Es posible definir también una intensidad de emisión monocromática, como la energía emitida por unidad de tiempo, de área proyectada, de ángulo sólido y de intervalo de longitud de onda. La relación entre la intensidad de energía total definida en el punto anterior y la intensidad de energía monocromática es la misma que la existente entre el poder emisor total y el monocromático. Es decir que puede interpretarse que la intensidad total de emisión corresponde a una integración de la intensidad monocromática realizada sobre todo el rango de longitudes de onda.

La intensidad monocromática depende de la superficie emisora, de su temperatura, de la dirección considerada, y de la longitud de onda.

Es decir

$$i_{\lambda} = f(\lambda, \theta, \phi, T) \quad (12-1-24)$$

mientras la intensidad total

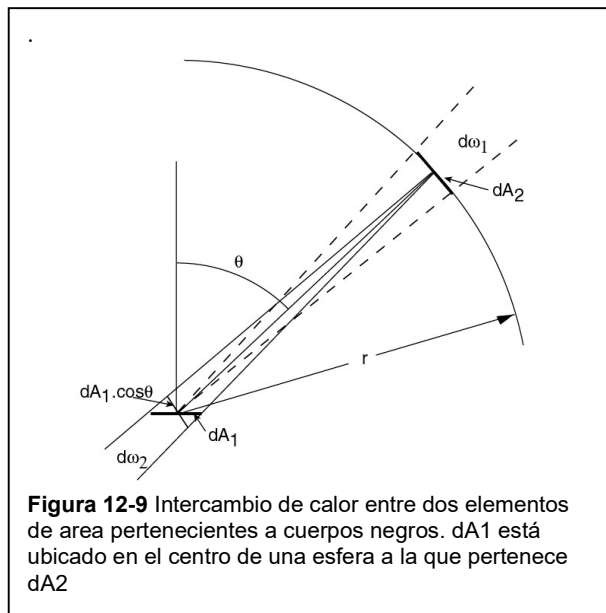
$$i = \int_0^{\infty} i_{\lambda} \cdot d\lambda = f(T, \theta, \phi) \quad (12-1-25)$$

Demostraremos a continuación que para el caso de un cuerpo negro, la intensidad de emisión depende solo de la temperatura y no de la dirección de la emisión.

12-1-13 Distribución espacial de la Emisión de un Cuerpo Negro

Supongamos dos elementos de superficie dA_1 y dA_2 , siendo ambas superficies negras y en equilibrio térmico.

Supongamos que dA_2 pertenece a una superficie esférica cuyo centro es ocupado por dA_1 (Figura 12-9)



Si los dos elementos de superficie están en equilibrio térmico, las cantidades de energía que cada uno de ellos absorbe del otro serán iguales. Pero si las superficies son negras, la energía que cada superficie absorbe, es igual al total de lo que le llega. La energía que, emitida desde dA_1 llega a dA_2 y es absorbida será:

$$dQ_{1 \rightarrow 2} = i_{\theta} \cdot dA_1 \cdot \cos\theta \cdot d\omega_1 \quad (12-1-26)$$

donde i_{θ} es la intensidad de energía emitida por dA_1 en la dirección θ

El ángulo sólido será

$$d\omega_1 = \frac{dA_2}{r^2} \quad (12-1-27)$$

Luego

$$dQ_{1 \rightarrow 2} = \frac{i_\theta \cdot dA_1 \cdot dA_2 \cdot \cos\theta}{r^2} \quad (12-1-28)$$

A su vez, la energía emitida por dA_2 y que llega a dA_1 será

$$dQ_{2 \rightarrow 1} = i_n \cdot dA_2 \cdot d\omega_2 \quad (12-1-29)$$

Donde i_n es la intensidad de energía emitida por dA_2 en la dirección que une a los dos elementos de superficie, que es la dirección normal a dA_2 (Por la misma razón no aparece el coseno en la (12-1-29).

Pero $d\omega_2$ se obtiene como

$$d\omega_2 = \frac{dA_1 \cdot \cos\theta}{r^2} \quad (12-1-30)$$

(Recordar que para obtener el valor del ángulo sólido debe imaginarse una superficie esférica con centro en dA_2 , interseccionarla con el ángulo sólido y dividir el área intersección por el cuadrado del radio.

Entonces:

$$dQ_{2 \rightarrow 1} = \frac{i_n \cdot dA_1 \cdot dA_2 \cdot \cos\theta}{r^2} \quad (12-1-31)$$

Puesto que existe equilibrio térmico $dQ_{1 \rightarrow 2} = dQ_{2 \rightarrow 1}$, y puede deducirse de (12-1-28) y (12-1-31) que:

$$i_\theta = i_n \quad (12-1-32)$$

Es decir que la intensidad de energía emitida por un cuerpo negro en la dirección normal n es igual a la emitida en una dirección θ cualquiera. Es decir que la intensidad de emisión del cuerpo negro sólo depende de la temperatura y no de la dirección.

12-1-14 Poder Emisivo Direccional – Ley del Coseno- Distribución de Emisión de Superficies Reales

Se puede definir un poder emisivo direccional como la cantidad de energía emitida por unidad de tiempo, de ángulo sólido y por unidad de área no proyectada. El poder emisivo direccional, al que denotaremos como E_θ , está relacionado con la intensidad de emisión por

$$E_\theta = \frac{dQ}{dA \cdot d\omega} = i_\theta \cdot \cos\theta \quad (12-1-33)$$

Para el caso de un cuerpo negro, puesto que i_θ es independiente de θ será:

$$E_{b\theta} = i_b \cdot \cos\theta \quad (12-1-34)$$

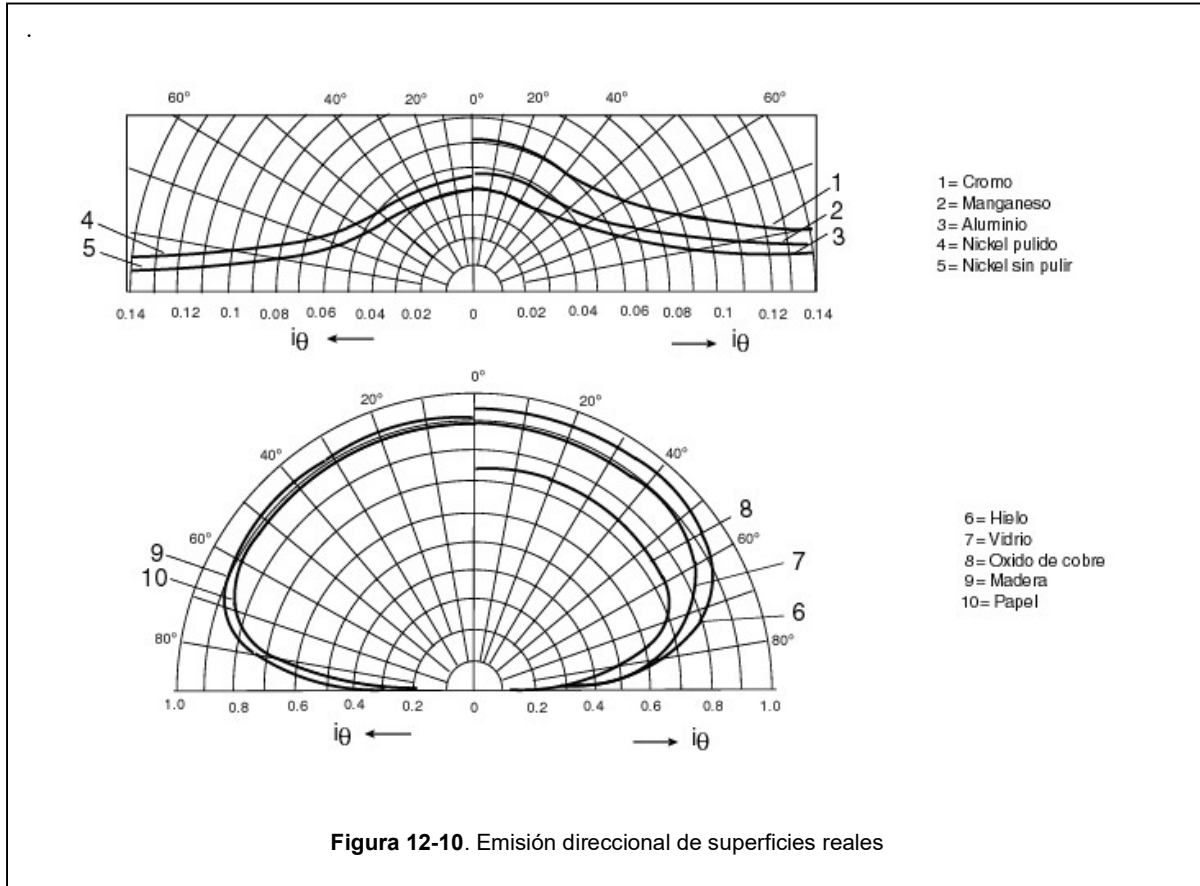
Donde i_b depende sólo de la temperatura.

Esta expresión se conoce como ley de Lambert o ley del coseno, y las superficies que las cumplen se llaman difusas.

En general para superficies reales, la intensidad de emisión varía con la dirección y la ley de Lambert no se cumple. La Figura 12-10 es una representación en coordenadas polares, que indica como varía la intensidad en función del ángulo de emisión para superficies reales

En general, para materiales conductores, la intensidad de emisión es relativamente constante con θ (ángulo formado por la dirección considerada con la normal a la superficie) para pequeños valores de θ , y luego crece para ángulos mayores.

Para los no conductores, la intensidad presenta un máximo en la dirección normal a la superficie, y este valor es prácticamente constante hasta $\theta = \pi/4$. Para valores mayores la intensidad disminuye anulándose para $\theta = \pi/2$.



12-1-15 Intensidad y Poder Emisivo del Cuerpo Negro

Dado que para el cuerpo negro , la intensidad de emisión no depende de θ , la Expresión (12-1-23) puede integrarse fácilmente para hallar el poder emisivo total

$$W_b = \int_{\phi=0}^{\phi=2\pi} \int_{\theta=0}^{\theta=\pi/2} i_b \cdot \cos\theta \cdot \sin\theta \cdot d\theta \cdot d\phi = 2\pi \cdot i_b \int_0^{\pi/2} \sin\theta \cdot \cos\theta \cdot d\theta =$$

$$= 2\pi \cdot i_b \int_0^1 1/2 \cdot d(\sin^2\theta)$$

$$\therefore W_b = \pi \cdot i_b \quad (12-1-35)$$

Esta expresión relaciona el poder emisivo con la intensidad de emisión para un cuerpo negro

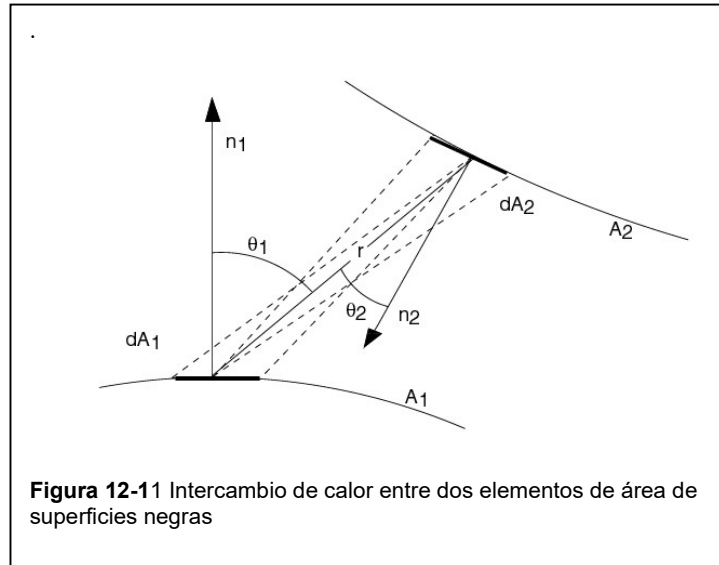
12-1-16 Intercambio de Energía entre Cuerpos Negros. Factor de visión

Supongamos dos superficies negras dispuestas de tal modo que parte de la radiación emitida por cada una de ellas puede alcanzar a la otra (Figura 12-11). Sean estas superficies A_1 y A_2 .

Sobre cada una de estas superficies podemos definir un elemento diferencial de área . sean ellos dA_1 y dA_2 respectivamente . Los haces que parten de cada uno de estos elementos de área y son intersectados por el otro, forman ángulos θ_1 y θ_2 con las respectivas normales. El flujo calórico que parte de dA_1 y llega a dA_2 es

$$dQ_{1 \rightarrow 2} = i_{b1} \cdot dA_1 \cdot \cos\theta_1 \frac{dA_2 \cdot \cos\theta_2}{r^2} \quad (12-1-36)$$

Ponemos directamente i_{b1} porque no es función de θ . El subíndice 1 indica la temperatura T_1



Integrando esta expresión obtenemos el flujo calórico total que parte de A₁ e incide en A₂, y como A₂ es otro cuerpo negro, esa energía es absorbida totalmente. luego

$$Q_{1 \rightarrow 2} = \int_{A_1} \int_{A_2} \frac{W_{b1} \cdot \cos\theta_1 \cdot \cos\theta_2}{\pi \cdot r^2} dA_1 \cdot dA_2 \quad (12-1-37)$$

La energía total que parte de A₁ y se expande por todo el semiespacio es

$$Q_{1 \rightarrow \infty} = W_{b1} \cdot A_1 \quad (12-1-38)$$

Se puede definir un factor F₁₂ tal que:

$$Q_{1 \rightarrow 2} = W_{b1} \cdot A_1 \cdot F_{12} \quad (12-1-39)$$

Donde F₁₂ recibe el nombre de factor de visión del cuerpo 1 respecto del cuerpo 2. Este factor define la fracción de la energía que, partiendo de A₁ llega a A₂, respecto de la energía total que parte de A₁. En este caso particular, por ser ambos cuerpos negros, la energía que llega a A₂ es totalmente absorbida. Planteamos ahora lo mismo para el flujo de 2 a 1

$$dQ_{2 \rightarrow 1} = W_{b2} \cdot dA_2 \cdot \cos\theta_2 \cdot \frac{dA_1 \cdot \cos\theta_1}{r^2} \quad (12-1-40)$$

Integrando y definiendo un factor de visión para el flujo de calor de 2 a 1

$$Q_{2 \rightarrow 1} = W_{b2} \int_{A_1} \int_{A_2} \frac{\cos\theta_1 \cos\theta_2}{\pi r^2} dA_1 \cdot dA_2 = W_{b2} \cdot A_2 \cdot F_{21} \quad (12-1-41)$$

El flujo calórico total que parte de A₂ es

$$Q_{2 \rightarrow \infty} = W_{b2} \cdot A_2 \quad (12-1-42)$$

Vemos entonces, que la (12-1-41) define el factor F₂₁ como la fracción de la energía que partiendo de A₂ llega a A₁ y se llama factor de visión del cuerpo 2 respecto del cuerpo 1.

Comparando las Expresiones (12-1-37), (12-1-39) y (12-1-41) vemos que

$$A_1 F_{12} = A_2 F_{21} = \int_{A_1} \int_{A_2} \frac{dA_1 \cdot dA_2 \cdot \cos\theta_1 \cdot \cos\theta_2}{\pi r^2} \quad (12-1-43)$$

Esto nos permite plantear el intercambio neto de energía entre las superficies negras A₁ y A₂ como

$$Q_{1 \leftrightarrow 2} = W_{b1} \cdot A_1 \cdot F_{12} - W_{b2} \cdot A_2 \cdot F_{21} \quad (12-1-44)$$

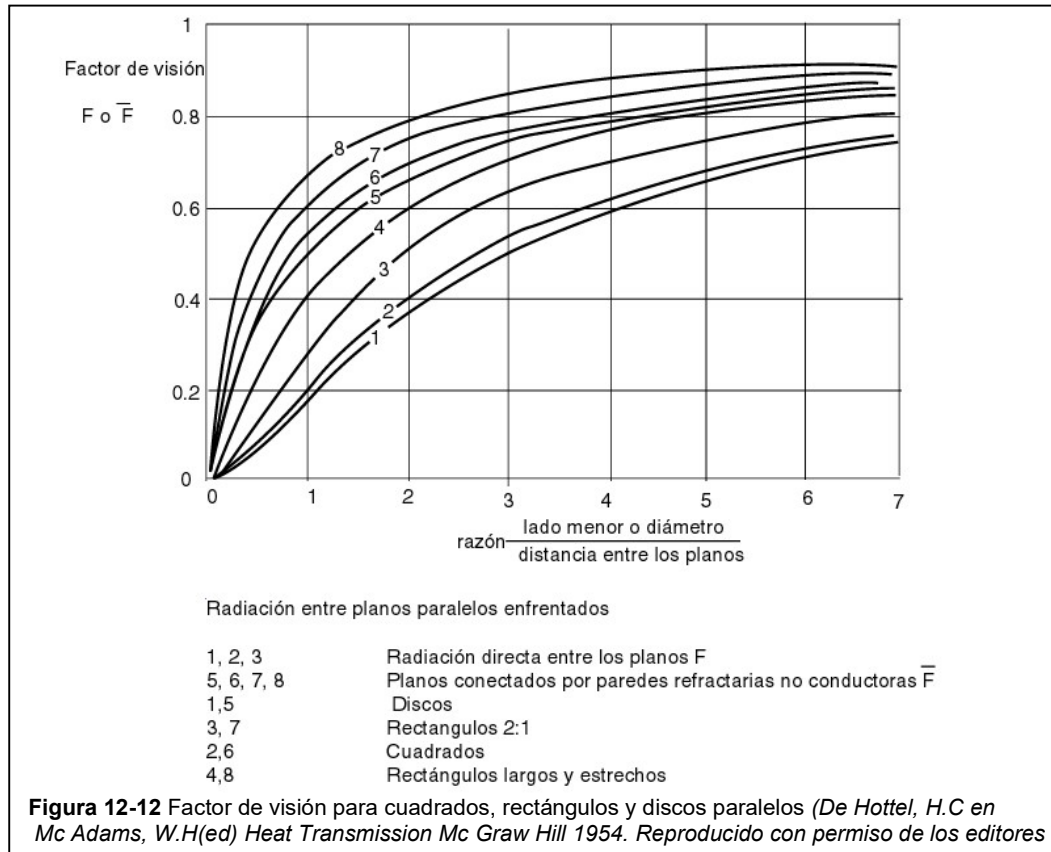
o lo que es lo mismo:

$$Q_{1 \leftrightarrow 2} = A_1 F_{12} (W_{b1} - W_{b2}) = A_1 F_{12} \sigma (T_1^4 - T_2^4) \quad (12-1-45)$$

Nótese que si las áreas A₁ y A₂ se encuentran a la misma temperatura el intercambio neto de energía entre ellas se anula.

Las integrales que definen los factores de visión, del tipo de la Expresión (12-1-43) ya han sido calculadas para las geometrías más comunes y se encuentran en la bibliografía en forma de gráficos o tablas.

Las Figuras 12-12 , 12-13 , y 12-14 son gráficos de factor de visión para radiación entre planos paralelos, radiación entre un elemento diferencial de área y un plano paralelo y para radiación entre planos perpendiculares. La Figura 12-15 representa los factores de visión entre un plano y un haz de tubos paralelo al mismo.



Puesto que el factor de visión F_{12} representa la fracción de la energía emitida por la superficie 1 que incide sobre la superficie 2, es evidente que la suma de los factores de visión que tiene un cuerpo con respecto a todos los otros cuerpos del universo es unitaria .

Ejemplo 12-1

Calcular el flujo de energía entre dos superficies negras constituidas por dos rectángulos paralelos de 1x2 metros separados un metro entre sí, y que están a temperaturas de 800K y 300 K respectivamente

Solución

$$\text{Será } Q_{1 \rightleftharpoons 2} = A_1 F_{12} (W_{b1} - W_{b2}) = A_1 F_{12} \sigma (T_1^4 - T_2^4)$$

F_{12} se obtiene del gráfico de la figura 12-12, en la curva 3 es $F_{12} = 0.3$

$$Q_{1 \rightleftharpoons 2} = 2 \times 0.3 \times 5.672 \times 10^{-8} \times (800^4 - 300^4) = 13663 \text{ W}$$

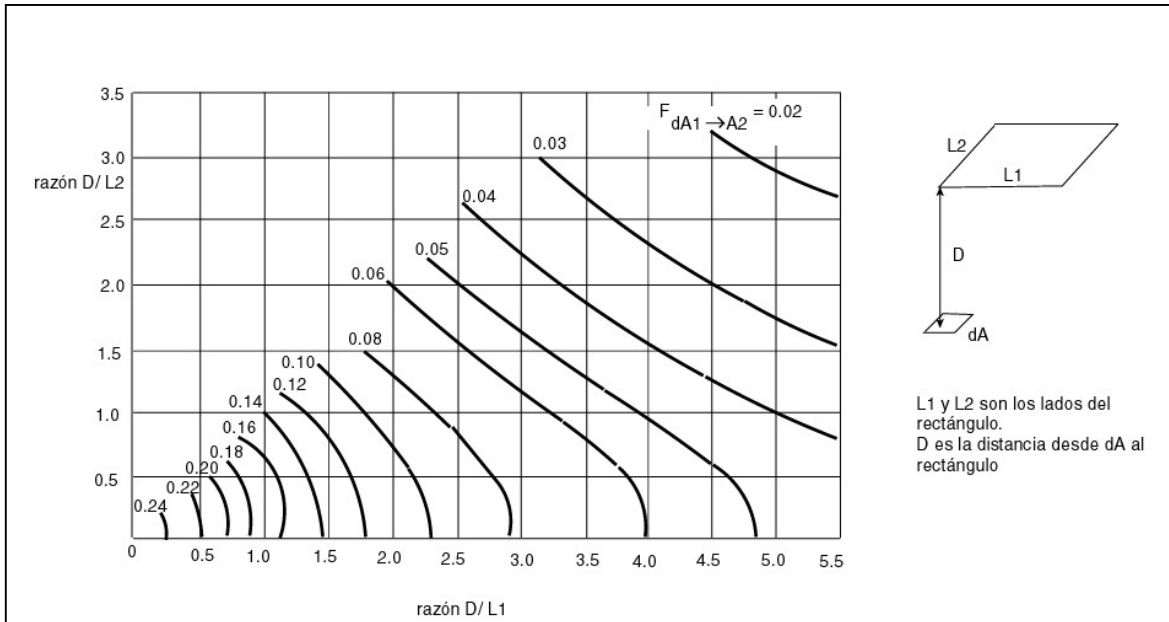


Figura 12-13 Factor de visión para un elemento de área diferencial ubicado debajo del vértice de un plano rectangular finito $F_{dA1 \to dA2}$. De Hottel, H.C en Mc Adams, W.H Heat Transmission Mc Graw Hill, Nueva York, 1954. Reproducido con permiso de los editores

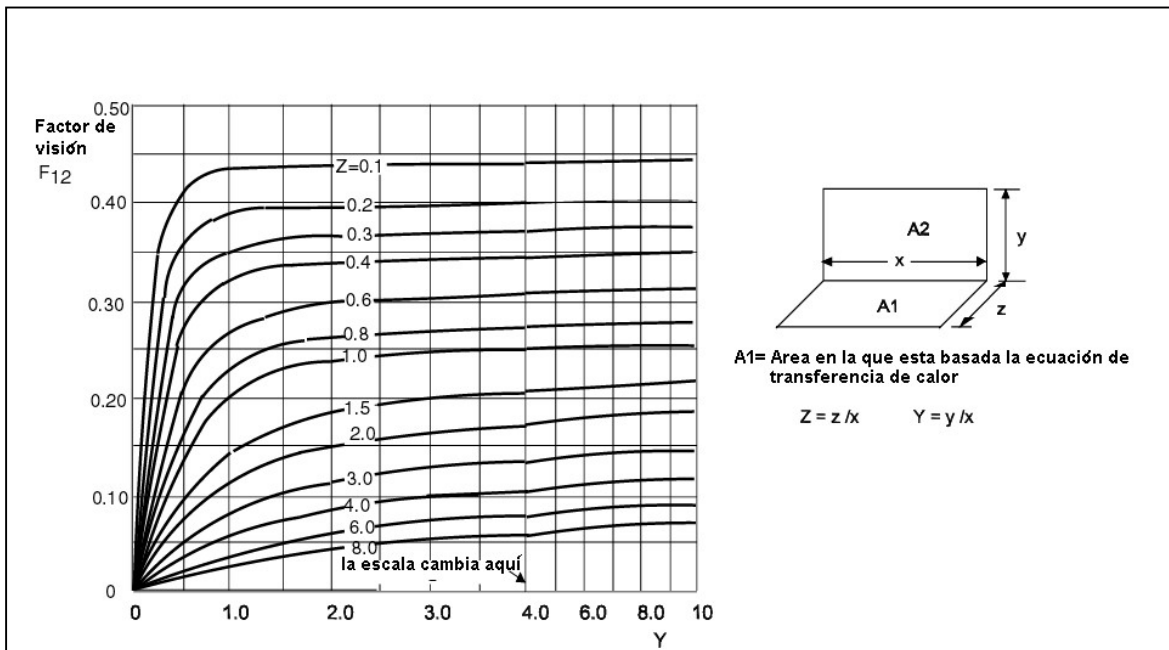
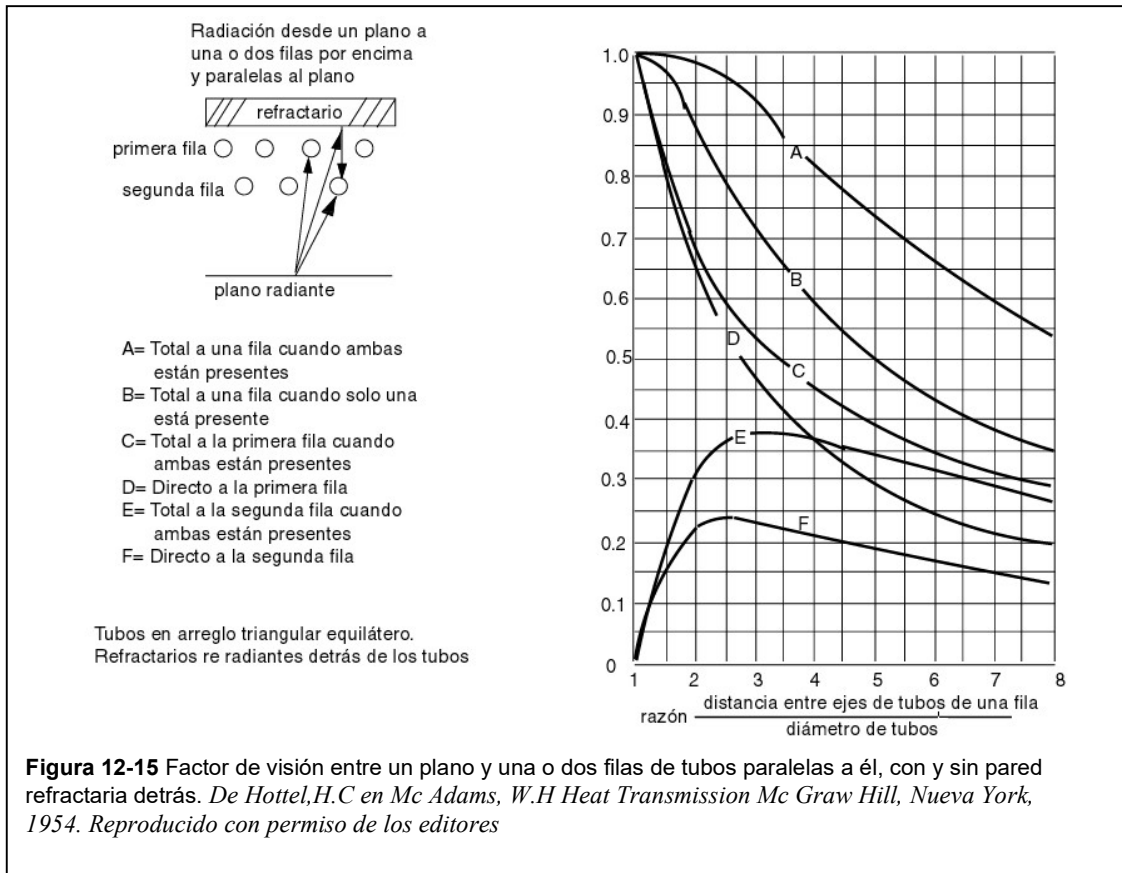


Figura 12-14 Factor de visión para planos perpendiculares con una arista común. De Hottel, H.C en Mc Adams, W.H Heat Transmission Mc Graw Hill, Nueva York, 1954. Reproducido con permiso de los editores



12-1-17 Álgebra de los Factores de Visión

A veces es posible calcular el factor de visión para alguna geometría de interés, sumando o restando factores de visión conocidos, correspondientes a arreglos más sencillos. Este procedimiento se conoce como álgebra de los factores de visión. Esto se puede ver en los siguientes ejemplos

Ejemplo 12-2

Un calefactor radiante de 0.01m² que se encuentra a 1000K orientado como se indica en la figura, se utiliza para calentar un piso de 6m x 8,5m. Suponiendo que el área receptora se comporta como un cuerpo negro, calcular la energía que recibe de la fuente

Solución

Llamaremos 1 al área del calefactor. Debido a su pequeña superficie, el mismo puede ser considerado como un elemento diferencial cuando se lo compara con el tamaño del piso.

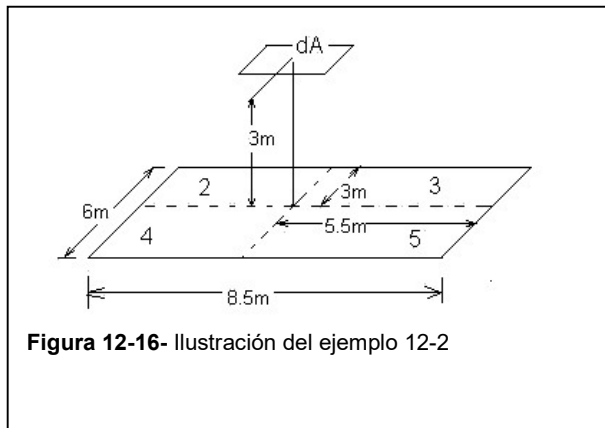
Supondremos al piso dividido en las superficies 2, 3, 4 y 5 como se indica en la figura.

Será entonces

$$Q_{1 \leftrightarrow (2+3+4+5)} = Q_{1 \leftrightarrow 2} + Q_{1 \leftrightarrow 3} + Q_{1 \leftrightarrow 4} + Q_{1 \leftrightarrow 5}$$

$$Q_{1 \leftrightarrow 2} = A_1 F_{12} W_{b1}$$

$$Q_{1 \leftrightarrow 3} = A_1 F_{13} W_{b1}$$



$$Q_{1\leftrightarrow 4} = A_1 F_{14} W_{b1}$$

$$Q_{1\leftrightarrow 5} = A_1 F_{15} W_{b1}$$

$$Q_{1\leftrightarrow \text{piso}} = A_1 W_{b1} (F_{12} + F_{13} + F_{14} + F_{15})$$

Obsérvese que $F_{1\leftrightarrow \text{piso}} = \sum F_{1\leftrightarrow i}$

De la figura 12-13 se obtiene $F_{12} = F_{14} = 0.14$ y $F_{13} = F_{15} = 0.164$

$$Q_{1\leftrightarrow \text{piso}} = 0.01 \times 5.672 \times 10^{-8} \times 1000^4 \times (0.14 + 0.164 + 0.14 + 0.164) = 345 \text{ W}$$

Se ha supuesto que el elemento calefactor es también un cuerpo negro.

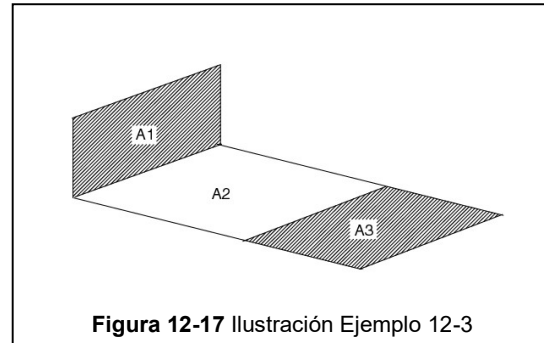
Ejemplo 12-3

Calcular el factor de visión entre las superficies A1 y A3 de la Figura 12-17

Se puede escribir

$$F_{1(2,3)} = F_{12} + F_{13}$$

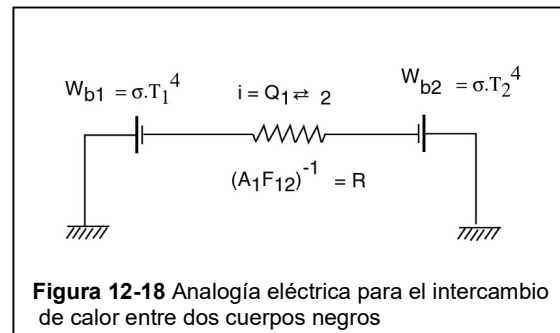
Los factores $F_{1(2,3)}$ y F_{12} se pueden obtener de la Figura 12-14, con lo que F_{13} se calcula fácilmente por diferencia



12-1-18 Analogía Eléctrica

La Ecuación (12-1-45) es la ecuación de un circuito eléctrico en el que existen dos fuerzas electromotrices en oposición (W_{b1} y W_{b2}) y una resistencia de valor $1/A_1 F_{12}$. Entonces la corriente eléctrica en el circuito representa el flujo calórico $q_{1\leftrightarrow 2}$. (Figura 12-16)

La Expresión (12-1-45) es una ecuación simple, y en este caso la analogía eléctrica no parece tener ninguna utilidad. Sin embargo sus ventajas se verán cuando se pase a sistemas más complejos



12-1-19 Intercambio de Energía Radiante entre Tres Cuerpos Negros

Consideremos un sistema formado por tres cuerpos negros que intercambian energía entre sí (Figura 12-19)

La energía intercambiada entre el cuerpo 1 y el 2 puede expresarse como

$$Q_{1\leftrightarrow 2} = A_1 F_{12} (W_{b1} - W_{b2}) \quad (12-1-46)$$

Asimismo la energía que intercambian 2 y 3 será

$$Q_{2\leftrightarrow 3} = A_2 F_{23} (W_{b2} - W_{b3}) \quad (12-1-47)$$

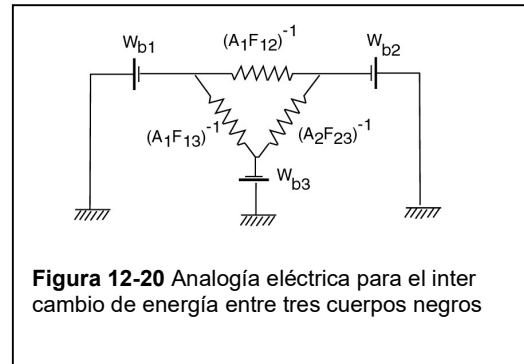
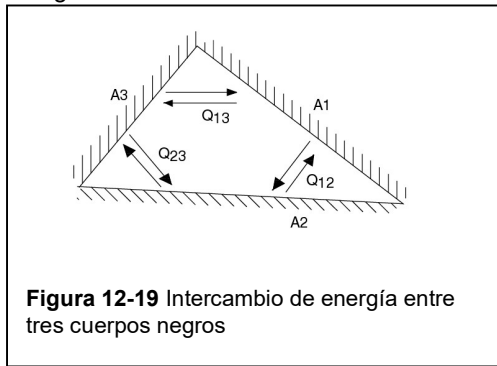
Y la energía intercambiada entre 1 y 3

$$Q_{1\leftrightarrow 3} = A_1 F_{13} (W_{b1} - W_{b3}) \quad (12-1-48)$$

Cada una de estas ecuaciones puede representar una malla del circuito eléctrico de la Figura 12-20. La corriente en cada una de las resistencias representará a uno de los flujos de calor de las Ecuaciones (12-1-46) a (12-1-48)

La cantidad de energía que el cuerpo 1 está intercambiando con el resto del sistema es la suma algebraica

de $Q_{1\leftrightarrow 2}$ y $Q_{1\leftrightarrow 3}$. Este valor está representado en el circuito por la corriente que atraviesa la fuerza electromotriz W_{b1} . Según el sentido que tenga esta corriente, resultará que el cuerpo 1 está aportando energía o retirándola del sistema. Lo mismo puede decirse de los cuerpos A_2 y A_3 .



12-1-20 Refractarios

Supongamos el sistema indicado en la Figura 12-21, donde la superficie A_1 es una fuente de energía, A_2 es un sumidero, y A_3 son paredes aisladas del exterior.

Por ejemplo, dicha figura puede representar un horno eléctrico, donde A_1 es la superficie de la resistencia calefactora, A_2 representa el cuerpo que está siendo calentado, y A_3 son las paredes del recinto. Si las paredes A_3 están aisladas del exterior, no puede a través de ellas retirarse ni entregarse energía al sistema. Estas paredes reciben el nombre de refractarios.

Por lo tanto, la energía emitida por el cuerpo A_1 debe en su totalidad ser absorbida por A_2 cuando el sistema alcance un estado estacionario. (Nótese que para que este sistema pueda llegar al régimen estacionario es necesario que a través de A_2 pueda retirarse energía en forma continua. (Por ejemplo, A_2 puede ser la superficie de un tubo refrigerado interiormente por agua).

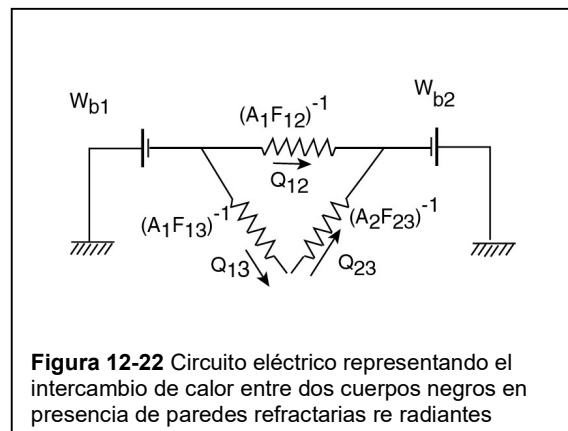
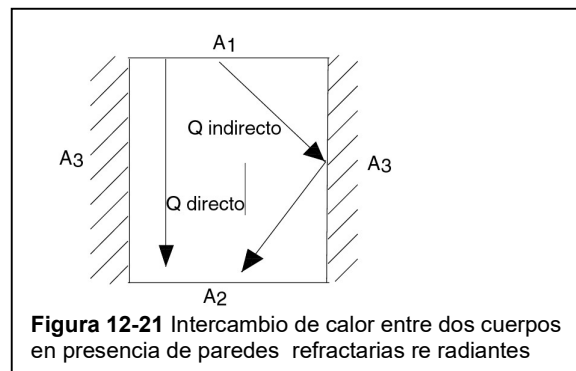
En un sistema como éste, en donde existe una fuente caliente y un receptor de energía frío, las paredes aislantes deberán necesariamente alcanzar una temperatura intermedia entre las de la fuente fría y la caliente.

Por lo tanto, existirá un intercambio de energía entre dichas paredes y las superficies A_1 y A_2 , y debido a la condición de aislantes impuestas a las mismas, la energía que las paredes absorben será igual a la que emiten.

Del total de la energía que incide sobre A_3 , una parte es reflejada y una parte es absorbida (A_3 no tiene porque ser un cuerpo negro). Pero toda la energía absorbida es vuelta a emitir nuevamente. Este comportamiento, es igual al de un cuerpo negro que se encuentre a una temperatura tal que su poder emisoro iguale a la energía que incide sobre él.

Por lo tanto, podemos representar a este sistema por un circuito eléctrico similar al de la Figura 12-20, al que le impondremos la condición adicional que $Q_{1\rightarrow 3} = Q_{3\rightarrow 2}$. Esto significa que por la rama que contiene a W_{b3} no circula corriente, y por lo tanto la misma puede ser eliminada del circuito sin que se altere la distribución de corrientes en el resto del mismo. El circuito resultante entonces es el de la Figura 12-22.

La interpretación de este circuito es la siguiente:



de la energía total que sale de A1, una parte llega a A2 directamente. Esta fracción es la corriente que circula por la rama superior y está dada por:

$$Q_{1\leftrightarrow 2} = A_1 F_{12} (W_{b1} - W_{b2}) \quad (12-1-49)$$

donde F12 es el factor que representa la visión directa entre las dos superficies.

Otra fracción de energía sale de A1 y llega al refractario donde es absorbida y emitida nuevamente para llegar también a A2. Esta energía está representada por la corriente de la rama inferior. Vemos entonces que el refractario está ofreciendo un camino alternativo para la transmisión de energía entre A1 y A2.

El triángulo de resistencias de la Figura 12-22 puede fácilmente resolverse para hallar la resistencia resultante (sumando primero las dos resistencias en serie de la rama inferior y resolviendo el paralelo con la rama superior).

A la resistencia resultante la llamaremos $(A_1 \bar{F}_{12})^{-1}$.

Queda entonces el circuito de la Figura 12-23, donde la expresión para la resistencia resultante es:

$$A_1 \bar{F}_{12} = A_1 F_{12} + \frac{A_1 F_{13} \cdot A_2 F_{23}}{A_1 F_{13} + A_2 F_{23}} \quad (12-1-50)$$

Quiere decir que los factores globales de visión \bar{F} , pueden calcularse a partir de los factores de visión binarios entre las distintas superficies del sistema.

En el gráfico de la Figura 12-15, pueden verse las curvas que representan los factores de visión \bar{F}_{12} para el caso de la transmisión por radiación desde un plano emisor a un haz de tubos, incluyéndose en algunas de las curvas la presencia de un refractario detrás de los tubos

Asimismo, las curvas 5,6,7 y 8 de la Figura 12-12 representan los factores de visión \bar{F}_{12} , para el caso de planos paralelos conectados por superficies refractarias.

La diferencia fundamental que existe entre un circuito como el de la Figura 12-20 y el de la 12-22, es que en este último caso la superficie refractaria tiene un poder emisor (potencial eléctrico), que "flota" entre los poderes emisivos W_{b1} y W_{b2} a un nivel que depende de las magnitudes de W_{b1} y W_{b2} así como de las resistencias involucradas en el circuito.

En general, una superficie refractaria puede ser un cuerpo real (no negro). Sin embargo, habíamos dicho que a los efectos de calcular la transmisión de calor entre los cuerpos A1 y A2, puede reemplazarse al refractario por un cuerpo negro que se encuentre a una temperatura ficticia tal que su poder emisor iguale a la energía incidente. En el caso particular en que el refractario también sea un cuerpo negro, ésta es exactamente la situación, y la temperatura determinada por

$$T_3 = 4 \sqrt{\frac{W_{b3}}{\sigma}} \quad (12-1-51)$$

es la temperatura real del cuerpo.

Sin embargo, en el caso más general, la temperatura determinada por la Expresión(12-1-51) será esa temperatura ficticia a la que habíamos hecho referencia y no coincidirá con la verdadera temperatura del refractario.

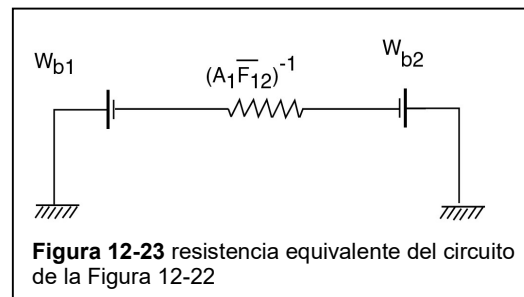


Figura 12-23 resistencia equivalente del circuito de la Figura 12-22

12-1-21 Caso de Varias Superficies Refractarias

Para que tenga validez la Expresión (12-1-50), es necesario que todas las paredes refractarias del sistema puedan representarse por un único potencial emisor. Esto exige la hipótesis que todos los refractarios se encuentren a la misma temperatura. En caso que la geometría del sistema haga presumir que habrá áreas a distintas temperaturas, las mismas deben tratarse como superficies diferentes.

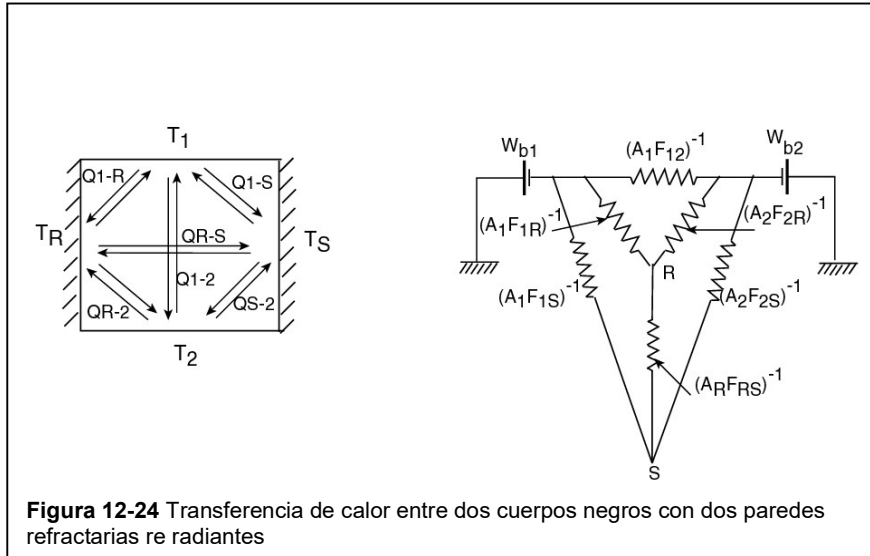


Figura 12-24 Transferencia de calor entre dos cuerpos negros con dos paredes refractarias re radiantes

Por ejemplo, supongamos que se considere el caso de la transmisión entre dos superficies A_1 y A_2 conectadas entre sí por dos superficies refractarias A_R y A_S como indica la Figura 12-24. En este caso, el circuito eléctrico equivalente es el que se indica en la parte derecha de la figura, que también puede resolverse para encontrar un factor de visión global \bar{F}_{12} .

En general, para el caso de tenerse un mayor número de superficies refractarias, el sistema podrá resolverse por un cociente de determinantes de la siguiente forma (Ver H Hotel en Mc Adams- "Transmisión de calor" Mc Graw Hill -1964)

$$A_1 \bar{F}_{12} = \frac{\begin{vmatrix} A_1 F_{12} & A_2 F_{2R} & A_2 F_{2S} & \dots \\ A_1 F_{1R} & A_R F_{RR} - A_R & A_R F_{RS} & \dots \\ A_1 F_{1S} & A_R F_{RS} & A_S F_{SS} - A_S & \dots \\ \dots & \dots & \dots & \dots \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} A_R F_{RR} - A_R & A_R F_{RS} & \dots \\ A_R F_{RS} & A_S F_{SS} - A_S & \dots \\ \dots & \dots & \dots \end{vmatrix}} \quad (12-1-52)$$

El factor F_{RR} es el factor de visión de la pared R respecto de si misma (los cuerpos con cierta curvatura pueden recibir parte de la energía emitida por ellos mismos) . En general, todos los factores de visión de un cuerpo cumplen con la relación

$$F_{11} + F_{12} + F_{1i} = 1 \quad (12-1-53)$$

Si aplicamos la solución general al caso más simple de una sola pared refractaria se tiene

$$A_1 \bar{F}_{12} = \frac{\begin{pmatrix} A_1 F_{12} & A_2 F_{2R} \\ A_1 F_{1R} & A_R F_{RR} - A_R \end{pmatrix}}{A_R F_{RR} - A_R} = A_1 F_{12} - \frac{A_1 A_2 F_{1R} F_{2R}}{A_R F_{RR} - A_R} \quad (12-1-54)$$

Por otra parte la sumatoria de los F_{Ri} vale 1, luego

$$(F_{R1} + F_{R2} + F_{RR}) A_R = A_R \quad (12-1-55)$$

Luego:

$$A_R F_{RR} - A_R = - (A_R F_{R1} + A_R F_{R2}) \quad (12-1-56)$$

Reemplazando en la solución del determinante

$$A_1 \bar{F}_{12} = A_1 F_{12} + \frac{A_1 F_{1R} \cdot A_2 F_{2R}}{A_1 F_{1R} + A_2 F_{2R}} \quad (12-1-57)$$

Expresión a la que ya habíamos llegado planteando el circuito eléctrico equivalente.

12-1-22 Cuerpos No Negros.

En todos los casos considerados hasta ahora, toda la energía que incidía sobre una determinada superficie era absorbida totalmente, dado que considerábamos que las superficies eran negras. En el caso de superficies reales, no toda la energía incidente es absorbida, sino que una parte se refleja .La energía reflejada puede volver al cuerpo emisor o a otros cuerpos del universo, según los factores de visión del cuerpo que refleja. A su vez, esta energía será también parcialmente reflejada en estos otros cuerpos. De este modo, el estado estacionario se logra a través de un proceso de sucesivas reflexiones y absorciones en el que la energía se va transmitiendo entre los distintos cuerpos que participan del sistema.

El planteo de este tipo de sistemas se torna sumamente complicado, pero es posible simplificar el tratamiento si se supone que los cuerpos se comportan como grises. Para poder resolver el problema, previamente debemos hacer el siguiente análisis:

Supongamos un cuerpo gris que se encuentra intercambiando energía con el ambiente. Por tratarse de un cuerpo no negro, su superficie reflejará parte de la energía incidente. De este modo, la energía total que sale de la superficie considerada es la suma de la energía emitida por dicha superficie más la fracción reflejada de la energía incidente. Llamaremos J a este flujo de energía (por unidad de tiempo y de área)

Si I es la irradiación a la que está sometida la superficie (flujo de energía incidente), la fracción absorbida de ésta es α . Por lo tanto, la energía reflejada será : $I(1-\alpha)=I.\rho$

Entonces $J=W+I.\rho \quad (12-1-58)$

Donde W es el poder emisor dado por

$$W=W_b \cdot \epsilon \quad (12-1-59)$$

Por lo tanto será

$$I = \frac{J-W}{\rho} \quad (12-1-60)$$

El flujo neto de energía en la superficie del cuerpo (calor intercambiado con el exterior) será

$$Q_{1 \rightleftharpoons ext} = A_1 (J-I) \quad (12-1-61)$$

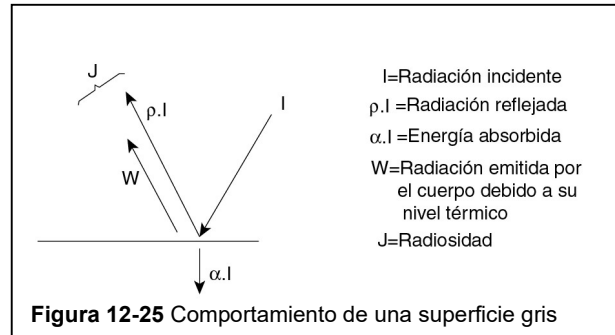


Figura 12-25 Comportamiento de una superficie gris

Reemplazando I resulta

$$Q_{1 \rightleftharpoons ext} = A_1 \left(J - \frac{J-W}{\rho} \right) \quad (12-1-62)$$

Teniendo en cuenta la (12-1-59), y como $(1-\rho)=\epsilon$ por ser cuerpo gris y opaco, resulta

$$Q_{1 \rightleftharpoons ext} = \frac{A_1 \epsilon}{1-\epsilon} (W_b - J) \quad (12-1-63)$$

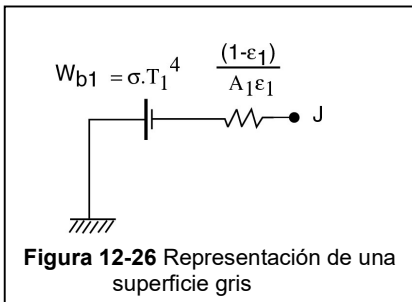


Figura 12-26 Representación de una superficie gris

Si al intercambio calórico que hemos descrito, lo enfocamos desde el punto de vista de la analogía con circuitos eléctricos, vemos que el cuerpo se comporta como si fuera un cuerpo negro sobre el que

incide una cierta energía I y emite una energía J.

Se puede asumir que J es la energía que emite realmente el cuerpo y es como si el cuerpo fuera negro , y de alguna forma pierde una cantidad de energía y se transforma de W_b a J. En la analogía eléctrica esto es una caída de potencial. La misma está dada por

$$W_{b-J} = Q_{1 \leftrightarrow \text{ext}} \cdot \frac{1-\varepsilon}{A_1 \varepsilon} \quad (12-1-64)$$

Es decir que depende del calor intercambiado (o de la intensidad de corriente en el circuito eléctrico)
 Podemos entonces representar al cuerpo gris como si fuera un cuerpo negro con un potencial eléctrico W_b , pero con una resistencia interna que disminuye el valor de este potencial de la forma que se indica en la Figura 12-26

Analizaremos el caso de dos superficies, las cuales son cuerpos grises de áreas A_1 y A_2 y a temperaturas T_1 y T_2 con emisividades ε_1 y ε_2 . Transformaremos los cuerpos grises a negros. Para ello se tendrán poderes emisivos de cuerpos negros W_{b1} y W_{b2} dados por

$$W_{b1} = \sigma T_1^4 \quad W_{b2} = \sigma T_2^4 \quad (12-1-65)$$

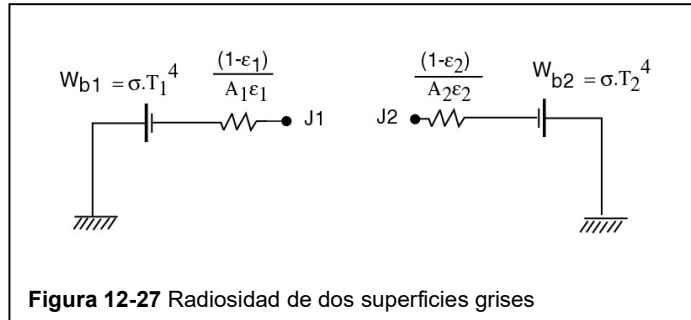
Agregamos las resistencias de transformación de cuerpo gris a negro.
 Del lado del cuerpo 1 se tendrá

$$\frac{1-\varepsilon_1}{A_1 \varepsilon_1} \quad (12-1-66)$$

Y del lado del cuerpo 2 será

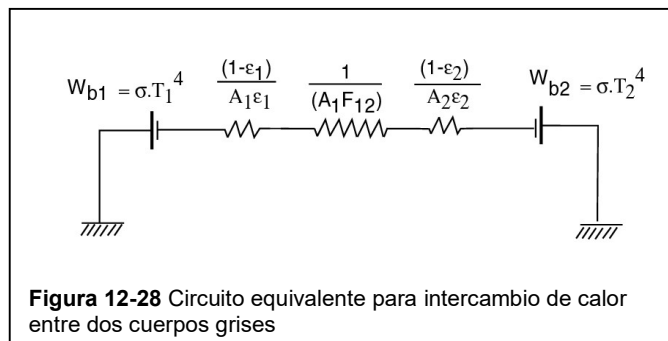
$$\frac{1-\varepsilon_2}{A_2 \varepsilon_2} \quad (12-1-67)$$

Con esto hemos transformado los poderes emisivos a los valores J_1 y J_2 (Figura 12-27)



A partir de J_1 y J_2 los dos cuerpos se comportan como si fueran negros , por lo tanto se repiten los circuitos vistos anteriormente.
 Veremos algunos ejemplos

a) Cuerpos grises en el vacío o rodeados de gases no absorbentes (Figura 12-28)
 Donde como antes F_{12} es el factor de visión



b) Cuerpos grises rodeados por paredes refractarias de igual temperatura (Figura 12-29)

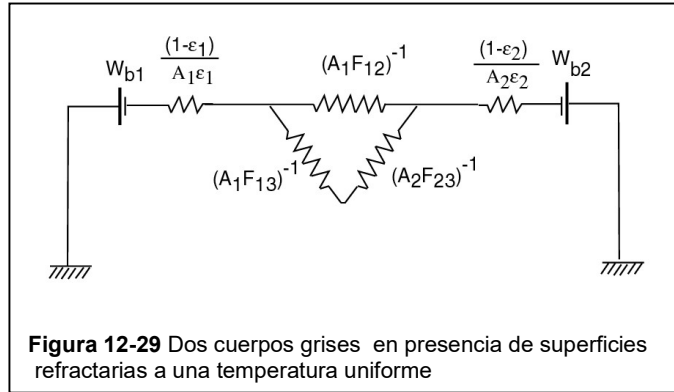


Figura 12-29 Dos cuerpos grises en presencia de superficies refractarias a una temperatura uniforme

c) Cuerpos grises rodeados por paredes refractarias de distinta temperatura (caso particular de dos paredes) (Figura 12-30)

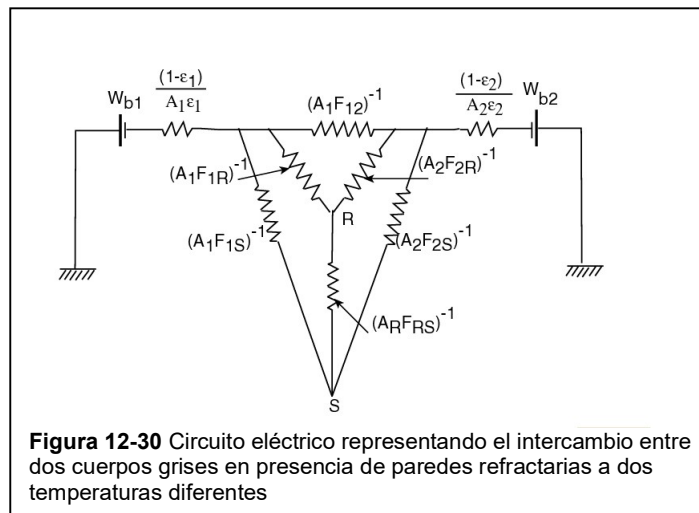


Figura 12-30 Circuito eléctrico representando el intercambio entre dos cuerpos grises en presencia de paredes refractarias a dos temperaturas diferentes

La resolución de los circuitos se hará mediante un determinante . Por fin el circuito se reduce al de la Figura 12-29, donde con \bar{F}_{12} se designa al factor de visión en el caso que existan paredes refractarias.

La resolución del circuito de la Figura 12-31 a su vez proporcionará una resistencia resultante a la que

llamaremos $\frac{1}{A_1 \mathcal{F}_{12}}$. El circuito eléctrico resultante es el de la Figura 12-32

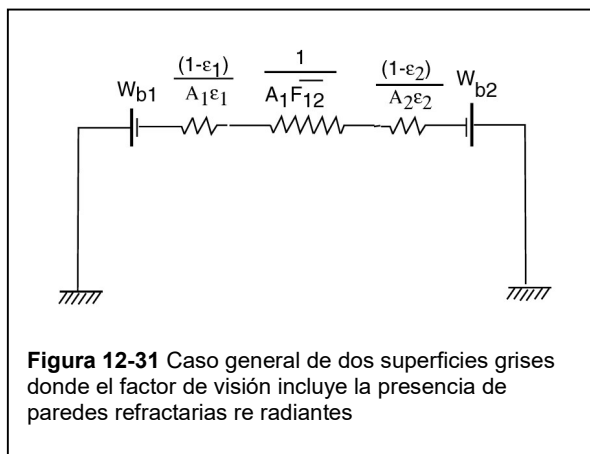


Figura 12-31 Caso general de dos superficies grises donde el factor de visión incluye la presencia de paredes refractarias re radiantes

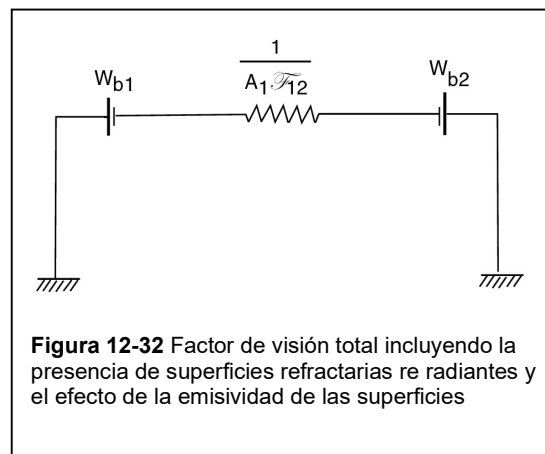


Figura 12-32 Factor de visión total incluyendo la presencia de superficies refractarias re radiantes y el efecto de la emisividad de las superficies

Se hace referencia a A_1 como se podría haber hecho a A_2 y haber puesto $\frac{1}{A_2 \mathcal{F}_{21}}$

12-1-23 Transferencia de Calor desde un Cuerpo Gris a otro que lo Rodea Completamente

Supongamos el caso de un cuerpo gris a temperatura T_1 , rodeado completamente por un segundo cuerpo a temperatura T_2 . La situación es como se indica en la Figura 12-33

Si el factor de visión del cuerpo 1 respecto de sí mismo es nulo, entonces será $F_{12}=1$, y con referencia a la Figura 12-28, la resistencia equivalente será

$$\frac{1}{A_1 \mathcal{F}_{12}} = \frac{1-\varepsilon_1}{A_1 \varepsilon_1} + \frac{1}{A_1} + \frac{1-\varepsilon_2}{A_2 \varepsilon_2} \quad (12-1-68)$$

Es decir

$$\frac{1}{\mathcal{F}_{12}} = \frac{1-\varepsilon_1}{\varepsilon_1} + 1 + \frac{1-\varepsilon_2}{\varepsilon_2} \cdot \frac{A_1}{A_2} \quad (12-1-69)$$

Y si el cociente (A_1/A_2) es pequeño (por ejemplo en el caso de un cuerpo de pequeñas dimensiones en un ambiente infinito) la (12-1-64) queda

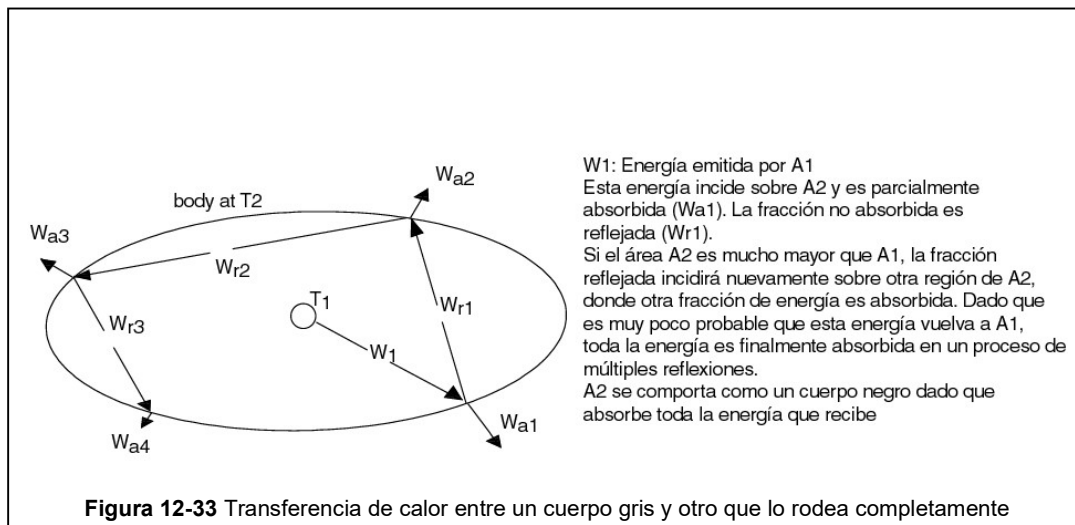
$$\mathcal{F}_{12} = \varepsilon_1 \quad (12-1-70)$$

Es decir que el calor perdido por el cuerpo 1 se puede calcular como

$$Q = A_1 \cdot \varepsilon_1 \cdot (W_{b1} - W_{b2}) = A_1 \cdot \varepsilon_1 \cdot \sigma (T_1^4 - T_2^4) \quad (12-1-71)$$

A esta expresión ya la habíamos utilizado en capítulos anteriores para calcular la pérdida de calor de un cuerpo a temperatura T_1 en un ambiente infinito a temperatura T_2 . Estábamos en deuda con su justificación.

Es interesante notar que la emisividad ε_2 no figura en la Expresión (12-1-71). Esto se debe a que al haber supuesto que el cuerpo A_2 es de dimensiones infinitas, se comporta como un cuerpo negro, ya que la energía que recibe desde el cuerpo 1, se va absorbiendo en sucesivas reflexiones en su superficie, hasta agotarse totalmente con poca probabilidad que parte de esta energía vuelva nuevamente al cuerpo 1



Ejemplo 12-4

Dos placas planas paralelas de 1m por 1m se encuentran a 0.5 m de distancia entre ellas. Una de las placas se encuentra a $T_1=1000$ K y la otra a $T_2=500$ K. Ambas placas se encuentran en un ambiente a 27°C (300K) que puede considerarse de dimensiones muy grandes frente a la de las placas. (ver figura Ejemplo 12-4)

Calcular la cantidad de calor intercambiada por cada una de las placas y por el ambiente.

Considerar que las placas son superficies grises con emisividades $\varepsilon_1=0.5$ y $\varepsilon_2=0.3$

Solución

El ambiente puede considerarse como un tercer cuerpo, por lo que el circuito eléctrico equivalente es el que se representa en la Figura 12-34 .

El Factor de visión F_{12} se obtiene de la Figura 12-12 (curva 2). Corresponde $F_{12}=F_{21}=0.4$

Puesto que cada una de las placas solo tiene visión con la otra placa y con el ambiente, será

$$F_{13} = 1 - F_{12} = 0.6$$

$$F_{23} = 1 - F_{21} = 0.6$$

Las resistencias son entonces (dado que A_1 y A_2 son unitarias)

$$(A_1 F_{12})^{-1} = 1/0.4 = 2.5 \quad (A_1 F_{13})^{-1} = (A_2 F_{23})^{-1} = 1/0.6 = 1.66$$

$$\frac{1-\epsilon_1}{\epsilon_1 A_1} = \frac{1-0.5}{0.5} = 1 \quad \frac{1-\epsilon_2}{\epsilon_2 A_2} = \frac{1-0.3}{0.3} = 2.33$$

$$W_{b1} = 5.672 \times 10^{-8} \times 1000^4 = 56720 \text{ W/m}^2$$

$$W_{b2} = 5.672 \times 10^{-8} \times 500^4 = 3545 \text{ W/m}^2$$

$$W_{b3} = 5.672 \times 10^{-8} \times 300^4 = 459 \text{ W/m}^2$$

El circuito se resuelve con cualquiera de los métodos utilizados para la resolución de los circuitos eléctricos.

Una forma sencilla de resolverlo es planteando que la suma de las corrientes (flujos de calor) que llegan a cada uno de los nodos debe ser cero.

Entonces:

$$\frac{56.72 - J_1}{1} = \frac{J_1 - J_2}{2.5} + \frac{J_1 - 0.46}{1.66}$$

$$\frac{J_2 - 3.57}{2.33} = \frac{J_1 - J_2}{2.5} + \frac{0.46 - J_2}{1.66}$$

Se tienen dos ecuaciones con dos incógnitas . Resolviendo se obtiene

$$J_1 = 30.45 \quad J_2 = 9.796$$

Conociendo los potenciales de estos dos puntos pueden calcularse las corrientes del circuito. Se obtiene:

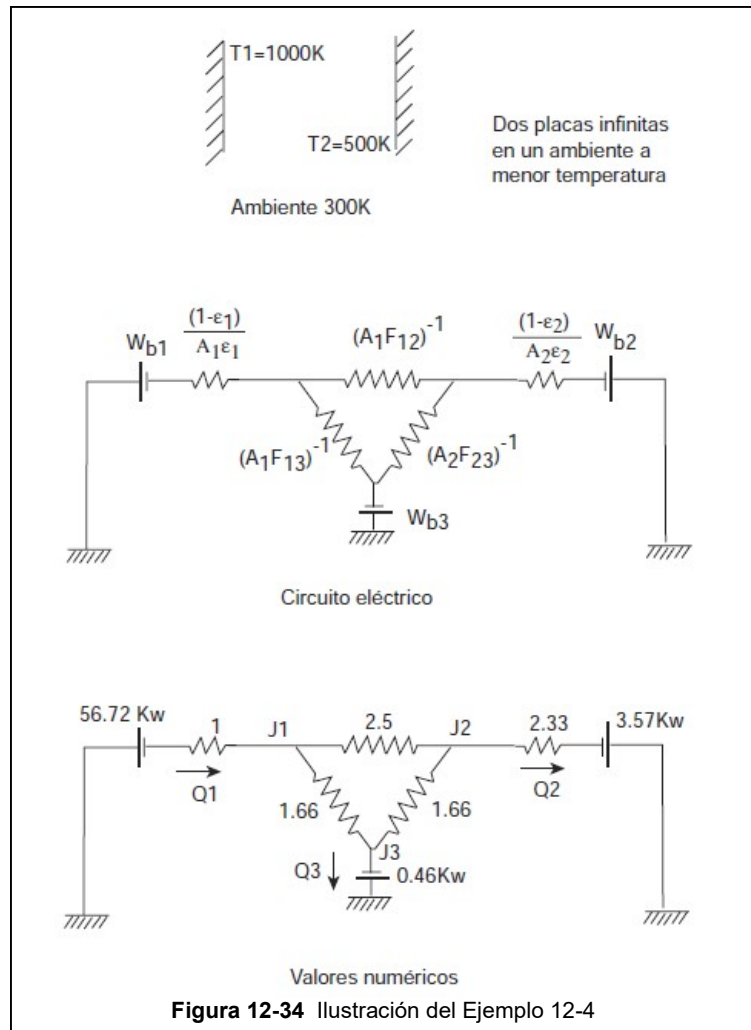
$$Q_1 = 26.27 \text{ kW} \quad Q_2 = 2.67 \text{ kW} \quad Q_3 = 23.6 \text{ kW}$$

$$Q_{1 \leftrightarrow 2} = 8.264 \text{ kW} \quad Q_{1 \leftrightarrow 3} = 18.0 \text{ kW}$$

$$Q_{2 \leftrightarrow 3} = 5.6 \text{ kW}$$

Es decir que ambas superficies emiten al ambiente externo la mayor cantidad de radiación.

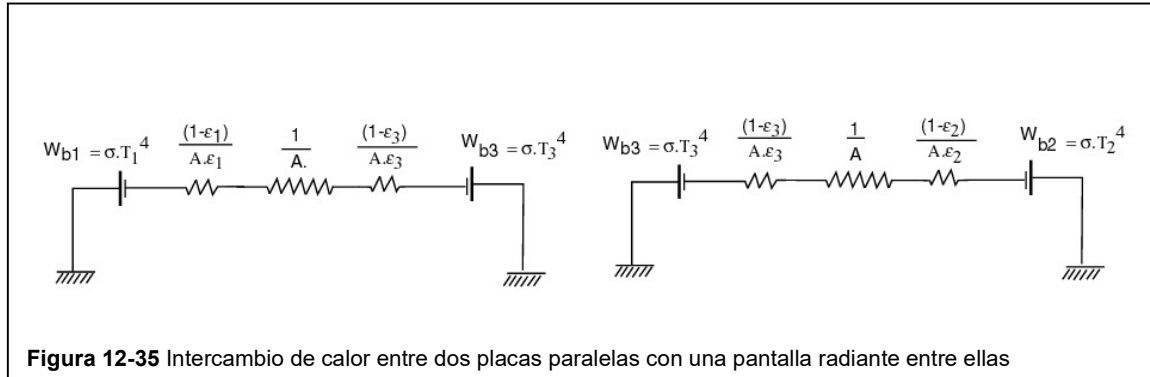
De los 26.27 KW emitidos por la superficie 1, solo 2.67 KW son absorbidos por la superficie 2



12-1-24 Apantallamientos Radiantes

Una manera de reducir la transferencia de calor por radiación entre dos superficies consiste en colocar una pantalla entre ellas. Es de nuestra experiencia cotidiana que para no sentir los efectos de la radiación solar debemos ubicarnos a la sombra, o que si interponemos una pantalla entre nosotros y una estufa de cuarzo no sentimos el efecto de su radiación.

Supongamos el caso de dos planos paralelos infinitos que se encuentran a temperaturas T_1 y T_2 , de modo que uno actúa como fuente de calor y el otro como sumidero.

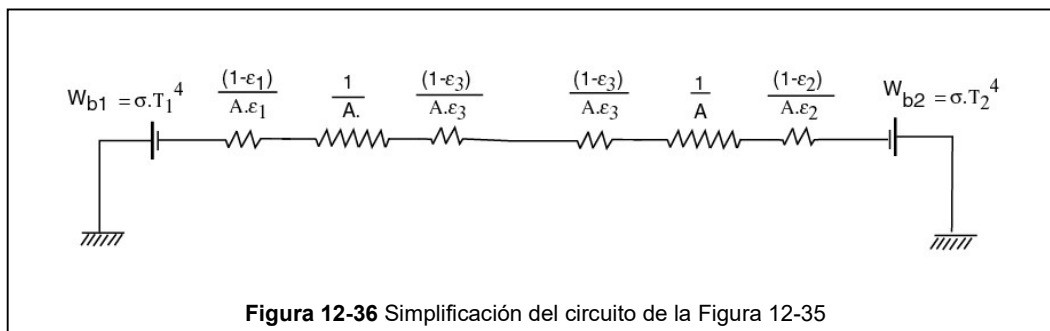


Nuevamente en este caso, el factor de visión F_{12} vale 1, por lo que también es válida la Ecuación (12-1-63)

Supongamos que ahora interponemos entre ambos planos una pantalla radiante A_3 . Dado que esta pantalla sólo puede intercambiar calor con los planos A_1 y A_2 , alcanzará un estado de equilibrio cuando el calor que reciba de A_1 sea igual al que transmita a A_2 .

El intercambio de energía entre el plano 1 y el plano 3, puede representarse por la malla izquierda del circuito de la Figura 12-35, mientras que el intercambio entre 3 y 2 corresponde a la malla derecha.

Puesto que $Q_{1\rightarrow 2} = Q_{2\rightarrow 3}$, (el cuerpo 3 no aporta ni retira energía del sistema) la rama que contiene a W_{b3} puede eliminarse sin alterar la distribución de corrientes, y se tiene el circuito de la Figura 12-36



Ejemplo 12-5

Calcular la cantidad de calor intercambiada entre dos planos negros paralelos infinitos que se encuentran a 900 y 400 K respectivamente y en cuanto se reduce este intercambio si entre ambas superficies se intercala una pantalla radiante de emisividad 0.4

Solución

Para planos paralelos infinitos los factores de visión son unitarios. En el caso de los planos enfrentados sin pantalla el intercambio será

$$\frac{Q}{A} = \sigma(T_1^4 - T_2^4) = 5.672 \times 10^{-8} (900^4 - 400^4) = 35760 \text{ W/m}^2$$

Cuando se introduce la pantalla el sistema se puede representar por la Figura 12-36 La resistencia de todo el circuito será

$$\frac{1}{A} + \frac{1-\varepsilon_3}{\varepsilon_3 \cdot A} + \frac{1-\varepsilon_3}{\varepsilon_3 \cdot A} + \frac{1}{A} = \frac{2}{A} \left(1 + \frac{1-0.4}{0.4} \right) = \frac{5}{A}$$

Luego

$$\frac{Q}{A} = \frac{\sigma(T_1^4 - T_2^4)}{5} = \frac{5.672 \times 10^{-8} (900^4 - 400^4)}{5} = 7152 \text{ W/m}^2$$

Vemos que el intercambio de energía se reduce a una quinta parte por la simple colocación de la pantalla. Esto se debe en gran medida al relativamente bajo valor de su emisividad, lo que hace que la pantalla refleje gran cantidad de energía.

Veremos cual sería la situación si se considera que la pantalla es un cuerpo negro.

En este caso, la resistencia de todo el circuito será $\frac{2}{A}$, luego

$$\frac{Q}{A} = \frac{\sigma(T_1^4 - T_2^4)}{2} = \frac{5.672 \times 10^{-8} (900^4 - 400^4)}{2} = 17880 \text{ W/m}^2$$

Es decir que, aún en este caso, la cantidad de calor intercambiada se reduce a la mitad.

Se puede fácilmente demostrar que si se agregan otras pantallas adicionales en el camino de la radiación, la cantidad de calor intercambiada será

$$\frac{Q}{A} = \frac{\sigma(T_1^4 - T_2^4)}{2(n+1)},$$

donde n es el número de pantallas.

12-2 Transmisión de Calor por Radiación en Medios Absorbentes

12-2-1 Gases Activos y Gases Inertes para la Radiación

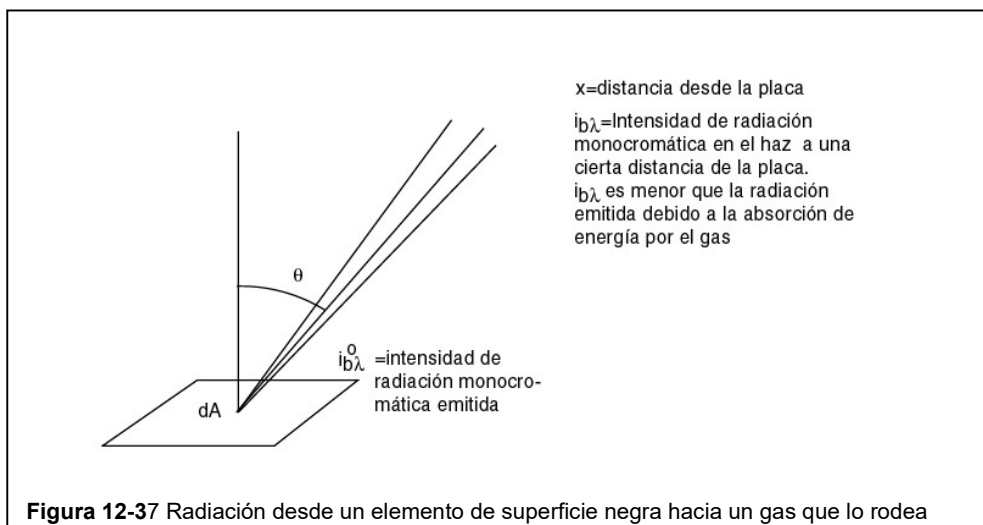
Hasta aquí se ha considerado la energía radiante cedida o absorbida por superficies sólidas, suponiendo que el espacio que las rodea es el vacío o un gas totalmente transparente a la radiación. Ciertos gases, sin embargo, son capaces de absorber o irradiar energía.

Hasta una temperatura de aproximadamente 2800 K, la energía radiante emitida por un gas se debe casi exclusivamente a cambios de energía de rotación o vibración de las moléculas. Aquellos gases cuyas moléculas están formadas por átomos de un mismo elemento no son capaces de irradiar energía térmica ni tampoco de absorberlas. Estos gases, (N₂, O₂, H₂) son transparentes a la radiación térmica.

En cambio los gases con moléculas asimétricas, como CO₂, CO, H₂O etc. son capaces de absorber y ceder energía en el rango de longitudes de onda correspondientes a la radiación térmica.

12-2-2 Descripción del Fenómeno de Absorción de Radiación por parte de un Gas. Ley de Beer

Sea dA un elemento de área de una superficie negra rodeada de un gas capaz de absorber energía. Sea $i_{b\lambda}^0$ la intensidad monocromática de radiación emitida por la superficie en determinada longitud de onda en la dirección θ . (Figura 12-37).



La absorción de la radiación por el gas es un proceso de volumen. En una longitud dx la intensidad de radiación se ve disminuida en un valor que, de acuerdo a la ley de Beer está dado por

$$-di_{b\lambda} = k_{\lambda} \cdot i_{b\lambda} \cdot dx \quad (12-2-1)$$

Donde k_{λ} es una función de la concentración de moléculas absorbentes del gas (o sea de la presión parcial de los componentes absorbentes) y de la temperatura, como también de la longitud de onda considerada. Las condiciones de borde para la integración de la Ecuación (12-2-1) son

$$\text{para } x=0 \quad i_{b\lambda} = i_{b\lambda}^{\circ}$$

$$\text{para } x=x \quad i_{b\lambda} = i_{b\lambda(x)}$$

Luego

$$\int_{i_{b\lambda}^{\circ}}^{i_{b\lambda(x)}} \frac{di_{b\lambda}}{i_{b\lambda}} = \int_0^x -k_{\lambda} \cdot dx \quad (12-2-2)$$

Como resultado de la integración se obtiene la siguiente distribución de la intensidad de radiación en función de la distancia al elemento de superficie

$$i_{b\lambda(x)} = i_{b\lambda}^{\circ} \cdot e^{-k_{\lambda} \cdot x} \quad (12.2.3)$$

Esta relación indica que la intensidad inicial de la radiación, $i_{b\lambda}^{\circ}$ se reduce exponencialmente al atravesar el gas.

Supongamos que x tiende a cero. en ese caso

$$i_{b\lambda(x)} = i_{b\lambda}^{\circ} \quad (12-2-4)$$

La conclusión es que si el espesor es pequeño el gas se comporta como si fuera transparente.

Si llamamos dQ_{λ} a la cantidad de radiación monocromática emitida por el elemento de área en la unidad de tiempo dentro del ángulo sólido $d\omega$ será

$$dQ_{\lambda \text{ emitida}} = i_{b\lambda}^{\circ} \cdot dA \cdot \cos\theta \cdot d\omega \quad (12-2-5)$$

A una cierta distancia x de la superficie , la intensidad del haz se habrá debilitado según la Expresión (12-2-3) y por lo tanto, la cantidad de energía que permanece en el haz será

$$i_{b\lambda}^{\circ} \cdot dA \cdot \cos\theta \cdot d\omega \cdot e^{-k_{\lambda} x} \quad (12-2-6)$$

y por lo tanto, la energía absorbida estará dada por

$$dQ_{\lambda \text{ absorbido}} = i_{b\lambda}^{\circ} \cdot dA \cdot \cos\theta \cdot d\omega \cdot (1 - e^{-k_{\lambda} x}) \quad (12-2-7)$$

Se define el factor de absorción monocromático del gas , hasta una cierta distancia de la superficie emisora, como la fracción de energía absorbida por la masa de gas que hay desde la superficie hasta el valor de x considerado. Esta fracción se toma respecto del total de energía emitida por la superficie en esa dirección

$$\alpha_{\lambda} = \frac{i_{b\lambda}^{\circ} \cdot dA \cdot \cos\theta \cdot d\omega \cdot (1 - e^{-k_{\lambda} x})}{i_{b\lambda}^{\circ} \cdot dA \cdot \cos\theta \cdot d\omega} = (1 - e^{-k_{\lambda} x}) \quad (12-2-8)$$

Analizando la Ecuación (12-2-8) vemos que:

- 1) El factor de absorción monocromático es independiente de la dirección pues k_{λ} no es función de θ .
- 2) El factor de absorción monocromático es función de la distancia a la superficie emisora, es decir que depende de la masa de gas atravesada por el haz (no es sólo función de las variables de estado termodinámico del gas). Si la distancia x es muy grande α tiende a 1, lo cual significa que a una distancia muy grande de la superficie , el gas habrá absorbido toda la energía emitida por ella.
- 3) El factor de absorción monocromático depende de la longitud de onda . Esta dependencia es muy fuerte. Los espectros de emisión y absorción de los gases son en general discontinuos. Esto significa que existen bandas de longitud de onda en las que el gas absorbe radiación y zonas en las que es completamente transparente

La diferencia en los coeficientes de absorción que exhiben los gases para radiación de distinta longitud de onda causa el fenómeno conocido como efecto invernadero

La radiación solar , como es emitida por un cuerpo a mayor temperatura, corresponde a menores longitudes de onda que la radiación emitida por la Tierra. Los gases responsables del efecto invernadero, como el CO₂, absorben preferentemente energía correspondiente a mayores longitudes de onda, por eso

son más transparentes a la radiación proveniente del Sol, pero atrapan mucha de la radiación emitida por la Tierra, y luego la re-emiten hacia la superficie terrestre

Esto produce un aumento en la superficie del planeta, que necesita una mayor temperatura para alcanzar un nuevo equilibrio térmico. Esta temperatura aumenta a medida que crece el contenido de CO₂ de la atmósfera

Debido a la combustión de los combustibles fósiles como el petróleo y el gas, cada año se incorporan a la atmósfera terrestre unos 26000 millones de toneladas de CO₂, creando uno de los mayores problemas que la humanidad tendrá que enfrentar en los próximos años

El término "invernadero", proviene del hecho que estos gases se comportan como el vidrio. Los invernaderos de vidrio permiten ingresar la radiación solar pero retienen la radiación que intenta escapar, creando así un ambiente templado en su interior

12-2-3 Factor de Absorción Semiesférico Monocromático

Supongamos nuevamente un elemento de superficie negra dA que se encuentra rodeado de una semiesfera de gas de radio L (Figura 12-38).

La energía monocromática emitida por dicho elemento de superficie en el diferencial de ángulo sólido dω está dado por la Expresión (12-2-5).

Si queremos calcular la energía monocromática total emitida por dA debemos integrar la Ecuación (12-2-5) para todo el semiespacio. Se obtiene

$$\int i_{b\lambda}^o \cos\theta \cdot dA \cdot d\omega = \pi \cdot i_{b\lambda}^o \cdot dA \quad (12-2-9)$$

(Para detalles de esta integración ver la Sección 12-1-14)

A su vez, toda la energía absorbida en el diferencial de ángulo sólido y hasta un valor del radio igual a L será de acuerdo con la Ecuación (12-2-7)

$$dQ_{\lambda, \text{absorbido}} = i_{b\lambda}^o \cdot dA \cdot \cos\theta \cdot d\omega \cdot (1 - e^{-k_{\lambda}L}) \quad (12-2-10)$$

El término entre paréntesis es igual al factor de absorción monocromático correspondiente al radio L.

Puesto que el mismo es independiente de θ. La integración de la Ecuación (12-2-10) se realiza de la misma forma que la (12-2-9). Y resulta entonces que el valor de la energía absorbida en toda la semiesfera de radio L es

$$\begin{aligned} dQ_{\lambda, 1 \rightarrow G} &= \int i_{b\lambda}^o \cos\theta \cdot dA \cdot d\omega \cdot \alpha_{\lambda} = \int_{\phi=0}^{\phi=2\pi} \int_{\theta=0}^{\theta=\pi/2} i_{b\lambda}^o \alpha_{\lambda} \cos\theta \cdot \sin\theta dA \cdot d\phi \cdot d\theta = \\ &= \pi \cdot i_{b\lambda}^o \alpha_{\lambda} \cdot dA \quad (12-2-11) \end{aligned}$$

Puesto que $\pi \cdot i_{b\lambda}^o = W_{b\lambda 1}$ (poder emisivo monocromático del cuerpo negro a la temperatura T1 a la que se encuentra la superficie), es

$$dQ_{\lambda, 1 \rightarrow G} = \alpha_{\lambda} \cdot W_{b\lambda 1} \cdot dA \quad (12-2-12)$$

La fracción de la energía absorbida respecto de la emitida, puede calcularse haciendo el cociente entre las expresiones (12-2-11) y (12-2-9) y resulta

$$\frac{\text{energía absorbida}}{\text{energía emitida}} = \frac{\pi \cdot i_{b\lambda}^o \cdot \alpha_{\lambda} \cdot dA}{\pi \cdot i_{b\lambda}^o \cdot dA} = \alpha_{\lambda} \quad (12-2-13)$$

Por este motivo, al factor de absorción definido por la Expresión (12-2-8) también se lo llama factor de absorción semiesférico monocromático, ya que su definición puede expresarse a través de la (12-2-13)

El factor de absorción semiesférico monocromático, representa la fracción de energía monocromática de la longitud de onda considerada, que es absorbida por una semiesfera de gas respecto del total de la energía emitida por una superficie diferencial ubicada en su centro

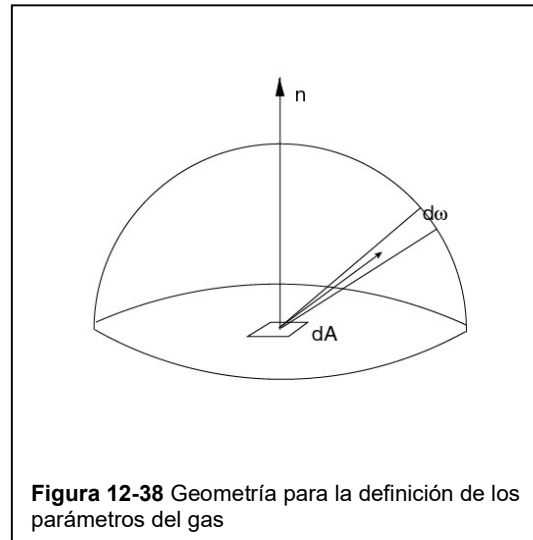


Figura 12-38 Geometría para la definición de los parámetros del gas

Puesto que $\alpha_\lambda = 1 - e^{-k_\lambda \cdot L}$, vemos que el factor de absorción monocromático depende de L , es decir del volumen considerado, como así también, a través de k_λ , de la naturaleza del gas, de su presión, temperatura, y de la longitud de onda de la radiación considerada.

12-2-4 .Emisividad Semiesférica Monocromática

Hemos dicho que los gases, así como son capaces de absorber radiación, también son capaces de emitirla. De la misma forma que la absorción de radiación por un gas es un fenómeno de volumen, también la emisión se verifica en toda la masa del gas.

Para estudiar la emisión de radiación por parte de los gases, se acostumbra también a definir un volumen semiesférico de gas con un elemento diferencial de superficie ubicado en su centro. Como consecuencia de su temperatura, el gas emite radiación. Parte de la radiación emitida alcanza al elemento de superficie. Si llamamos $dQ_{\lambda, G \rightarrow 1}$ a la cantidad de energía monocromática que llega a la superficie por unidad de tiempo, se define una emisividad semiesférica monocromática como:

$$\varepsilon_\lambda = \frac{dQ_{\lambda, G \rightarrow 1}}{dA \cdot W_{b\lambda, G}} \quad (12-2-14)$$

Siendo $W_{b\lambda, G}$ el poder emisivo monocromático del cuerpo negro a la temperatura del gas. Obsérvese que la emisividad gaseosa está definida en función del área de la superficie receptora, y no del elemento emisor.

Si dA es un elemento de superficie negra, toda la energía incidente será absorbida, y en estas condiciones, el intercambio neto de energía entre la superficie y el gas, surge de:

$$dQ_{\lambda, 1 \rightleftharpoons G} = dQ_{\lambda, 1 \rightarrow G} - dQ_{\lambda, G \rightarrow 1} \quad (12-2-15)$$

y combinando con la (12-2-14) y (12-2-12)

$$dQ_{\lambda, 1 \rightleftharpoons G} = dA(\varepsilon_\lambda \cdot W_{b\lambda, G} - \alpha_\lambda \cdot W_{b\lambda, 1}) \quad (12-2-16)$$

Es importante notar que tanto ε_λ como α_λ son función del volumen de gas. Cuando aumenta el volumen de gas crecen ε_λ , y α_λ y aumenta el intercambio de energía en uno y otro sentido.

12-2-5 Emisividad y Factor de Absorción Total

Hemos visto que el factor de absorción y la emisividad monocromática de los gases, son una función casi discontinua de la longitud de onda. A diferencia de lo que ocurre con los sólidos, los fenómenos de emisión y absorción gaseosa se producen en bandas muy estrechas del espectro.

Para cada intervalo de longitud de onda en que el gas es absorbente, tanto el factor de absorción como la emisividad son funciones del tipo

$$\alpha_\lambda = 1 - e^{-k_\lambda \cdot L} \quad (12-2-17)$$

donde k_λ depende de la longitud de onda, de la presión y de la temperatura.

Sin embargo, en los cálculos técnicos, interesa definir factores de absorción y emisividades medios para todo el rango de la radiación térmica.

Estos coeficientes medios, y su dependencia con los parámetros del gas fueron definidos y correlacionados por Hottel para los casos del CO_2 y del vapor de agua.

La definición del factor de absorción y de la emisividad total se hace de la misma forma que para el caso de los factores semiesféricos monocromáticos. Se considera un elemento de superficie negra dA ubicado en el centro de una semiesfera de radio L que contiene al gas.

Si llamamos $dQ_{G \rightarrow 1}$ a la cantidad de energía (de todas las longitudes de onda), que llega al elemento de superficie por unidad de tiempo, se define la emisividad del gas como

$$dQ_{G \rightarrow 1} = \varepsilon \cdot W_{bG} \cdot dA \quad (12-2-18)$$

Donde W_{bG} es el poder emisivo total del cuerpo negro a la temperatura del gas, es decir

$$W_{bG} = \sigma \cdot T_G^4 \quad (12-2-19)$$

A su vez, si $dQ_{1 \rightarrow G}$ es la energía emitida por dA y absorbida por el gas, el coeficiente de absorción del gas se define como:

$$dQ_{1 \rightarrow G} = \alpha \cdot W_{b1} \cdot dA \quad (12-2-20)$$

Donde W_{b1} es el poder emisor del cuerpo negro a la temperatura del elemento de superficie, es decir:

$$W_{b1} = \sigma T_1^4 \quad (12-2-21)$$

El intercambio neto de energía entre el gas y el elemento de superficie puede entonces calcularse como

$$dQ_{1 \rightleftharpoons G} = dA \cdot \sigma (\epsilon \cdot T_G^4 - \alpha T_1^4) \quad (12-2-22)$$

12-2-6 Gráficos de Emisividad y Factor de Absorción

Los coeficientes de emisividad y factores de absorción totales, fueron correlacionados para el CO_2 y el vapor de agua, que son los gases que constituyen los productos de toda combustión.

La dependencia de estos factores medios con los parámetros del sistema se aparta francamente de la Expresión (12-2-17) que solo es válida para el caso monocromático.

El cálculo de la emisividad y el factor de absorción para el caso de un gas a temperatura T_G contenido en una semiesfera de radio L , intercambiando energía con un diferencial de superficie negra a temperatura T_1 colocado en su centro, se realiza por medio de gráficos como se indica a continuación.

Para el caso del CO_2 , si p_c es la presión parcial del CO_2 en la masa gaseosa, la emisividad se obtiene de la Figura 12- 39 en función de la temperatura del gas teniendo como parámetro el producto $p_c \cdot L$. Este gráfico es válido solo para el caso en que la presión total sea de una atmósfera (101,3 kPa).

Para condiciones diferentes de la mencionada, debe obtenerse de la Figura 12-40 un factor de corrección C_c que se obtiene en función de la presión total y del producto, $p_c \cdot L$. El valor de la emisividad está dado entonces por

$$\epsilon_{CO_2} = e \cdot C_c \quad (12-2-23)$$

Siendo e el valor obtenido del gráfico de la Figura 12-39

Para el vapor de agua se utiliza un procedimiento similar. Si p_w es la presión parcial del vapor de agua en la mezcla, puede obtenerse de la Figura 12-41 una emisividad e , como función de T_G y $p_w \cdot L$.

Este gráfico también es válido para una presión total de 101,3 kPa y para p_w tendiendo, a cero. Para otras condiciones debe usarse un factor de corrección obtenido de la Figura 12-42. Obsérvese que la absisa es en este caso $\frac{1}{2}(p+p_w)$ siendo p la presión total. La emisividad del vapor de agua entonces, es el producto

$$\epsilon_{H_2O} = e \cdot C_w \quad (12-2-24)$$

Para el caso de una mezcla conteniendo CO_2 y vapor de agua juntos, se debe hacer una corrección adicional. Dado que las bandas de emisión del CO_2 y del vapor de agua presentan alguna superposición, ocurre que en una mezcla de ambos gases, parte de la energía emitida por uno de ellos es absorbida por el otro. Esto hace que la emisividad de la mezcla, que si no existiera superposición sería la suma de las emisividades, se vea disminuida. La emisividad total de la mezcla se obtiene entonces de

$$\epsilon = \epsilon_{CO_2} + \epsilon_{H_2O} - \Delta \epsilon \quad (12-2-25)$$

Donde $\Delta \epsilon$ se obtiene de la Figura 12-43.

El valor del factor de absorción se obtiene de una forma parecida. El factor de absorción de una mezcla conteniendo CO_2 y vapor de H_2O será

$$\alpha = \alpha_{CO_2} + \alpha_{H_2O} - \Delta \alpha \quad (12-2-26)$$

A su vez

$$\alpha_{CO_2} = e' \cdot C'_c \cdot \left(\frac{T_G}{T_1} \right)^{0.65} \quad (12-2-27)$$

Donde e' se obtiene del gráfico de la Figura 12-39 pero tomando como absisa la temperatura de la superficie T_1 en lugar de la temperatura del gas y calculando el valor del parámetro como $p_c \cdot L \cdot (T_1/T_G)$ en lugar de $p_c \cdot L$.

Para el vapor de agua

$$\alpha_{H_2O} = e' \cdot C'_w \cdot \left(\frac{T_G}{T_1} \right)^{0.45} \quad (12-2-28)$$

Donde e' y C'_w se obtienen de las Figuras 12-41 y 12-42. Para hallar e' se entra a la Figura 12-41 con la temperatura T_1 en absisa y con el valor $p_w.L.(T_1/T_G)$ como parámetro.

Los coeficientes de corrección C'_c y C'_w se obtienen del mismo modo que para el caso de las emisividades. Un cálculo completo se desarrolla en el Ejemplo 12-6

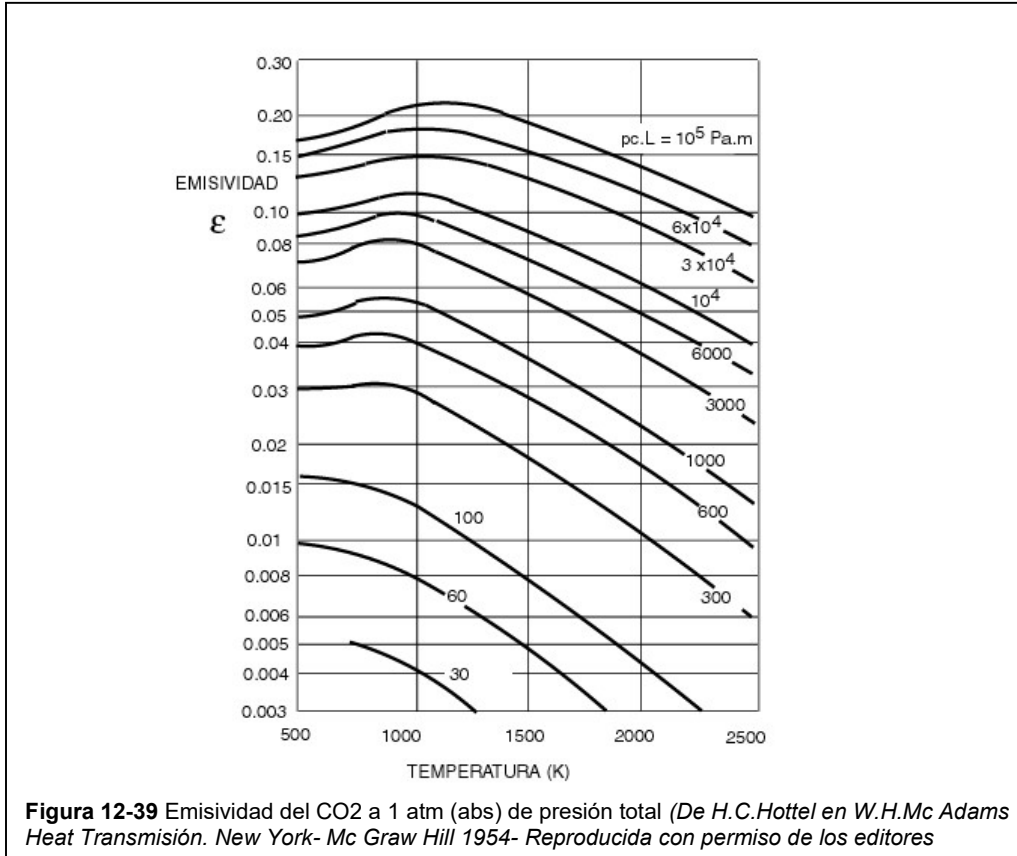


Figura 12-39 Emisividad del CO2 a 1 atm (abs) de presión total (De H.C.Hottel en W.H.Mc Adams Heat Transmisión. New York- Mc Graw Hill 1954- Reproducida con permiso de los editores)

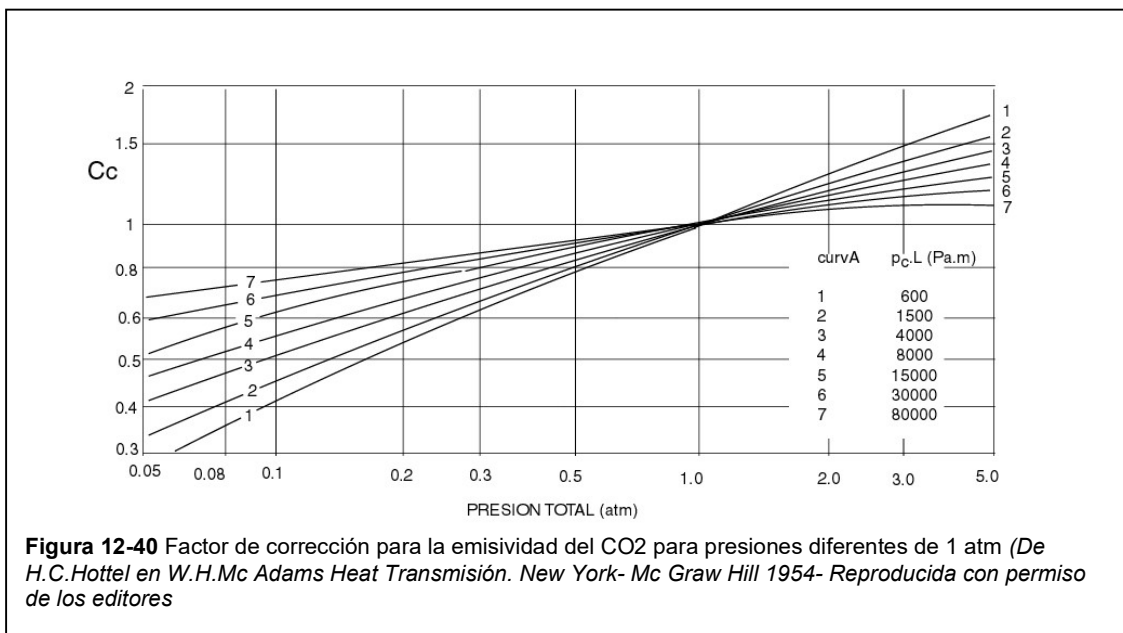


Figura 12-40 Factor de corrección para la emisividad del CO2 para presiones diferentes de 1 atm (De H.C.Hottel en W.H.Mc Adams Heat Transmisión. New York- Mc Graw Hill 1954- Reproducida con permiso de los editores)

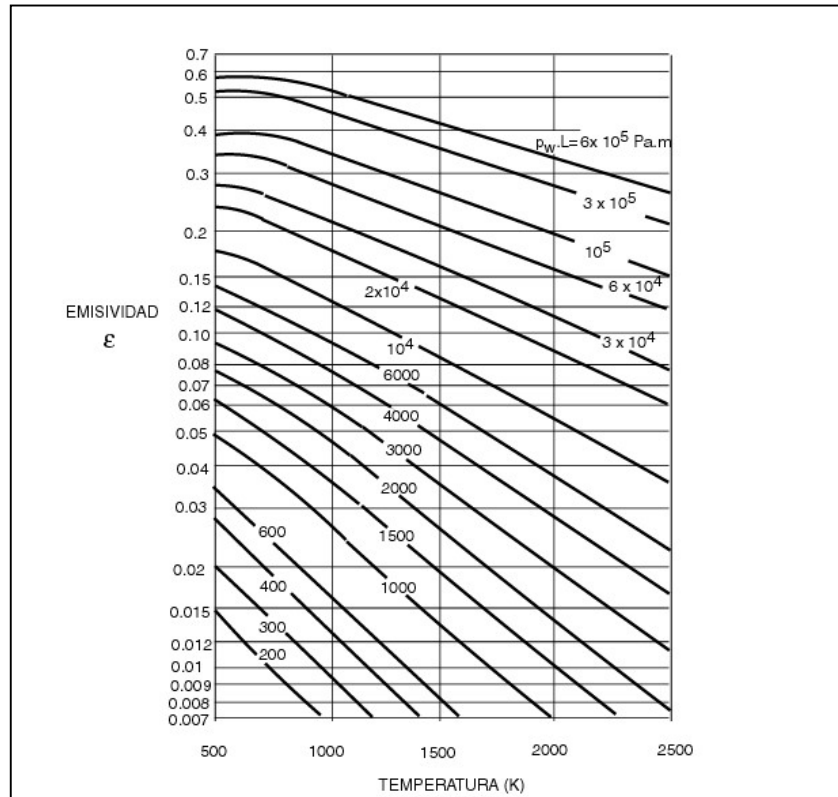


Figura 12-41 Emisividad del vapor de agua a 1 atm (abs) de presión total y una presión parcial de vapor de agua tendiendo a cero (De H.C.Hottel en W.H.Mc Adams Heat Transmisión. New York- Mc Graw Hill 1954- Reproducida con permiso de los editores)

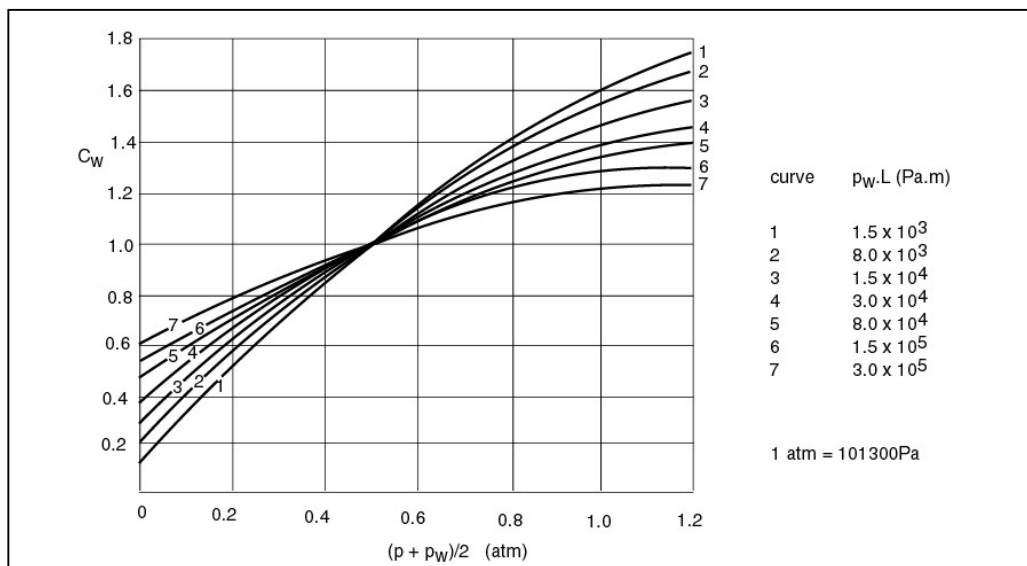


Figura 12-42 Factor de corrección para la emisividad del vapor de agua (De H.C.Hottel en W.H.Mc Adams Heat Transmisión. New York- Mc Graw Hill 1954- Reproducida con permiso de los editores)

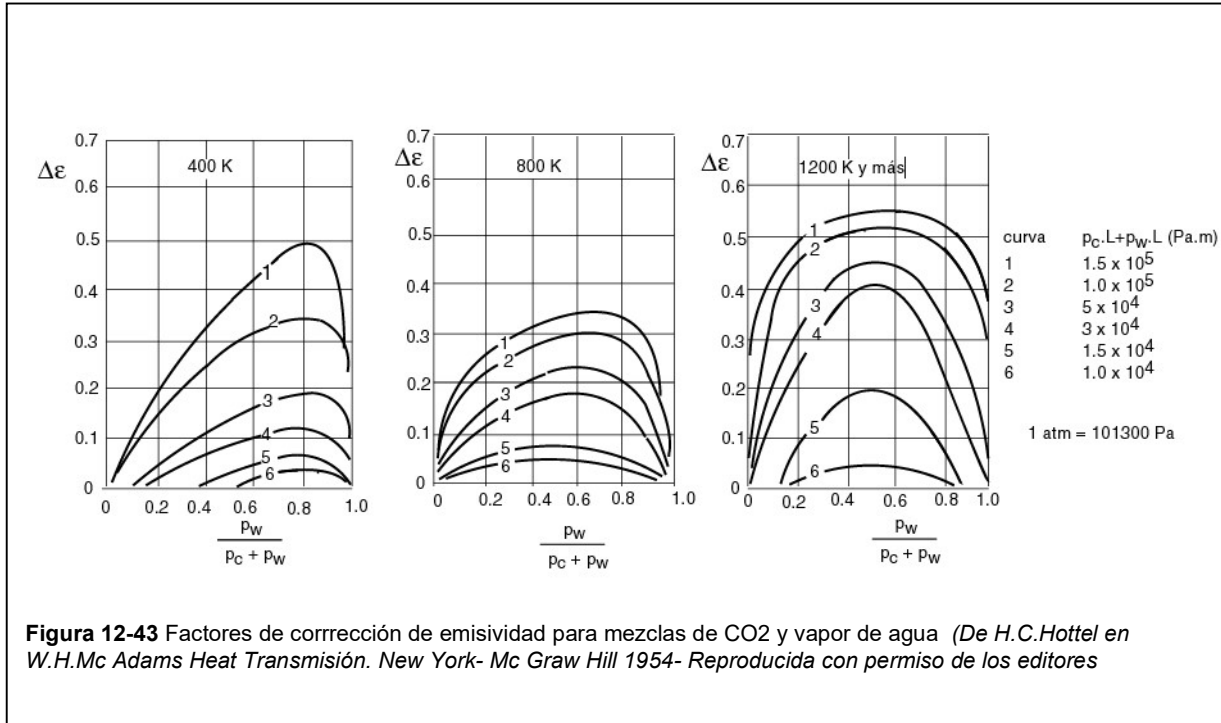


Figura 12-43 Factores de corrección de emisividad para mezclas de CO2 y vapor de agua (De H.C.Hottel en W.H.Mc Adams Heat Transmisión. New York- Mc Graw Hill 1954- Reproducida con permiso de los editores)

12-2-7 Intercambio de Energía entre un Gas y una Superficie Cualquiera

Hasta ahora el planteo que hemos efectuado, solo nos permite calcular el intercambio de energía radiante entre una semiesfera de gas y un elemento de superficie colocado en su centro. Para otras geometrías, el problema se resuelve mediante el concepto de longitud semiesférica equivalente.

La longitud semiesférica equivalente es una longitud ficticia característica de la geometría considerada, que permite obtener, empleando los gráficos 12-39 a 12-43 valores de emisividad y factor de absorción gaseoso tales que el intercambio de energía entre el gas y la superficie se exprese como:

$$Q_{G \rightleftharpoons 1} = A(\epsilon W_{bG} - \alpha W_{b1}) \quad (12-2-29)$$

o bien:

$$Q_{G \rightleftharpoons 1} = A \cdot \sigma (\epsilon T_G^4 - \alpha T_1^4) \quad (12-2-30)$$

El caso más común es el de tener un gas intercambiando energía con las paredes del recinto que lo contiene.

En estos casos, la Tabla 12-1, permite obtener el valor de la longitud semiesférica equivalente para algunas formas sencillas. Para otras geometrías no incluidas en la Tabla 12-1, la longitud semiesférica equivalente puede aproximarse como

$$L = 3.4 \frac{\text{Volumen}}{\text{Area de la superficie}}$$

Tabla 12-1	
Longitud semiesférica equivalente	
Forma	L
Cilindro infinito	diámetro
Cilindro recto circular de altura =	2/3 x diámetro
diámetro	
Espacio entre planos paralelos	2 x distancia entre planos
cubo	2/3 x lado

12-2-8 Emisividad Equivalente de un Gas Gris

Haciendo una extensión del concepto de cuerpo gris, se puede definir un gas gris como aquel cuya emisividad es igual a su coeficiente de absorción.

En ese caso, la ecuación 12-2-29 se transforma en

$$Q_{G \rightleftharpoons 1} = A \epsilon (W_{bG} - W_{b1}) \quad (12-2-30)$$

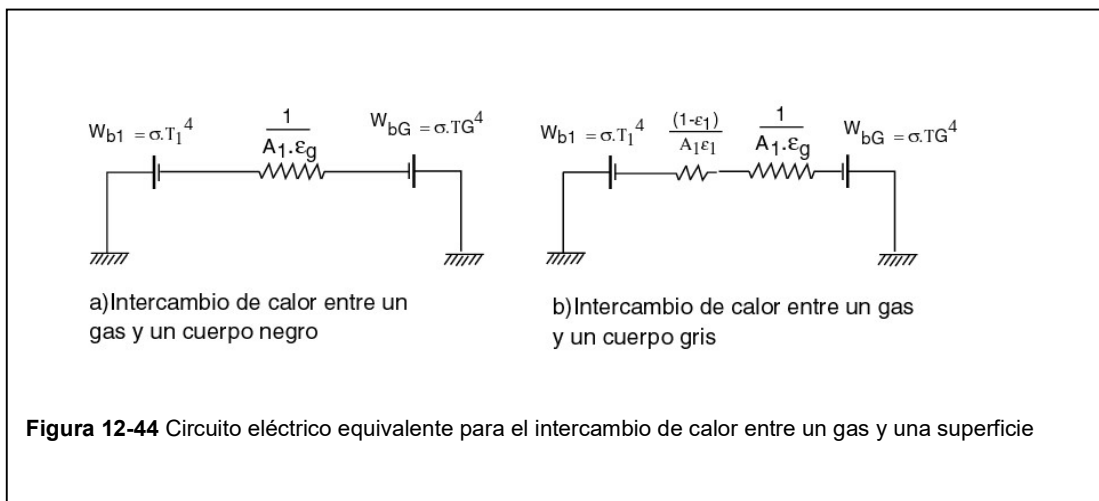
Tal como hemos visto en el tema anterior, los gases como el CO2 y el vapor de agua, distan mucho de comportarse como grises. Sin embargo, puede conservarse la forma de la Ecuación (12-2-30) si se define una emisividad equivalente de gas gris como

$$\epsilon_g = \frac{\epsilon W_{bG} - \alpha W_{b1}}{W_{bG} - W_{b1}} \quad (12-2-31)$$

De esta forma, el intercambio de energía entre el gas y la superficie será

$$Q_{G \rightleftharpoons 1} = A \epsilon_g (W_{bG} - W_{b1}) \quad (12-2-32)$$

Esta expresión tiene la ventaja que en lugar de emplear valores de ϵ y α se utiliza un único parámetro ϵ_g . Por supuesto que para poder usar la expresión anterior es preciso el cálculo de ϵ y α , con lo que la definición de ϵ_g no parecería tener ninguna utilidad. Sin embargo, al trabajar con un único parámetro, la Ecuación (12-2-32) puede representarse por el circuito eléctrico de la Figura 12-44a). Esto será de utilidad al plantear casos más complejos como se verá más adelante. En el caso de suponerse que la superficie sólida tiene una emisividad ϵ_1 , se debe incluir la resistencia de transformación de cuerpo negro a cuerpo gris como en la Figura 12-44 b)



Ejemplo 12-6

Los gases de escape de un motor de combustión interna, son descargados a la atmósfera a través de un caño de escape de 0.1 m de diámetro interno. La presión en el conducto es 125 kPa

La composición de los gases es la siguiente (en fracción molar)

H2O: 0.096

CO2: 0.085

N2: 0.747

O2: 0.072

(Nota: esta composición corresponde a los gases de combustión de un combustible de composición CH1.8 con un 20% de exceso de aire. En el capítulo siguiente se tratará con más detalle el cálculo de la estequiometría que permite conocer la composición de los gases producidos en una combustión.)

Los gases son descargados a 1500K

Si las paredes del caño están a 700 K y la emisividad de la superficie es 0.8, calcular el intercambio de energía por radiación entre el gas y las paredes

Solución

Las presiones parciales de los gases absorbentes (CO2 y H2O) son:

Para CO2. $p_c = 0.085 \times 125 = 10.62 \text{ kPa}$

Para H2O $p_w = 0.096 \times 125 = 12 \text{ kPa}$

La longitud semiesférica equivalente, suponiendo que el caño es un cilindro infinito, es, según la tabla 12-1, igual al diámetro, es decir 0.1m

$$\begin{aligned} \text{Luego } p_c \times L &= 10.62 \times 0.1 = 1.062 \text{ kPa.m} \\ p_w \times L &= 12 \times 0.1 = 1.2 \text{ kPa.m} \end{aligned}$$

Emisividad del CO₂

En gráfico 12-39 con TG = 1500 K y pc.L = 1062 Pa.m (0.0105 atm.m) se obtiene e = 0.037

El factor de corrección de la figura 12-40 con p = 125 kPa (1.23 atmósferas) y pc.L = 1062 Pa.m es Cc = 1.05

$$\varepsilon_{\text{CO}_2} = 0.037 \times 1.05 = 0.0388$$

Emisividad del vapor de agua

Con pw.L = 1200 Pa.m (0.0118 atm.m) y TG = 1500 K de figura 12-41 se obtiene e = 0.015

El factor de corrección de la figura 12-42 se obtiene entrando con absisa = $\frac{1}{2}(1.23 + 0.118) = 0.673$ atm y con 1200 Pa.m como parámetro. Se obtiene Cw = 1.27

$$\varepsilon_{\text{H}_2\text{O}} = 0.015 \times 1.27 = 0.019$$

Emisividad de la mezcla

El factor de corrección de la figura 12-43 es despreciable. Por lo tanto, la emisividad de la mezcla será la suma

$$\varepsilon = \varepsilon_{\text{CO}_2} + \varepsilon_{\text{H}_2\text{O}} = 0.0388 + 0.019 = 0.0578$$

Factor de absorción del CO₂

Entrando a la figura 12-39 con absisa T1 = 700K y calculando el valor del parámetro como

$$P_c.L.(T_1/T_G) = 1062 \text{ Pa.m} (700/1500) = 495 \text{ Pa.m} (0.00488 \text{ atm.m})$$

Se obtiene e = 0.035

El factor de corrección C'c = Cc = 1.05

$$\text{Por lo tanto : } \alpha_{\text{CO}_2} = 0.035 \times 1.05 \times (1500/700)^{0.65} = 0.060$$

Factor de absorción del vapor de agua

Entrando al gráfico 12-41 con absisa = 700K y un valor del parámetro = pw.L.(T1/TG) = 1200 (700/1500) = 560 Pa.m (0.00552 atm.m)

Se obtiene e = 0.024

El factor de corrección C'w = Cw = 1.27

$$\text{Por lo tanto : } \alpha_{\text{H}_2\text{O}} = 0.024 \times 1.27 \times (1500/700)^{0.45} = 0.043$$

Factor de absorción de la mezcla

Nuevamente siendo despreciable la corrección por mezcla, el factor de absorción será la suma de

$$\alpha_{\text{CO}_2} + \alpha_{\text{H}_2\text{O}} = 0.060 + 0.043 = 0.102$$

La emisividad del gas, supuesto gris será entonces

$$\varepsilon_g = \frac{\varepsilon W_{bG} - \alpha W_{b1}}{W_{bG} - W_{b1}} = \frac{0.0578 \times 1500^4 - 0.102 \times 700^4}{1500^4 - 700^4} = 0.055$$

El área del caño, por metro de longitud será A1 = π x D = 0.314 m²/m

Luego, la resistencia del circuito representado en la figura 12-44 b) será

$$\frac{1}{A_1 \varepsilon_g} + \frac{1 - \varepsilon_1}{A_1 \varepsilon_1} = \frac{1}{0.314 \times 0.055} + \frac{1 - 0.8}{0.314 \times 0.8} = 58.7$$

Y el calor intercambiado será

$$Q_{G1} = \frac{W_{bG} - W_{b1}}{58.7} = \frac{\sigma(T_G^4 - T_1^4)}{58.7} = \frac{5.678 \times 10^{-8} (1500^4 - 700^4)}{58.7} = 4664 \text{ W}$$

12-2-9 Intercambio de Calor por Radiación entre Cuerpos en Presencia de Gases Absorbentes

Supongamos en primer lugar el caso de dos placas planas paralelas a temperaturas T1 y T2 que intercambian calor entre sí, en el caso que en el espacio contenido entre ambas placas exista vacío o un gas transparente.

Habíamos visto que el intercambio de energía podía expresarse como

$$Q_{1 \leftrightarrow 2} = A_1 F_{12} (W_{b1} - W_{b2}) \quad (12-2-32)$$

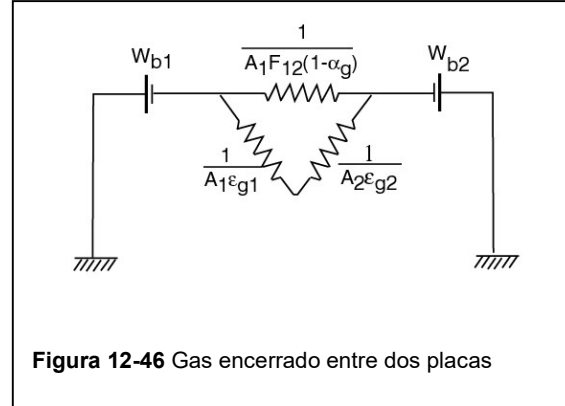
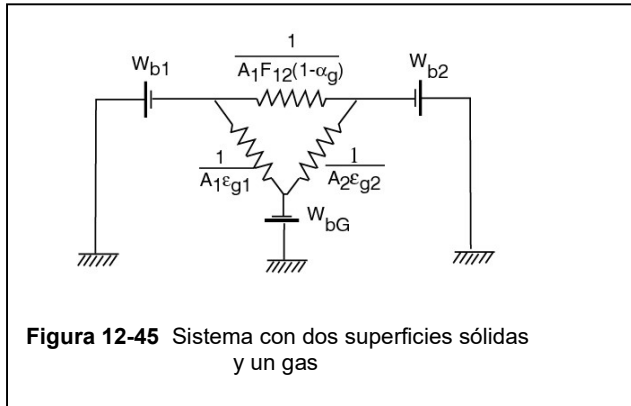
Esta expresión tenía su analogía con un circuito eléctrico en el que la resistencia es (A₁.F₁₂)⁻¹. En caso en que los cuerpos sean grises, en lugar de F₁₂ usamos F₁₂.

Si ahora entre los dos cuerpos colocamos un gas no transparente, el calor intercambiado ya no será el mismo. El gas absorberá energía de acuerdo a su coeficiente α, por lo tanto, sólo dejará pasar la fracción (1-α)=τ_{G12}.

Esto es lo mismo que decir que la resistencia a la transmisión de calor entre los cuerpos 1 y 2 ha aumentado en un factor 1/τ_{G12} como consecuencia de la presencia del gas.

A su vez, el gas puede intercambiar energía con cada una de las superficies. Por ejemplo, el calor intercambiado entre el gas y el cuerpo 1, estará dado por $A_1 \cdot \epsilon_{g1} \cdot (W_{bG} - W_{b1})$, y el calor intercambiado entre el gas y el cuerpo 2 será $A_2 \cdot \epsilon_{g2} \cdot (W_{bG} - W_{b2})$.

El circuito de la figura 12-45 representa a este sistema. En el caso particular en que el gas se encuentre encerrado en el espacio comprendido entre las dos superficies, y no tenga posibilidad de entregar o retirar calor del sistema, la temperatura que alcanzará dicho gas será un valor comprendido entre las temperaturas de las superficies 1 y 2.



El gas alcanzará su estado estacionario cuando su temperatura sea tal que la cantidad de energía que recibe de la fuente caliente sea igual a la que cede a la fuente fría. En este caso, en el circuito de la Figura 12-45, las corrientes de las ramas que contienen las resistencias $(A_1 \epsilon_{g1})^{-1}$ y $(A_2 \epsilon_{g2})^{-1}$ son iguales. Esto significa que se puede eliminar la rama que contiene a W_{bG} sin alterar la distribución de corrientes en el circuito. Se tiene entonces el circuito de la figura 12-46. Vemos entonces, que en este caso, el efecto es el de una transmisión global de energía entre 1 y 2.

Por ejemplo, si suponemos que 1 es la fuente caliente ($T_1 > T_2$) existirá una transmisión neta de energía desde 1 hacia 2.

La energía transmitida es la suma de dos fracciones. La primera es la energía que llega directamente de 1 a 2 a través de la resistencia de la rama superior. Esta fracción es la que el gas deja pasar según su coeficiente de transparencia.

Lo que el gas no deja pasar es absorbido por éste, pero vuelve a ser emitido nuevamente, alcanzando finalmente la superficie 2. (corriente que circula por las dos resistencias inferiores).

El calor total intercambiado es la suma de ambas corrientes.

Si se conocen las temperaturas T_1 y T_2 , puede resolverse el circuito y hallar la distribución de corrientes. Se puede entonces calcular el potencial del punto G (W_{bG}), y la temperatura del gas se obtiene de

$$T_G = 4 \sqrt{\frac{W_{bG}}{\sigma}} \quad (12-2-33)$$

Nomenclatura

- A= Area (m²)
- I= Intensidad de radiación (W/m²)
- F= Factor de visión directo
- \bar{F} = Factor de visión incluyendo refractarios
- \mathcal{F} = Factor de visión entre cuerpos grises
- Q= Flujo de calor (W)
- W= Poder emisivo (W/m²)
- W_λ = Poder emisivo monocromático (W/m².m)
- r= coordenada radial (m)
- T = Temperatura (K)

- α = coeficiente de absorción
- ρ = coeficiente de reflexión
- τ = coeficiente de transparencia
- λ = longitud de onda (m)

σ = Constante de Stephan Boltzman
 ε = emisividad
 ω = angulo sólido
 θ, ϕ = coordenadas angulares

Subíndices

b= cuerpo negro
n= en dirección normal
 θ = en dirección θ
 λ = en la longitud de onda λ

Bibliografía

- 1- Kreith, F. *Principles of Heat Transfer* (Internacional Textbook Co 1968)
- 2- Hottel H.C en Mc Adams W.H. *Heat Transmission* Mc Graw Hill, New York, 1954
- 3- Plank, M *The Theory of Heat Radiation*- Dover, New york, 1959
- 4- Hottel, H.C *Radiant Heat Transmission*- Mech Eng, 52:699-704, 1930
- 5- Hottel, H.C, Egbert, *Radiant Heat Transmission from Water Vapor* AIChE Trans 38:531-565,1942
- 6- Rohsenow, M. Hartnett J.P: *Handbook of Heat Transfer* New York, Mc Graw Hill, 1973
- 7- Schmidt E. ,Eckert, E. *Über die Richtungsverteilung der Wärmestrahlung von Oberflächen* Forsch Geb Ingenieurwes 6:175-183, 1935

13- Hornos de Proceso

13-1 Esquema simplificado

Un horno de proceso es un equipo constituido por un cerramiento metálico revestido interiormente por una pared refractaria aislante, dentro del cual se dispone un serpentín tubular por el que circula un producto que se desea calentar y/o evaporar a través del calor liberado por un combustible sólido líquido o gaseoso que se inyecta convenientemente al horno. Un esquema se muestra en la Figura 13-1

En el quemador se produce la reacción de combustión que genera una masa de gases calientes que son los productos de combustión. Estos gases entregan calor por radiación al serpentín y salen por la chimenea.

Del calor liberado en la combustión, una parte es aprovechado en el calentamiento del producto, una parte se pierde por la chimenea (dado que los humos aún están calientes) y también habrá una pérdida por conducción a través de las paredes del refractario.

Antes de entrar en los elementos descriptivos de estos equipos se tratarán algunos temas vinculados con el proceso de combustión

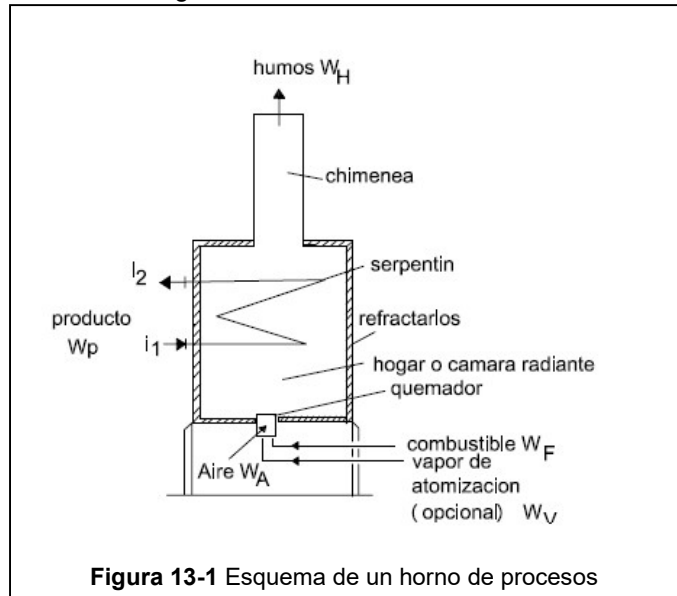


Figura 13-1 Esquema de un horno de procesos

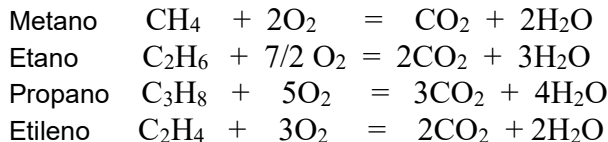
13-2 Combustión

13-2-1 Estequiometría

La combustión es la reacción química entre el oxígeno y un combustible que libera calor. Usualmente el combustible es un hidrocarburo, y el oxígeno proviene del aire. Cuando hay suficiente oxígeno para convertir todo el combustible a CO₂ y H₂O (los principales productos de la reacción de combustión) se dice que la combustión es completa.

Si la cantidad de oxígeno es insuficiente, el combustible no alcanza a quemar totalmente y se tendrá entre los productos hidrocarburo no quemado y CO.

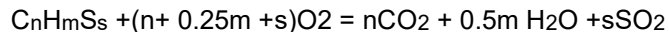
Las reacciones de combustión de los principales hidrocarburos son:



El azufre presente en el combustible reaccionará según

$$\text{S} + \text{O}_2 = \text{SO}_2$$

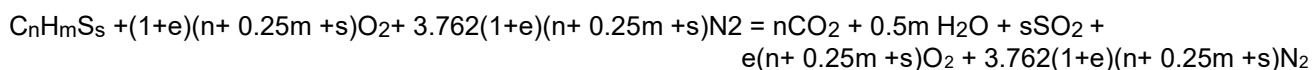
Se requiere un mol de O₂ por cada átomo de carbono, 0.25 moles de O₂ por cada átomo de hidrógeno, y un mol por cada átomo de azufre, es decir que para un combustible conteniendo n átomos de carbono, m de hidrógeno y s de azufre será



En los quemadores de los equipos industriales, normalmente la cantidad de oxígeno empleada no es la estequiométrica dado que siempre se utiliza un exceso de aire para asegurar la combustión completa del combustible.

Cuando se usan combustibles gaseosos (gas natural o fuel gas de refinería) se suele emplear un exceso de aire del 10 a 15%. Los quemadores que queman combustibles líquidos requieren un mayor exceso de aire dado que resulta más difícil obtener una buena mezcla entre el aire y el combustible. En especial si se usa fuel oil de alta viscosidad. En estos casos el exceso de aire es del orden del 25% o más

En el caso de los combustibles líquidos, la mayoría de los quemadores requieren utilizar vapor de agua, que se inyecta en el quemador mezclándolo con el fuel oil para atomizar el combustible en la boquilla de salida. De este modo el combustible sale a alta velocidad dividido en pequeñas gotitas que se queman con facilidad. Si llamamos e al exceso de oxígeno ($e = \text{aire excedente/aire estequiométrico}$), y consideramos que el oxígeno atmosférico está acompañado de nitrógeno en una proporción molar de 3.762 a 1, la reacción de combustión para una molécula con fórmula $C_nH_mS_s$ puede escribirse

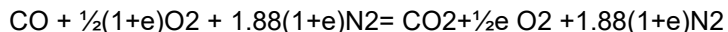


A esta ecuación debería agregarse además el vapor de atomización si se usa. Si bien el vapor de atomización no participa de la reacción es importante considerarlo en los productos de la combustión ya que contribuye a aumentar la presión parcial de vapor de agua y esto es importante para el cálculo de las emisividades y el balance de entalpía.

También debería considerarse que el aire atmosférico contiene además algo de vapor de agua. Sin embargo despreciaremos su influencia en estos cálculos.

El fuel gas puede contener también nitrógeno y CO_2 , los cuales se incorporarán directamente a los gases de combustión.

Si además hay presente CO , se debe considerar para esta molécula la combustión según



Ejemplo 13-1

Se quema un combustible que contiene 85% en volumen de CH_4 , 8% de C_2H_6 , 3% de C_2H_4 , 2% de C_3H_8 y 2% de C_3H_6 . Calcular la cantidad de aire requerido y la composición de los gases de combustión si se usa un 15% de exceso de aire

Solución

Por cada 100 moles de combustible se tienen

85 moles de CH_4	$n=85$	$m=340$
8 moles de C_2H_6	$n=16$	$m= 48$
3 moles de C_2H_4	$n= 6$	$m = 12$
2 moles de C_3H_6	$n= 6$	$m = 12$
2 moles de C_3H_8	$n=6$	$m= 18$
	$\Sigma n = 119$	$\Sigma m = 430$

Se requiere $(1+e)(n+0.25m) = 1.15 \times (119 + 107.5) = 260.48$ moles de oxígeno

El nitrógeno asociado es $3.762 \times 260.48 = 979.9$ moles

Se forman 119 moles de CO_2 y $430/2 = 215$ moles de agua

En los gases de combustión estará presente el exceso de oxígeno, es decir $0.15 \times (119 + 107.5) = 33.98$ moles

El total de moles será : $119 + 215 + 979.9 + 33.98 = 1347.88$

Las fracciones molares serán entonces

$$N_2 = 979.9/1347.88 = 0.727$$

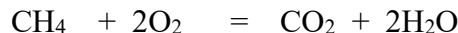
$$O_2 = 33.98/1347.88 = 0.0252$$

$$H_2O = 115/1347.88 = 0.1595$$

$$\text{CO}_2 = 119/1347.88 = 0.0953$$

13-2-2 Poder Calorífico

El poder calorífico de un combustible es la cantidad de calor liberada durante la combustión completa con la cantidad estequiométrica de aire. Por ejemplo, en el caso del metano, correspondería al calor de la reacción



El poder calorífico puede expresarse en kcal/mol de combustible o bien en kcal/kg o kcal/Sm³. Los calores de reacción se definen a una temperatura constante, usualmente 15°C. Es decir que el calor de reacción será la cantidad de calor entregada durante la combustión de un mol de CH₄, inicialmente a 15°C con aire a la misma temperatura, una vez que los productos de la combustión han sido enfriados también hasta 15°C.

Pero vemos que en la reacción de combustión, uno de los productos es agua. Por lo tanto, para completar la definición es necesario aclarar si en el estado final el agua se considerará en estado de vapor o de líquido.

Si se adopta el estado líquido, implicará que el vapor de agua formado en la combustión deberá ser condensado, y entregará por lo tanto su calor de condensación. Esta cantidad de calor formará parte del calor de reacción. Al poder calorífico así definido se lo llama poder calorífico superior (en inglés gross heating value) Si en cambio se define que el agua permanecerá en estado de vapor, el calor de condensación no formará parte del poder calorífico y se habla de poder calorífico inferior (net heating value).. Por ejemplo en el caso del metano, el poder calorífico superior es 13252 kcal/kg y el inferior es 11932kcal/kg

En los equipos de combustión, (por ejemplo un horno de proceso) el agua formada sale por la chimenea como vapor, por lo que debe usarse el poder calorífico inferior.

Las facturas de las compañías distribuidoras de gas normalmente se refieren al poder calorífico superior, suponiendo que el usuario podría instalar un sistema de recuperación de calor en los humos de sus hornallas para aprovechar la entalpía del vapor de agua contenido en ellos.

En la siguiente tabla se indican los poderes caloríficos de algunos gases

TABLA 13-1
Calores de combustión

	<i>P.C superior</i> kcal/kg	<i>PC superior</i> kcal/kmol	<i>P.C inferior</i> kcal/kg	<i>PC inferior</i> kcal/kmol
Monóxido de carbono (CO)	2413	67564	2413	67564
Hidrógeno (H ₂)	33912	67824	28654	57308
Metano (CH ₄)	13252	212032	11932	190912
Etano (C ₂ H ₆)	12391	371730	11333	339990
Propano (C ₃ H ₈)	12028	529232	11066	486904
n-butano (C ₄ H ₁₀)	11835	686430	10923	633534
n-pentano (C ₅ H ₁₂)	11710	843120	10828	779616
n-hexano (C ₆ H ₁₄)	11638	1000868	10777	926822
etileno (C ₂ H ₄)	12009	336252	11254	315112
propileno (C ₃ H ₆)	11683	490686	10928	458976
butileno (C ₄ H ₈)	11575	648200	10820	605920
benceno(C ₆ H ₆)	10093	787254	9686	755508
tolueno (C ₇ H ₈)	10269	944748	9809	902428
p-xileno (C ₈ H ₁₀)	10343	1096358	9844	1043464
acetileno (C ₂ H ₂)	11935	310310	11528	299728
naftaleno (C ₁₀ H ₈)	9604	1229312	9274	1187072
amoníaco (NH ₃)	5366	91222	4433	75361
sulfuro de hidrógeno (SH ₂)	3939	133926	3628	123352

Calores de combustión de combustibles mezcla

Gases

Normalmente el combustible consiste en una mezcla de hidrocarburos. Usualmente se dispone de un análisis del gas. Conociendo la composición del combustible se puede calcular el poder calorífico de la mezcla haciendo un promedio en base molar.

Combustibles líquidos

A diferencia de los combustibles gaseosos, el poder calorífico de un combustible líquido normalmente no se calcula sobre la base de un análisis químico. En general se lo expresa en función de su gravedad específica.

Las siguientes fórmulas permiten en forma aproximada predecir poderes caloríficos de hidrocarburos en función de su gravedad API.

(La gravedad API de un hidrocarburo está asociada a su densidad a través de

$$^{\circ}\text{API} = \frac{141.4}{\text{grav. esp}} - 131.5$$

grav esp es su gravedad específica a 15°C)

$$\text{PC Sup (Kcal/Kg)} = 9886 + 34.477(^{\circ}\text{API}) + 0.009989(^{\circ}\text{API})^2 - 0.004275(^{\circ}\text{API})^3$$

$$\text{PC Inf (Kcal/kg)} = 9263 + 45.61(^{\circ}\text{API}) - 0.6561(^{\circ}\text{API})^2 + 0.003878(^{\circ}\text{API})^3$$

13-2-3 Balance Entálpico

Nuevamente nos referimos a la Figura 13-1. Al horno ingresa una masa de combustible W_F (fuel) y una masa de aire W_A a temperaturas T_F y T_A respectivamente. Dentro del equipo se produce la reacción de combustión y se genera una masa de gases calientes. Parte del calor liberado durante la combustión es absorbido por el fluido que circula por el serpentín.

La transferencia de calor entre los gases y el serpentín se produce fundamentalmente por radiación. Si Q es el flujo de calor (J/s o kcal/h) retirado por el producto

$$Q = W_P(i_2 - i_1) \quad (13-2-1)$$

Se puede plantear un balance de entalpía para el horno como

$$W_F i_F + W_A i_A + W_V i_V - W_H i_H - Q - Q_p = 0 \quad (13-2-2)$$

Donde i_F , i_A , i_H e i_V son las entalpías de combustible, aire, humos y vapor de atomización respectivamente y Q_p representa el calor perdido por conducción a través de las paredes.

Cuando se plantea un balance de entalpías en un sistema en el que ocurre una reacción química como la combustión, se debe definir un estado de referencia para el cálculo de las entalpías especificando no sólo la temperatura sino también cuáles son las especies químicas a las que se asigna entalpía cero a la temperatura de referencia.

Por ejemplo, si definimos como estado de referencia el de los productos de la combustión a 15°C, entonces debemos incluir en la entalpía del combustible el calor de reacción. De este modo, podría explicitarse el balance de entalpías como

$$W_F(c_F(T_F - T_0) + \Delta i_{\text{comb}}) + W_A c_A(T_A - T_0) + W_V c_V(T_V - T_0) = W_H c_H(T_H - T_0) + Q + Q_p \quad (13-2-3)$$

Puesto que elegimos el estado de referencia para el vapor de agua en estado gaseoso, el Δi_{comb} debe ser el poder calorífico inferior PCI.

La ecuación anterior se puede escribir combinando con (13-2-1)

$$Q = W_P(i_2 - i_1) = W_A c_A(T_A - T_0) + W_F c_F(T_F - T_0) + W_F \text{PCI} + W_V c_V(T_V - T_0) - W_H c_H(T_H - T_0) - Q_p \quad (13-2-4)$$

El calor perdido a través de las paredes dependerá de la aislación del horno . Su evaluación se puede realizar a través del cálculo de los coeficientes combinados de radiación y convección tanto del lado interno como externo y los coeficientes de conductividad térmica y espesor de aislación y refractario. Este valor normalmente es sólo una pequeña fracción del calor liberado en el hogar y es suficiente para nuestros fines actuales expresarlo como un porcentaje del mismo cuyo orden va del 2% al 5%. Llamaremos γ a este porcentaje

Es útil escribir la Ecuación (13-2-3) por unidad de masa de combustible

$$\frac{Q}{W_F} = \frac{W_A}{W_F} c_A (T_A - T_0) + \frac{W_V}{W_F} c_V (T_V - T_0) + c_F (T_F - T_0) + PCI \left(1 - \frac{\gamma}{100} \right) - \frac{W_H}{W_F} c_H (T_H - T_0) \quad (13-2-5)$$

El primer miembro representa la cantidad de calor aprovechada por cada kilogramo de combustible quemado, y es un parámetro importante asociado al rendimiento térmico del proceso

Los cocientes que figuran en el segundo miembro, están asociados a la estequiometría de la combustión y se pueden calcular como ya hemos hecho. El cociente W_V/W_F es un dato del proveedor del quemador, y habíamos dicho que en caso de usarse vapor de atomización este término vale aproximadamente 0.3

De los términos del segundo miembro, es muy importante el término correspondiente a los humos, ya que la mayor parte del calor no aprovechado corresponde al perdido por la chimenea.

Obsérvese que para reducir estas pérdidas debemos lograr un bajo valor de T_H , es decir que los humos salgan a la menor temperatura posible.

Ya veremos más adelante que la temperatura a la que los humos abandonan la sección de radiación es aproximadamente igual a la temperatura media dentro del hogar. Es decir que si se desea reducir la temperatura de los humos aumentando el rendimiento térmico del proceso, hay que trabajar con una menor temperatura media de los gases en el hogar. Puesto que la densidad de flujo radiante sobre el serpentín es función de la cuarta potencia de la temperatura de los gases, esto implicará una menor densidad de flujo de calor y por lo tanto será necesaria más superficie de transferencia, o sea un horno de mayor tamaño.

Es decir que la temperatura de salida de los humos es una variable importante cuyo valor fija el rendimiento térmico del horno , y que en la etapa de diseño habrá que optimizar buscando un adecuado balance entre un mayor consumo de combustible o una mayor inversión en el horno.

El otro factor del último término de la ecuación, es decir el cociente W_H/W_F , también debe analizarse. El caudal de humos, contiene los productos de la reacción de combustión y además el exceso de aire. Si se trabaja con un gran exceso de aire, se incrementará la masa de humos, y por lo tanto habrá mayor cantidad de gases calientes que salen por la chimenea y por lo tanto, de acuerdo a la Ecuación (13-2-5) se requerirá un mayor consumo de combustible.

Para calcular el cociente W_H/W_F , si se conoce la composición química de combustible , se puede proceder como en el Ejemplo 13-1

En el caso de los combustibles líquidos, donde normalmente no se dispone de una composición química , no es posible recurrir a la estequiometría para calcular este cociente

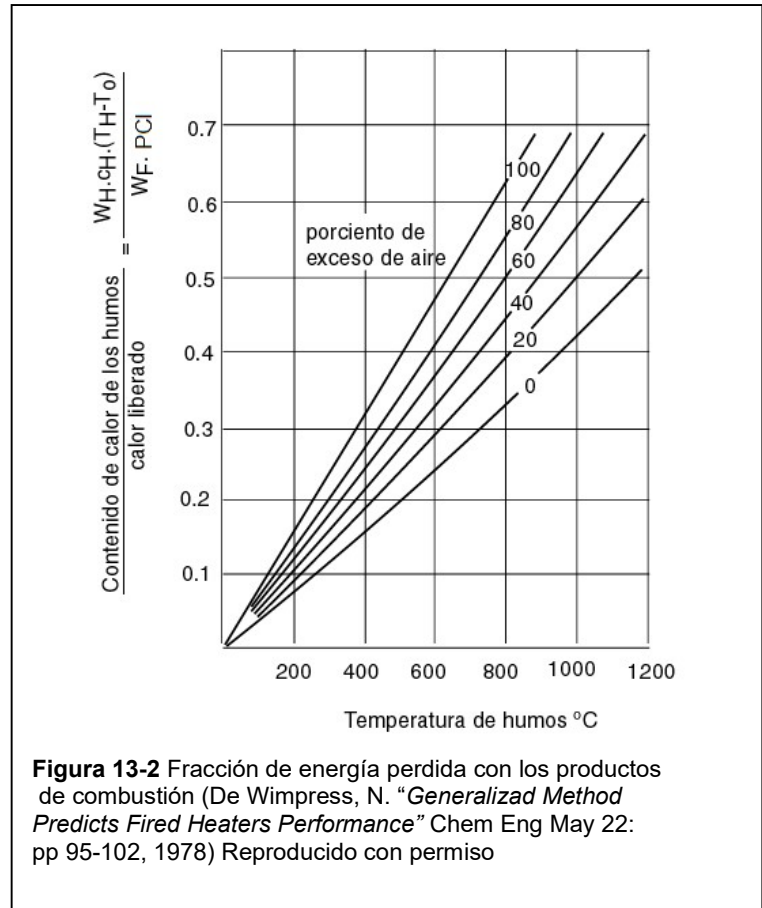


Figura 13-2 Fracción de energía perdida con los productos de combustión (De Wimpres, N. "Generalized Method Predicts Fired Heaters Performance" Chem Eng May 22: pp 95-102, 1978) Reproducido con permiso

Resulta útil entonces el empleo de gráficos aproximados como el de la Figura 13-2. Este gráfico, representa la relación entre la entalpía de los gases de combustión y el calor total liberado en el horno, es decir

$$\frac{W_H c_H (T_H - T_0)}{W_F \cdot \text{PCI}}$$

en función de la temperatura de los humos y el exceso de aire para combustibles típicos de refinería, y puede usarse tanto para fuel oil como para combustibles gaseosos. No se la puede emplear para combustibles altamente aromáticos o otros combustibles inusuales

Eficiencia de combustible

Es la relación entre el calor aprovechado (Q) y el calor liberado en la combustión ($W_F \cdot \text{PCI}$)

Su valor se obtiene de dividir por PCI la Ecuación (13-2-5)

$$\eta = \frac{Q}{W_F \cdot \text{PCI}} = \frac{W_A c_A (T_A - T_0)}{W_F \cdot \text{PCI}} + \frac{W_V c_V (T_V - T_0)}{W_F \cdot \text{PCI}} + \frac{c_F (T_F - T_0)}{\text{PCI}} + \left(1 - \frac{\gamma}{100}\right) \frac{W_H c_H (T_H - T_0)}{W_F \cdot \text{PCI}} \quad (13-2-6)$$

Ejemplo 13-2

Si los gases de combustión generados al quemar el combustible en las condiciones del Ejemplo 13-1 abandonan la chimenea a 700°C luego de haber cedido calor en un horno. ¿Con que eficiencia ha operado el equipo?

Solución

Supondremos que el gas y el aire ingresaron al horno a temperatura ambiente (aproximadamente igual a la temperatura de referencia), por lo que se despreciarán las contribuciones de calor sensible de ambos.

Si se admite que las pérdidas de calor a través de las paredes son el 2% del calor liberado, la Ecuación (13-2-6) se reduce a

$$\eta = 0.98 - \frac{W_H c_H (T_H - T_0)}{W_F \cdot \text{PCI}}$$

La combustión se realizó con un 15% de exceso de aire. Para 700°C y 15% de exceso, de la Figura 13-2 se obtiene una ordenada de 0.32. Luego $\eta = 0.98 - 0.32 = 0.66$

Realizaremos el mismo cálculo en forma analítica

El poder calorífico del combustible se puede calcular con su composición y con la Tabla 13-1. Sobre la base de 100 kmoles de combustible se tiene

componente	Ni = N° de moles	PCI Kcal/kmol	Ni x PCI kcal
CH4	85	190912	16227500
C2H6	8	339990	2719900
C2H4	3	315112	945300
C3H6	2	458976	918000
C3H8	2	486904	973800
		Σ	21784500

La entalpía de los gases de combustión se puede calcular con ayuda de la Tabla 6 del Apéndice 9

El calor específico molar está expresado como un polinomio en T del tipo

$$c = a + b \cdot T + cT^2 + d \cdot T^3 \text{ donde } T \text{ está en } ^\circ\text{K}$$

Luego para calcular la entalpía a 700 °C (973K) se debe calcular la integral

$$\int_{288}^{973} (a + bT + cT^2 + dT^3) dT = a(973 - 288) + \frac{b}{2}(973^2 - 288^2) + \frac{c}{3}(973^3 - 288^3) + \frac{d}{4}(973^4 - 288^4) =$$

$$= 685a + 431892b + 2.99 \times 10^8 c + 2.223 \times 10^{11} d$$

Los productos de la combustión son 979.9 kmoles de nitrógeno, 49.5 kmoles de oxígeno 115 kmoles de agua y 119 kmoles de CO₂ (ver Ejemplo 13-1)

El cálculo se muestra en la siguiente tabla

	N	a	b	c	d	I	Nxl
	Nºde moles					(Valor de la integral)	Kcal
N2	979.9	7.44	-3.24×10^{-3}	6.400×10^{-6}	-2.79×10^{-9}	4990	4889701
H2O	215	7.701	4.59×10^{-4}	2.53×10^{-6}	-8.59×10^{-10}	6038	1298170
O2	33.98	6.713	-8.79×10^{-7}	4.17×10^{-6}	-2.544×10^{-9}	5279	179380
CO2	119	4.728	1.754×10^{-2}	-1.338×10^{-5}	4.097×10^{-9}	7723	919037

La entalpía de los gases de combustión será entonces $4889701 + 1298170 + 179380 + 919037 = 7286288$

La eficiencia de combustibles será

$$\eta = 0.98 \frac{W_H c_H (T_H - T_0)}{W_F PCI} = 0.98 \frac{7286288}{21784500} = 0.646$$

Resultado que coincide razonablemente con el anterior

Esquema radiante convectivo

El tipo de horno definido en la Figura 13-1, tiene, como hemos visto, valores muy bajos de eficiencia térmica debido fundamentalmente al calor perdido con los humos.

En la actualidad, casi todos los hornos recuperan calor de los humos, instalando un haz de tubos en el camino de salida de los gases, antes de que estos pasen a la chimenea. Debido a que los gases ya se han enfriado, el mecanismo predominante en esta zona es la convección, y se la llama zona convectiva.

A fin de aprovechar mejor las diferencias de temperatura, el fluido de proceso ingresa primero a la zona convectiva, y luego pasa a la zona radiante, circulando en contracorriente a los humos como se muestra en el esquema de la Figura 13-3.

Un corte de un horno radiante convectivo mostrando la distribución de tubos y quemadores se aprecia en la Figura 13-4. Las secciones de tubo que corresponden al paso de la zona convectiva a la radiante reciben el nombre de cruzadas (crossover). En este tipo de hornos, los rendimientos térmicos usuales son de aproximadamente 80%

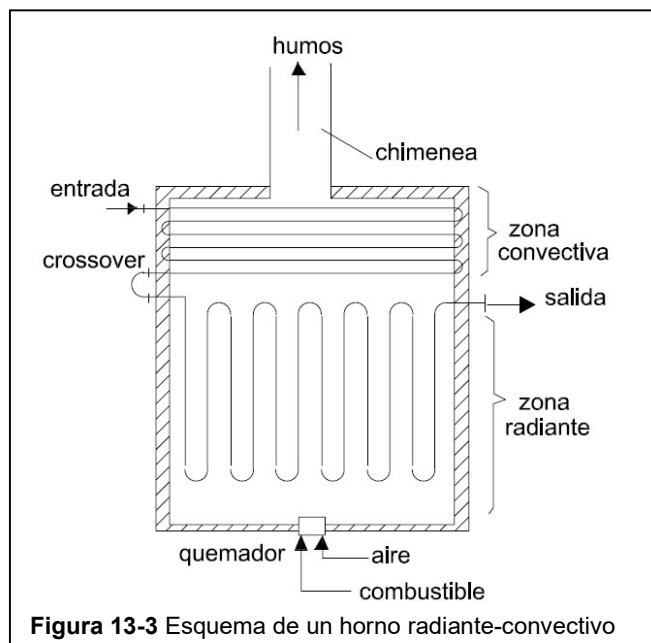


Figura 13-3 Esquema de un horno radiante-convectivo

13-3 Utilización de los Hornos

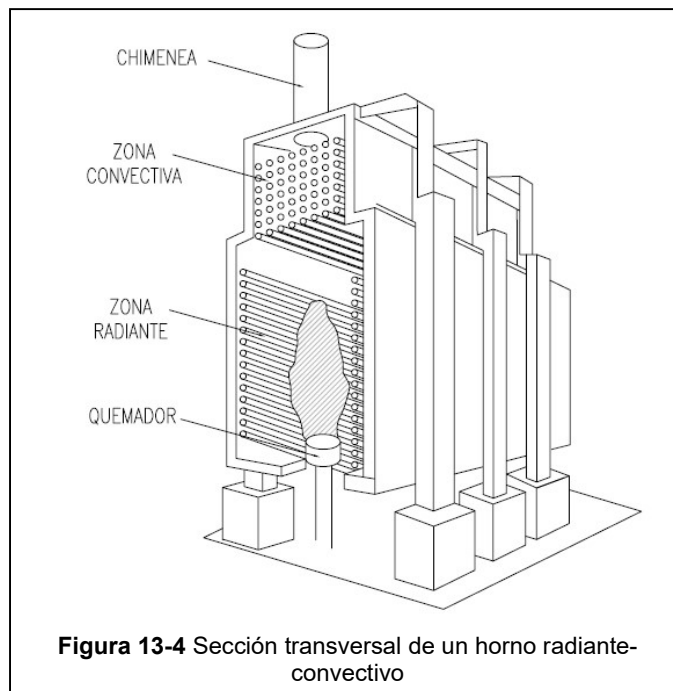
Existen muchas aplicaciones para estos equipos, entre las que podemos mencionar:

Calentamiento de producto previo a su fraccionamiento

La aplicación más común se encuentra en los procesos de refinería. En ellas, la carga, usualmente líquida, pasa a través del horno donde se eleva su temperatura y sufre una vaporización parcial. La mezcla parcialmente vaporizada ingresa luego a una columna de fraccionamiento.

Un ejemplo son los hornos de las unidades de destilación atmosférica (topping) y de vacío, o los hornos de las columnas de fraccionamiento de las unidades de cracking. En una columna de destilación atmosférica,

por ejemplo, se eleva la temperatura del crudo desde aproximadamente 220°C hasta 360-370°C con una vaporización del 50 a 60%



Pre calentamiento de cargas previa a reacciones.

En estos casos se calienta el producto a un nivel de temperatura necesario para que ocurra una reacción que tiene lugar en un equipo cercano que forma parte de la misma unidad a la que pertenece el horno.

Ejemplos de este caso son:

- Los hornos de las unidades de reformado catalítico en los que circulan hidrocarburos gaseosos para obtener gasolinas de altos octanajes. Los saltos de temperaturas son bajos en estos casos (aprox. 90-100°C) y las presiones del orden de los 20 a 40 kg/cm².
- Los de calentamiento de multicomponentes en fases mixtas e hidrógeno como ocurre en una unidad de hidro-craqueo o de hidrot ratamiento de gas oil. Los saltos de temperatura son de 320 a 450°C, las presiones de operación pueden alcanzar 200 kg/cm².

Rebullidores de columnas de fraccionamiento

En esta aplicación la carga es tomada desde el fondo de una columna de destilación, es parcialmente vaporizada y retorna a la misma. El equipo actúa como rebullidor con diferencias muy pequeñas de temperaturas entre entrada y salida. El calor que recibe la carga contribuye al mantenimiento del perfil de temperaturas dentro de la columna.

Suministro de calor a un fluido intermediario.

Se emplean para calentar un fluido que no cambia de fase en el proceso y actúa como fluido intermediario para suministro de calor a procesos dentro de la Planta. El fluido utilizado puede ser un aceite mineral o sintético.

Suministro de calor a fluidos viscosos para facilitar su manipuleo.

Se utilizan para posibilitar el bombeo de productos pesados o disminuir la potencia de bombeo. Una aplicación típica está en las estaciones de bombeo de oleoductos.

Hornos Reactores

En esta categoría ocurren reacciones químicas dentro de los mismos tubos del equipo y son las unidades más sofisticadas dentro de la clasificación por las altas temperaturas empleadas, la calidad de los

materiales y el control de las reacciones que se realizan regulando la distribución de calor que efectúan los quemadores. Los ejemplos más difundidos son:

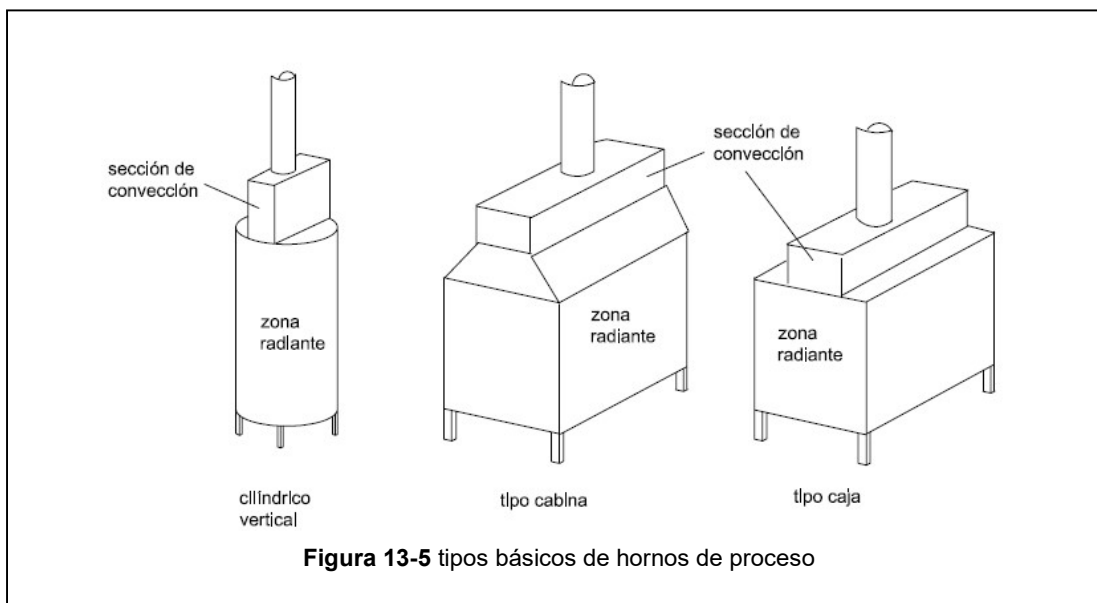
- Los de reformado a metano-vapor utilizados en la producción de gas de síntesis para la obtención de amoníaco o metanol, en los que cada tubo actúa como un reactor individual conteniendo catalizador. Las temperaturas de descarga están aprox. entre 800-900°.
- Los hornos de pirólisis para producción de olefinas a partir de etano-propano o nafta-gas-oil. En éstas la disposición de tubos y quemadores se acomoda para poder controlar con mucha precisión las temperaturas y calor incorporado al producto dentro del serpentín.

13-4 Tipos Constructivos

Los hornos de proceso son en general equipos importantes y de gran porte. Para lograr una alta densidad de flujo de calor radiante, es necesario una buena emisividad del gas. Como ya se ha estudiado, la emisividad del gas es una función del volumen, por lo tanto, es necesario que el hogar sea de gran tamaño. Los hornos típicos de refinería tienen el tamaño de una habitación.

En general, son de operación delicada debido a las grandes cantidades de energía que manejan y a los potenciales riesgos que presentan los equipos de fuego directo. Por lo tanto, estos equipos son construidos bajo códigos rigurosos y estrictas normas de seguridad.

El Standard API 560 ("Fired Heaters for General Refinery Services"), es seguramente el más conocido y es usual que las especificaciones de hornos de proceso exijan el diseño y construcción de acuerdo a este Standard. En él se definen criterios para el diseño y cálculo, y detalles constructivos de los distintos componentes del horno, como sus tubos, quemadores, estructura, aislación térmica, chimeneas etc. Existen varios tipos constructivos de hornos de proceso, pero en general todos responden a alguno de los tres tipos básicos indicados en la figura 13-5. Se describirán a continuación las geometrías más usuales



Horno cilíndrico vertical

Es el tipo más difundido. Se usa para capacidades de hasta aproximadamente 40MMkcal/h. La sección radiante es una cámara cilíndrica y los tubos en esta sección están dispuestos verticalmente en un círculo alrededor de los quemadores. Los quemadores están ubicados en el piso, de modo que la llama se ubica paralela a los tubos. El piso del horno debe estar elevado respecto al terreno por lo menos dos metros para permitir el mantenimiento y acceso a los quemadores desde abajo.

Uno de los parámetros más importantes en el diseño de un horno es la densidad de calor (W/m^2) que reciben los tubos en la cámara de radiación. Si bien al aumentar la densidad de calor radiante se puede reducir el tamaño del horno, esto aumentará el desgaste de los tubos reduciendo su vida útil. Por lo tanto existen valores límites recomendados para la densidad media de calor radiante en los hornos (ver Tabla 13-2) Pero además de limitar el valor de la densidad media de calor, es importante que la densidad de calor sea uniforme a lo largo de los tubos, ya que, de lo contrario, algunos sectores de tubo podrían sufrir un desgaste localizado.

Es por este motivo que la norma API 560 fija valores máximos a la relación entre el largo de los tubos y las otras dimensiones de la cámara radiante, ya que si los tubos son muy largos será difícil mantener una distribución de calor uniforme y la zona que se encuentre más próxima a los quemadores sufrirá mayor desgaste. En el caso de los hornos cilíndricos verticales, la máxima relación L/D permitida es 2.75 (L es el largo de los tubos y D el diámetro del círculo de tubos). Los diámetros usuales en refinería son del orden de los 4 a 6 m.

Estos hornos tienen la sección convectiva en la parte superior. La sección convectiva consiste en un banco de tubos cuya longitud es aproximadamente igual al diámetro de la sección radiante

Las dos filas inferiores del banco convectivo, pueden "ver" la cámara radiante, y por lo tanto reciben calor por radiación de ésta. Estos tubos normalmente se consideran parte de la sección radiante y se llaman tubos escudo porque protegen de la radiación a los tubos que se encuentran más arriba

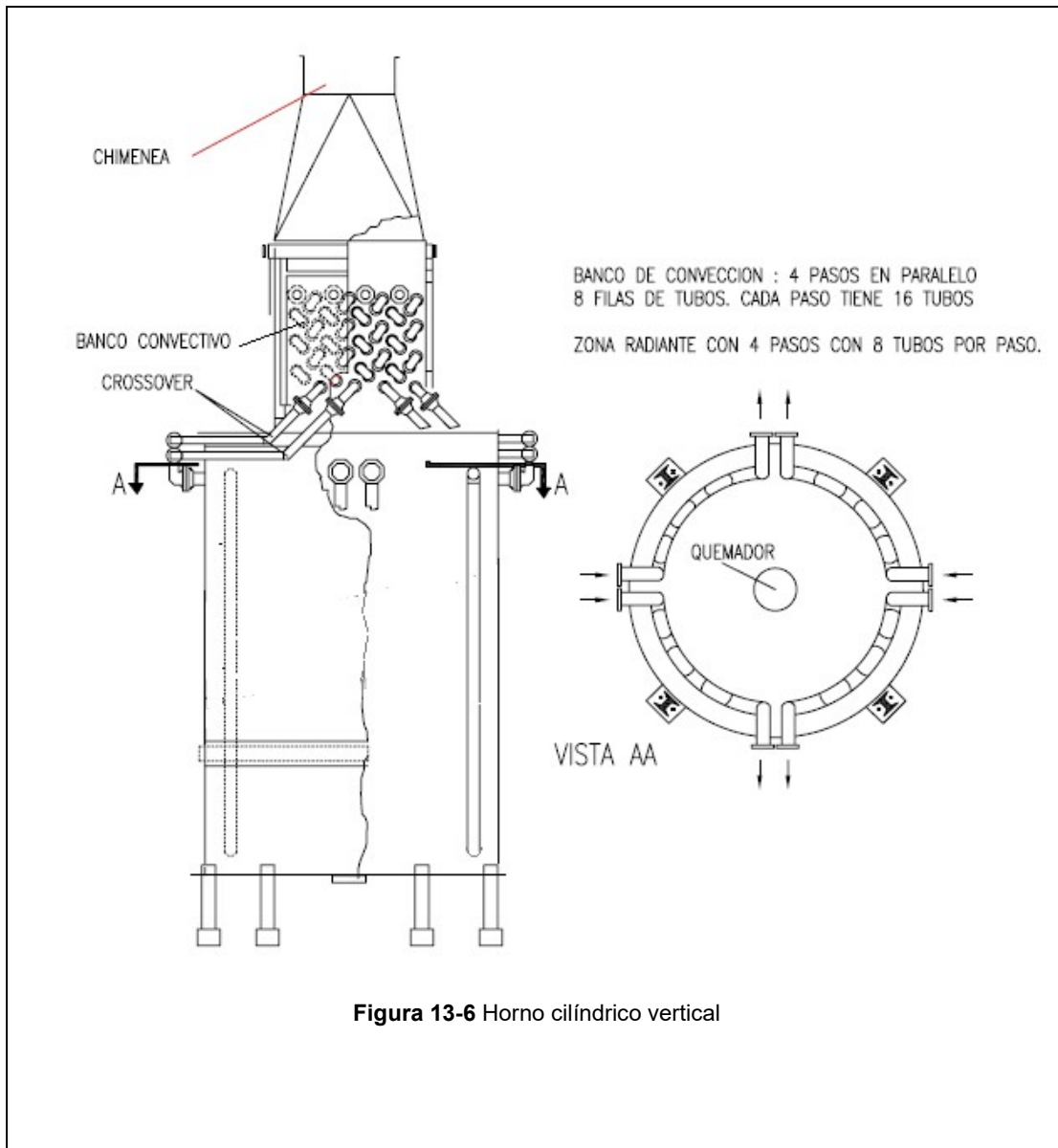


Tabla 13-2 Valores típicos de la densidad promedio de flujo de calor en la zona radiante

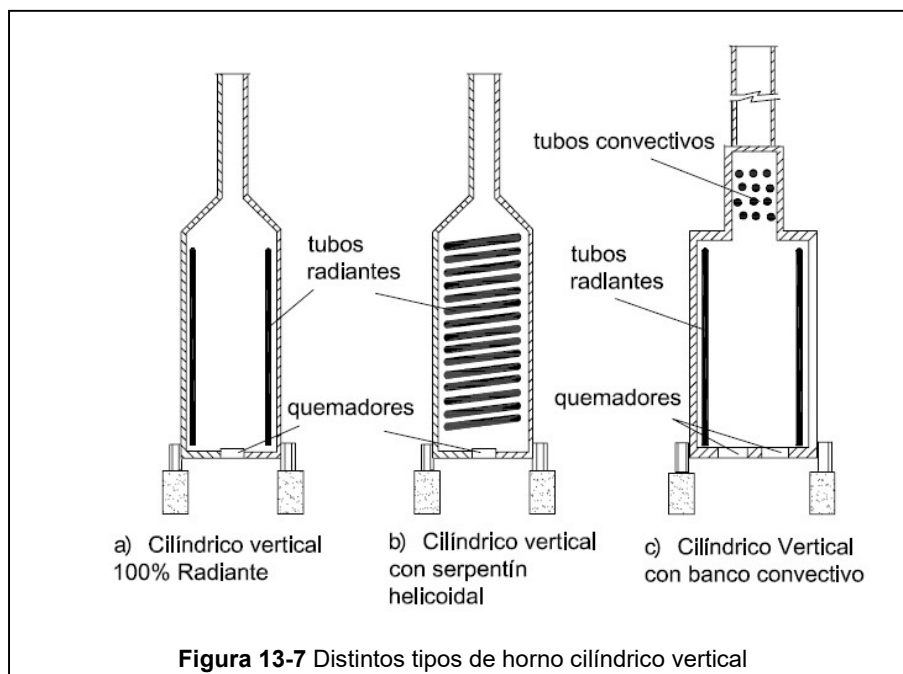
tipo de horno	Densidad radiante promedio (W/m ²)
<i>calentadores de crudo destilación atmosférica</i>	31400-44000
<i>calentadores de crudo destilación al vacío</i>	25000-31400
<i>reboilers</i>	31400-37600
<i>hornos de hot oil</i>	25000-34500
<i>hornos de reforming catalítico</i>	23500-37600
<i>hornos de coque retardado</i>	31400-34599
<i>desasfaltado de propano</i>	25000.28000
<i>calentadores de carga a procesos de hidrotratamiento</i>	31400
<i>calentadores de carga a cracking catalítico</i>	31400-34500
<i>sobrecalentadores de vapor</i>	28200-40000
<i>hornos de plantas de gasolina</i>	31400-37600

El fluido que circula por los tubos de un horno sufre una caída de presión que debe estar dentro de los límites impuestos por las especificaciones de proceso. Por lo tanto, para no superar la caída de presión admisible, muchas veces es necesario dividir la corriente de proceso en dos o más ramas en paralelo que reciben el nombre de pasos. (Nótese que el concepto de paso es diferente al utilizado en los intercambiadores de calor. En los hornos los pasos son ramas en paralelo mientras que en un intercambiador de calor se llama paso a cada una de las pasadas en serie que realiza el fluido a través del equipo)

Por ejemplo en la Figura 13-6 se muestra la disposición de tubos en un horno de 4 pasos. Obsérvese que la sección convectiva posee ocho filas de tubos, con ocho tubos en cada fila.

Es importante que la disposición de los pasos sea simétrica a fin de asegurar que todos ellos reciban la misma cantidad de calor y el mismo caudal. Esto es particularmente importante en hornos donde hay vaporización, dado que una distribución despareja de calor puede dar lugar a comportamientos hidráulicos muy distintos en los diferentes pasos. Por lo tanto se recomienda diseñar los hornos que trabajan en flujo bifásico con la menor cantidad posible de pasos.

En la Figura 13-7 se muestran algunas variaciones del horno cilíndrico vertical, El de la Figura 13-7-a) es un horno puramente radiante (sin sección convectiva) . Su rendimiento térmico es muy pobre porque los gases de combustión abandonan el equipo a alta temperatura. Se lo utiliza solo para muy bajas capacidades, en las que el rendimiento no tiene importancia.



El horno de la Figura 13-7-b también se usa para bajas capacidades. No se puede emplear cuando el producto debe tener más de un paso en paralelo-

El de la Figura 13-7-c) es el más utilizado y es del mismo tipo que el de la Figura 13-6.

Hornos de sección recta

Los hornos tipo cabina y tipo caja son de sección recta, y normalmente los tubos se instalan en posición horizontal. El horno cabina tiene la parte superior de la cámara radiante inclinada. Esta parte del horno recibe el nombre de arco (en inglés arch), y los tubos se disponen en las paredes laterales y en el arco. En los hornos tipo caja el arco es horizontal

La sección de convección se extiende a todo lo largo del horno, por lo que usualmente se pueden usar tubos más largos que en los hornos cilíndricos

Los hornos verticales suelen ser más económicos que los de sección recta para bajas capacidades si bien estos tienen algunas ventajas como ser

-los tubos se pueden drenar completamente

- los problemas originados en el flujo bifásico son menos severos (los tubos verticales son más propensos a generar flujo slug debido a la acumulación de líquido que se produce en los tramos ascendentes)

-Si bien el diseño usual es con los quemadores en el piso, también es posible ubicar los quemadores en las paredes laterales, con lo que el piso del horno puede estar al nivel del terreno.

Para los hornos de tubos horizontales con quemadores en el piso, el API 560 también fija límites a la relación altura/ancho para asegurar una densidad uniforme de calor en el horno

Estas relaciones dependen de la cantidad de calor entregada en el horno y se indican en la tabla siguiente

Capacidad del horno (MW)	Máximo H:W	Mínimo H:W
hasta 3	2	1.5
3 a 6	2,5	1.5
más de 6	2.75	1.5

H es la distancia del piso al arco y W es la distancia entre paredes refractarias

En el caso de los hornos de tubos horizontales con quemadores ubicados en las paredes como la figura 13-9 a) el largo máximo de tubos permitido por API es de 12m

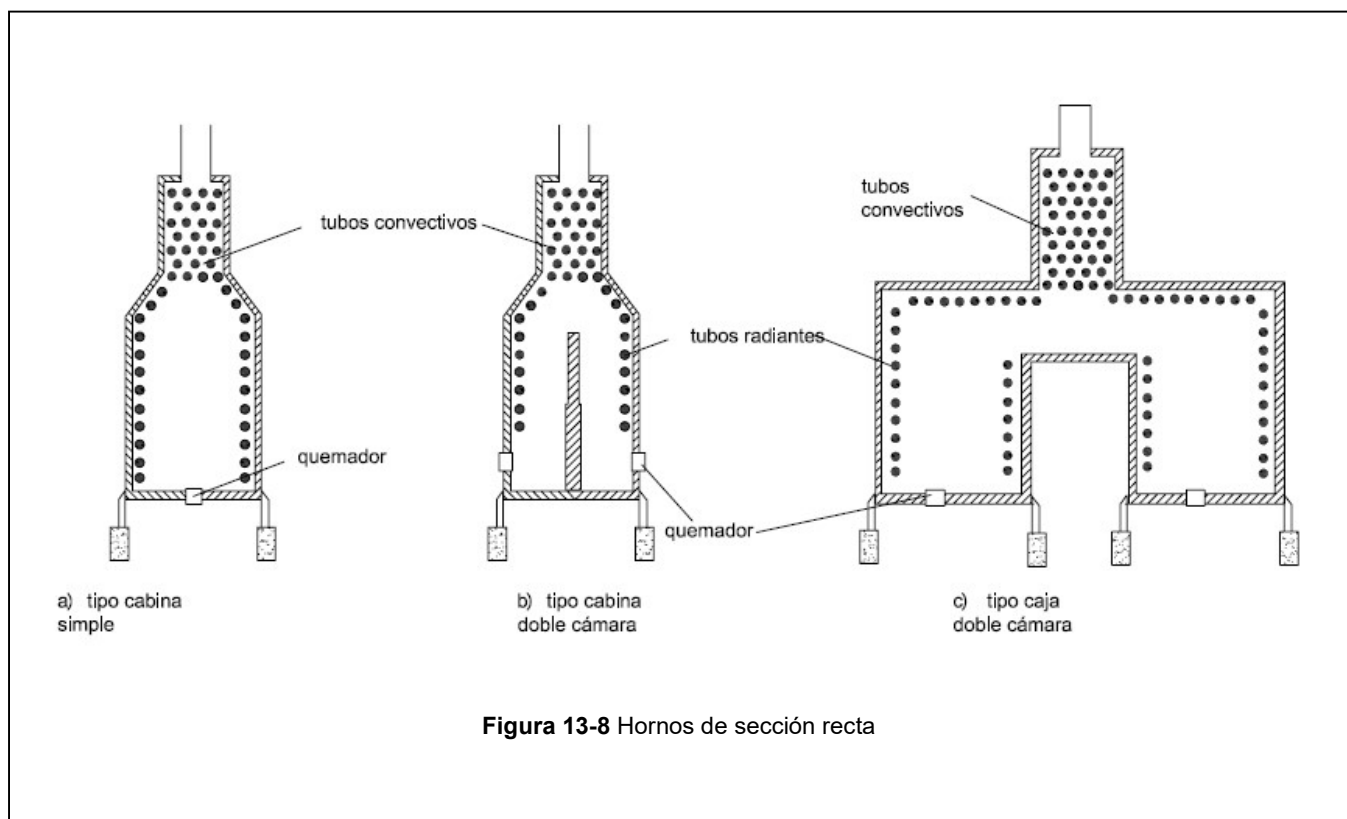
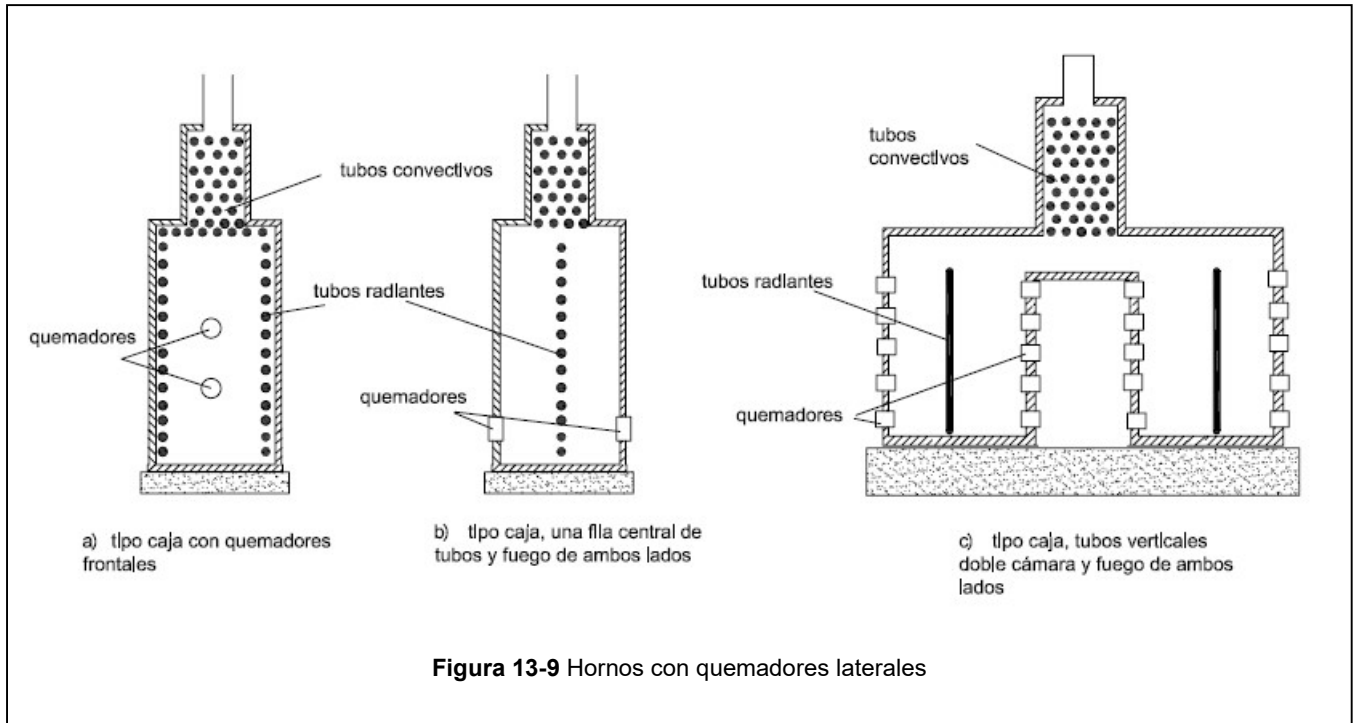


Figura 13-8 Hornos de sección recta

En las Figuras 13-8 , 13-9 y 13-10 se observan algunas variaciones posibles de estos hornos. Los diseños 13-8 b) y c) permiten usar un mismo horno para dos servicios de proceso diferentes, ya que se puede regular el fuego a cada una de las cámaras radiantes. De todos modos, dado que las dos cámaras se influncian mutuamente, con una de ellas trabajando a máxima capacidad no se podría bajar el servicio de la otra a menos del 75 a 50% (dependiendo de si los dos servicios comparten o no la sección convectiva). Tampoco es posible interrumpir la circulación en una de las cámaras con la otra funcionando porque esto produciría el quemado de los tubos.



Los hornos que se indican en la Figura 13-9 tienen los quemadores dispuestos en las paredes laterales en lugar de tenerlos en el piso. Esto tiene la ventaja de no requerir espacio para mantenimiento debajo del piso del horno, con lo que la soportación se hace más sencilla ya que el horno apoya sobre una base plana.

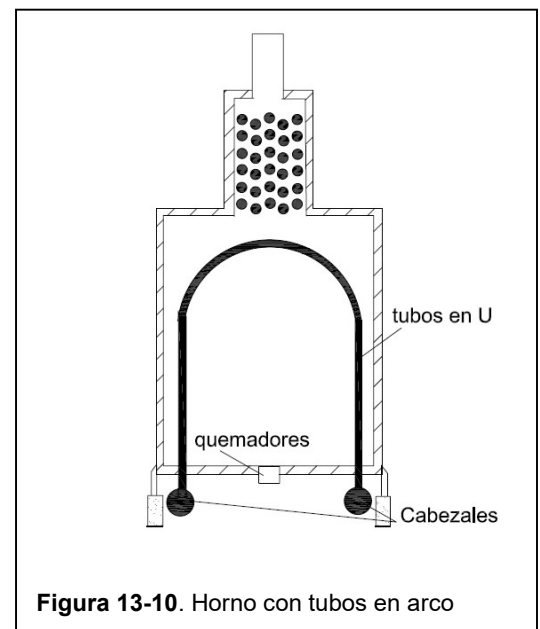
En los hornos que actúan como reactores, es muy importante lograr una distribución pareja del calor en toda la circunferencia del tubo.

En ese caso, se acostumbra disponer los tubos en el centro del horno y colocar quemadores laterales de modo que los tubos reciban calor desde ambos lados. Esto se puede ver en las Figuras 13-9b) y c)

En el diseño 13-9 b) los tubos son horizontales, mientras que el de la Figura 13-9-c) es un diseño con tubos verticales.

La Figura 13-10 muestra un diseño especial para altos caudales cuando se desea una baja pérdida de carga. Cada uno de los arcos es una rama en paralelo, lo cual permite una baja velocidad másica debido a la gran cantidad de tubos en paralelo. Es posible también instalar tabiques para dividir el horno de modo de poder efectuar varios servicios simultáneamente, pero también se debe estudiar cuidadosamente la influencia que las variaciones de carga de un sector pueda tener sobre los otros.

Otras geometrías son posibles, algunas de las cuales corresponden a diseños patentados.



13-5 Elementos Constitutivos

Tubos

Los tubos de la sección radiante pueden ser de 2 a 10", siendo 4" y 6" los diámetros más usuales. API 530 (ISO 13704), define los materiales que se pueden usar para los tubos y define los procedimientos a utilizar para hacer el cálculo mecánico de los mismos, así como los sobreesesores de corrosión según los materiales.

El material más comúnmente usado para los tubos es acero al carbono, en todos los servicios donde la corrosión y la oxidación no son muy severos. Los aceros aleados, usados para servicio de alta temperatura contienen molibdeno, cromo o silicio. El molibdeno se agrega para aumentar la resistencia mecánica, el cromo se agrega para eliminar la grafitización y mejorar la resistencia a la oxidación, lo mismo que el silicio. Los aceros austeníticos (aceros inoxidable al cromo níquel) se usan para condiciones corrosivas o severas de oxidación y resisten muy altas temperaturas.

La selección del material debe estar basada en la temperatura del metal, la cual es superior a la temperatura del fluido de proceso. Adicionalmente, hay que tener en cuenta que esta diferencia de temperaturas puede incrementarse con el tiempo debido a la formación de coque sobre las superficies interiores del tubo.

Los tubos de la sección de radiación son lisos pero en la sección de convección se utilizan superficies extendidas. Estas pueden ser aletas transversales o pernos soldadas al tubo.

Los pernos o espigas, como también se los llama, deben tener un diámetro mínimo de 1/2" y una altura máxima de 1"

La consideración más importante es la dificultad de limpieza. Los combustibles gaseosos (gas natural o gas de refinería) en general son considerados combustibles limpios y no producen ensuciamiento apreciable del lado externo de las superficies de transferencia. En cambio si se utiliza fuel oil, normalmente se producen depósitos de hollín.

Para proceder a la limpieza se instalan sopladores de hollín pero en ese caso las aletas deben ser de menor altura y estar más espaciadas. La altura máxima de las aletas permitida por API es 1" para combustibles gaseosos y 3/4" para fuel oil.

La máxima densidad de aletas es de 197 por metro para combustibles gaseosos y 118 para líquidos. Los tubos con espigas se limpian mejor que los tubos aletados pero son más caros resultando aproximadamente en un 5% mayor el costo del horno.

Las aletas que se usan en estos equipos son de mayor espesor que las utilizadas en aereoenfriadores, y

Temperatura máxima de diseño de los tubos		
Material	Tipo o grado	Temp. máxima
Acero al carbono	B	538°C
C-1/2Mo	T1 o P1	593°C
1 1/4Cr-1/2Mo	T11 o P11	593°C
2 1/4Cr-1Mo	T22 o P22	649°C
5Cr-1/2Mo	T5 o P5	649°C
7Cr-1/2Mo	T7 o P7	704°C
9Cr-1Mo	T9 o P9	704°C
18Cr-8Ni	304 o 304H	815°C
16Cr-12Ni-2Mo	316 o 316H	815°C
18Cr-10Ni-Ti	321 o 321H	815°C
18Cr-10Ni-Cb	347 o 347H	815°C
Ni-Fe-Cr	Alloy 800H	982°C
25Cr-20Ni	HK-40	1010°C

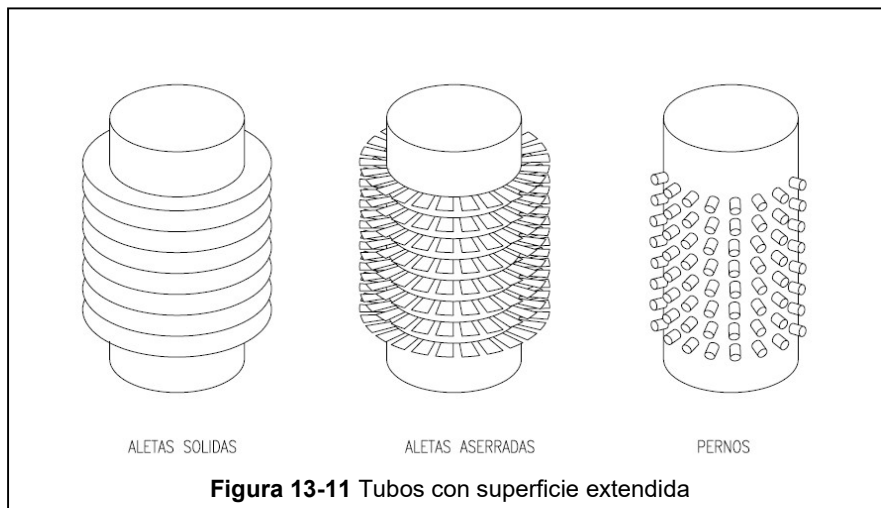


Figura 13-11 Tubos con superficie extendida

pueden ser sólidas o aserradas. (ver Figura 13-11) Las aletas aserradas se fabrican realizando cortes transversales sobre una cinta metálica dejando una porción sin cortar. Cuando la cinta se enrolla sobre la superficie del tubo, los segmentos individuales se separan en el borde externo, formando aletas rectangulares individuales. Dado que la aleta no resulta estirada ni comprimida a medida que se va enrollando sobre el tubo, la estructura granular, propiedades físicas, resistencia a la corrosión y espesor de la aleta permanecen iguales que las de la cinta inicial. Luego se suelda mediante un proceso de alta frecuencia.

En la aleta sólida, en la que no se practican estos cortes transversales, durante el proceso de enrollado, las fibras exteriores del metal se estiran y las interiores se comprimen resultando en un ligero adelgazamiento de la aleta en su borde externo y un engrosamiento u ondulado en la base.

Los retornos de un tubo a otro se hacen con curvas en U. En la zona radiante, las curvas quedan dentro de la cámara radiante.

En la zona convectiva se utilizan placas de tubos (tube sheets) que son como se indica en la Figura 13-12 .

El Standard API RP 560 define la manera de soportar los tubos tanto en la zona radiante como convectiva y proporciona todos los criterios para el diseño de estos soportes-

A veces, en lugar de hacer los retornos con curvas U se utilizan cabezales especiales con tapones que permiten la limpieza interior de los tubos (conocidos como orejas de mula), pero esto también encarece el horno. Actualmente, en los hornos que pueden presentar problemas de ensuciamiento interior (generalmente por formación de coque), se instalan sistemas de limpieza que hacen circular vapor por el interior de los tubos arrastrando los depósitos de las paredes hasta un recipiente separador donde se los colecta (decoquizado). Esto suele ser más económico que la construcción con cabezal de limpieza.

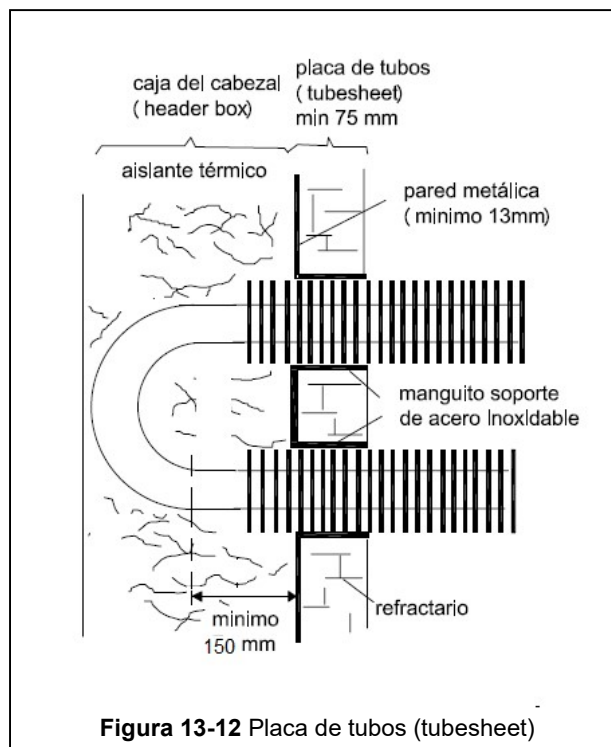


Figura 13-12 Placa de tubos (tubesheet)

Quemadores

Los quemadores pueden ser para quemar combustibles gaseosos, líquidos o ambos. La capacidad de los quemadores debe tener un sobredimensionamiento con respecto a la requerida por el proceso que el Standard API 560 define en función de la cantidad de quemadores que posee el horno. Estos valores están entre el 15% y el 25%.

A su vez, el Standard API RP 535 (Burners for Fired Heaters) describe y recomienda las consideraciones a tener en cuenta en la especificación de los quemadores

Normalmente todos los quemadores se instalan con pilotos para asegurar un reencendido instantáneo en caso de apagado de la llama. El piloto es un pequeño quemador auxiliar cuyo sistema de combustible debe ser independiente del correspondiente al quemador principal.

Los quemadores de gas pueden ser para tiro natural o forzado. En el primer caso, el aire atmosférico ingresa al quemador inducido por el flujo de gas, a través de ranuras provistas de registros que permiten regular la cantidad de aire en forma manual.

En los quemadores de tiro forzado, un ventilador impulsa el aire a través de los quemadores. En este caso se instala en la zona de quemadores una caja de distribución de aire que recibe el nombre de pleno. Es usual especificar que los quemadores de tiro forzado deben poder trabajar (aunque a menor capacidad) con tiro natural. Entonces se suele instalar un sistema de emergencia, que, en caso de falla del ventilador, abra una compuerta al pleno que permite la entrada de aire atmosférico.

En todos los quemadores, existe una zona en la que la temperatura de la llama alcanza su valor máximo o de pico. La posición de esta zona, y el valor de la temperatura máxima, depende fundamentalmente de cómo se realiza la mezcla del combustible con el aire

En algunos quemadores, llamados de premezcla, el aire y el combustible ingresan ya mezclados a la zona de combustión. Un quemador de gas de premezcla se muestra en la Figura 13-13.

En otros, llamados de mezcla difusiva, ambos componentes ingresan separados, y la combustión recién comienza cuando la mezcla ha alcanzado el rango de inflamabilidad. Este tipo de quemadores suele tener una llama más larga y las temperaturas pico son menores. Esto redundaría en una menor producción de NOx.

Uno de los temas más importantes actualmente en la especificación de quemadores se refiere a la producción de contaminantes, especialmente los óxidos de nitrógeno.

Estos son compuestos que se forman durante la combustión en las zonas de más altas temperaturas de la llama.

El principal componente de los NOx es el NO. Este es un gas que se combina rápidamente con el oxígeno atmosférico para formar NO2. El NO2 es un gas muy reactivo, que, en contacto con agua produce ácidos nitroso y nítrico, altamente corrosivos.

Por lo tanto, cuando el NO2 presente en la atmósfera entra en contacto con la lluvia, produce la llamada lluvia ácida, altamente destructiva, no solo para la vegetación sino también para estructuras, edificios etc.

Para controlar la producción de NOx en un quemador, es importante que el diseño evite zonas de alta temperatura de llama. Para ello muchas veces se recurre a la combustión en etapas. En estos casos, parte del aire se agrega aguas abajo de la principal zona de combustión. Entonces, la principal zona de combustión del quemador es deficiente en oxígeno y la temperatura de la llama es menor, con menor formación de NOx. El resto del aire se agrega en zonas secundarias o terciarias donde se completa la combustión. Un quemador de combustión escalonada se muestra en la Figura 13-14.

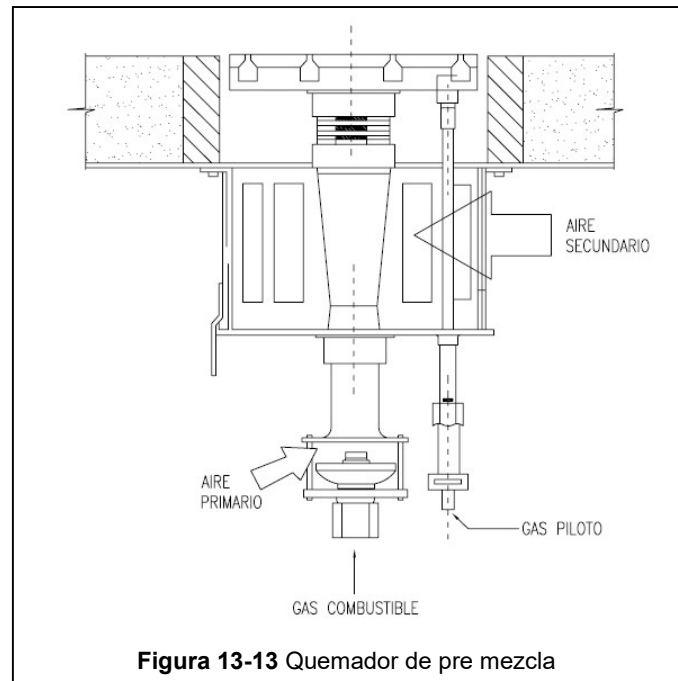


Figura 13-13 Quemador de pre mezcla

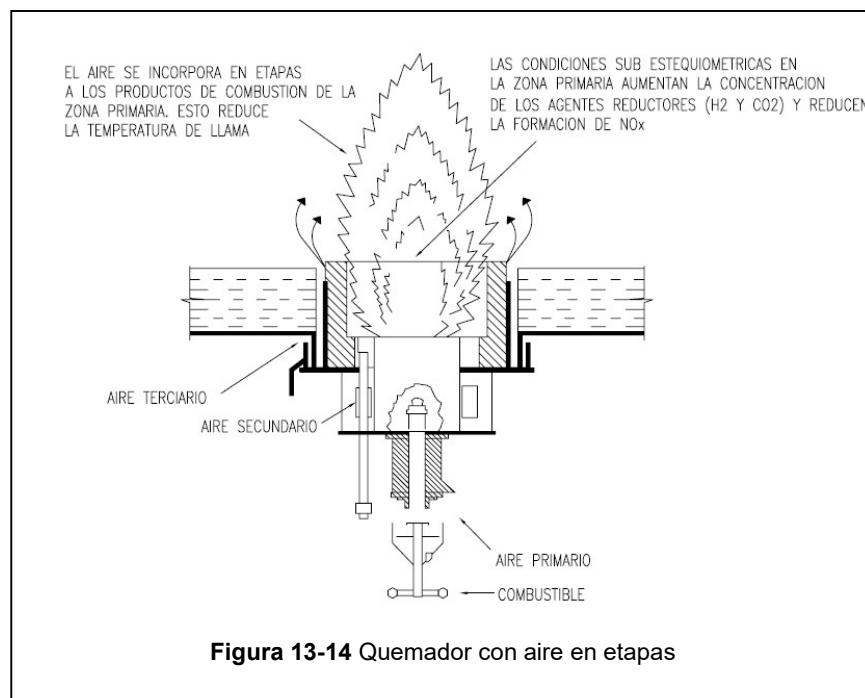


Figura 13-14 Quemador con aire en etapas

Lo más importante en la selección de quemadores es lograr una distribución pareja del calor dentro del hogar, evitando sobrecalentamientos localizados de los tubos e incidencia directa de la llama sobre la superficie del metal.

El proveedor de los quemadores indica el tamaño de la llama para la máxima capacidad de quemado. La geometría del horno debe ser tal que la llama no alcance a lamer la superficie de los tubos y API 560 define distancias mínimas entre el quemador y los tubos en función de esta capacidad. El arte del diseño de un horno radica fundamentalmente en la correcta selección del número y tipo de quemadores y de su distribución de modo de satisfacer estos aspectos.

Chimenea y sistema de tiraje

La presión en la cámara de combustión de un horno es siempre inferior a la atmosférica. Esta depresión recibe el nombre de tiraje, y es provocada por la chimenea.

El tiraje o depresión producida por una columna de gases de combustión calientes, depende de la diferencia de densidades entre el aire atmosférico y la columna de gas y puede calcularse como

$$\Delta p = L \cdot g \cdot (\rho_{\text{aire}} - \rho_{\text{humos}}) \quad (13-5-1)$$

en forma aproximada

$$\Delta p (\text{Pa}) = 3465 \cdot L \cdot \left(\frac{1}{T_{\text{aire}}} - \frac{1}{T_{\text{humos}}} \right) \quad (13-5-2)$$

Donde las temperaturas están en °K y L es la altura de la chimenea en metros.

Debido a las pérdidas de calor, la temperatura de los humos en el tope de la chimenea es bastante menor que en la base de la misma. Conservadoramente puede estimarse esta diferencia en unos 40°C.

Para estimar un diámetro de chimenea, una base razonable es definirlo de modo de lograr una velocidad másica de los humos de 3.5 a 5 kg/m².s

Se recomienda que el diseño de la chimenea provea una presión negativa de 1.3 mmH₂O en la entrada al banco de convección.

Adicionalmente el tiraje de la chimenea debe compensar las pérdidas por fricción a través del banco convectivo y en el conducto de la chimenea en sí. La pérdida por fricción en el conducto de la chimenea se puede calcular como

$$\Delta p_{\text{chimenea}} (\text{Pa}) = 2.76 \times 10^{-5} \left(\frac{G_H^2 \cdot T}{D} \right) L \quad (13-5-3)$$

Siendo G_H la velocidad másica de los humos en kg/sm², T la temperatura en Kelvin, D el diámetro de la chimenea en metros y L la altura

El resto de las pérdidas por fricción se pueden expresar en términos de altura de velocidad (G_H²/2ρ) en la ubicación que se esté considerando.

Para tubos lisos en la sección de convección se estima una pérdida de 0.2 alturas de velocidad por fila. Para tubos con aletas se estima una altura de velocidad por fila, o bien se recurre a las correlaciones que se estudiarán más adelante (tema 13-6-5)

Para la entrada a la chimenea se considera 0.5. En la salida se considera una altura de velocidad, y 1.5 en el registro de tiraje

Recuperadores de calor

En algunos casos, con la finalidad de aumentar el rendimiento térmico del horno, es posible recuperar parte del calor residual de los humos para precalentar el aire de entrada.

Esto requiere de instalaciones relativamente complejas que solo se justifican en hornos de tamaño considerable. Un ejemplo se muestra en la Figura 13-15.

Los gases de combustión a la salida de la zona convectiva son tomados por un ventilador de tiro inducido que los hace circular a través de un intercambiador de calor donde precalientan el aire fresco que ingresa al horno. Este aire fresco, a su vez, circula por el precalentador y los quemadores impulsado por un ventilador de tiro forzado.

Luego de intercambiar calor, los humos fríos pasan a la chimenea para ser evacuados

Sistemas de control

La cantidad de combustible alimentado al horno se regula normalmente en función de la temperatura de salida de la corriente de proceso. En hornos con quemadores de tiro natural, la cantidad de aire aspirada por los quemadores no se puede medir, y el ajuste de aire se efectúa manualmente variando los registros de aire de los

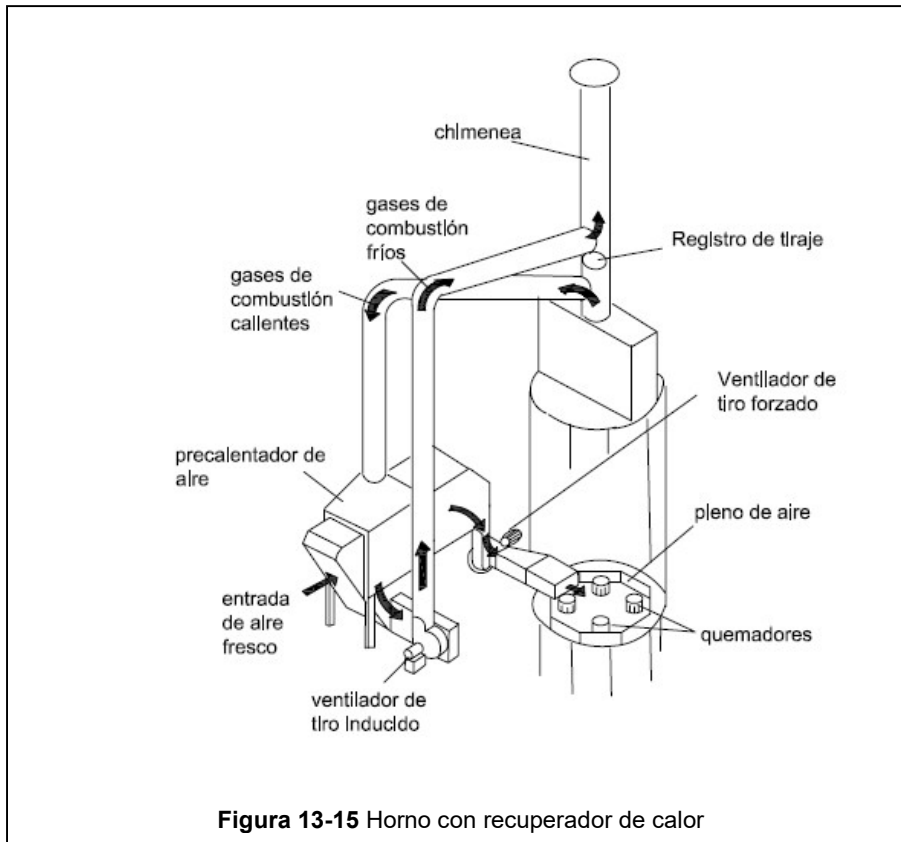


Figura 13-15 Horno con recuperador de calor

quemadores. Para ello se debe contar con un análisis de los gases de combustión, el cual se realiza ya sea en forma continua por medio de un analizador de humos, o bien en forma manual con un aparato de Orsat.

El color de la llama es otro parámetro que permite conocer si la proporción aire a combustible es deficiente, en cuyo caso, la llama aparece de color amarillo (normalmente debe presentar un color azulado). El otro elemento que debe monitorearse para saber si el funcionamiento es correcto es el rendimiento térmico medido a través del consumo de combustible. Un bajo rendimiento térmico puede indicar un elevado exceso de aire.

En hornos de tiro forzado, es posible instalar un medidor de caudal de aire entre el ventilador y los quemadores, y también se puede instalar una válvula automática para regular el caudal de aire. Esto permite implementar sistemas de control automático para mantener la relación aire /combustible dentro de los valores de diseño aún cuando se varíe la carga del horno.

El otro aspecto importante es la seguridad de la operación. El mayor peligro en la operación de un horno es la alimentación de combustible a un horno apagado. Esto originará acumulación de gases que generan atmósferas explosivas que darán origen a explosiones en el momento que se intente el encendido. Todos los hornos modernos tienen sistemas de seguridad con lógica de PLC que manejan las operaciones de encendido del horno, efectuando los barridos con aire necesarios antes de cada intento de encendido y manejan las señales provenientes de los detectores de llama produciendo el bloqueo de combustible a los quemadores y pilotos en caso de detectarse falta de llama. Estos sistemas, encargados de la seguridad, se conocen como BMS (Burner management systems)

13-6 Elementos para el Diseño o Verificación de la Capacidad de un Horno

El diseño de un horno, es realizado por empresas especializadas. En general cada fabricante tiene sus propios métodos de diseño, y existen actualmente en el mercado programas comerciales de diverso grado de sofisticación para realizar esta tarea.

Sin embargo, si bien el diseño debe en todos los casos ser realizado por un proveedor calificado, muchas veces los compradores y usuarios deben realizar sus propios cálculos para:

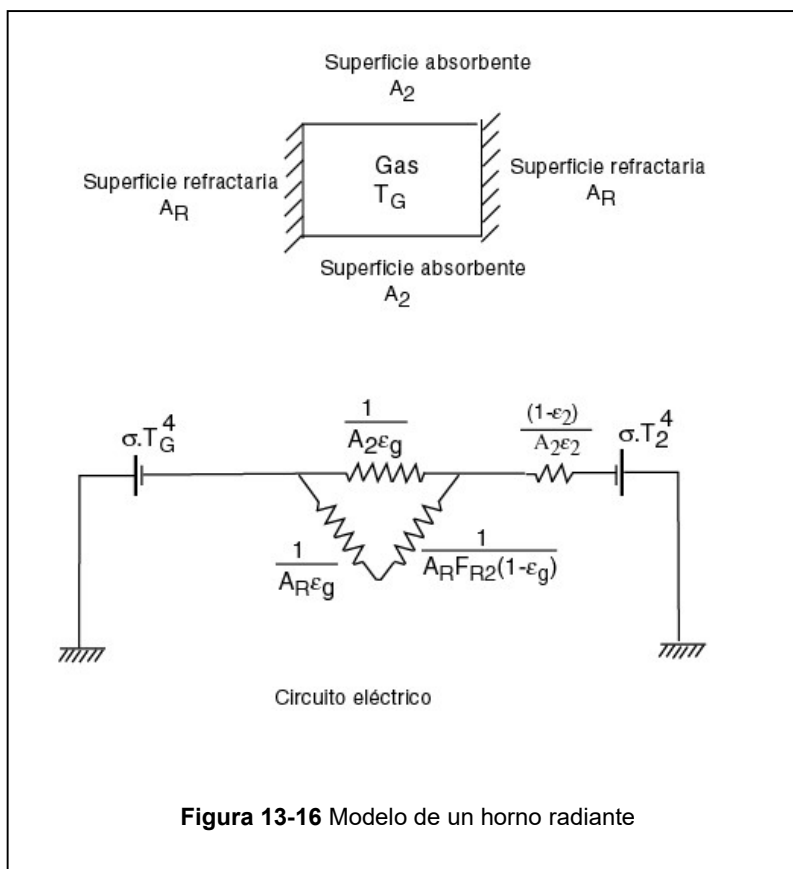
- Estimar tamaños del horno, consumo de combustible y sistemas de recuperación de calor en la etapa de diseño conceptual del proceso
- Evaluar las ofertas de los proveedores con respecto a la racionalidad del diseño y consistencia entre diversas propuestas
- Predecir los efectos de cambios en los caudales, propiedades de la alimentación y otras variables operativas
- Anticipar los efectos de modificaciones posibles sobre un horno existente

En los temas siguientes, se presentarán algunas herramientas para poder verificar la capacidad de transferencia de calor en un horno de proceso. Las mismas deben ser consideradas como elementos primarios aptos para los fines enunciados más arriba. El diseño definitivo del horno, será en todos los casos realizado por empresas especializadas en el tema.

13-6-1 Modelo de la Zona Radiante de un Horno

El intercambio de energía por radiación en el hogar de un horno puede representarse con un modelo como el indicado en la Figura 13-16. Se representa una masa de gases calientes a temperatura T_G que actúa como fuente de energía, una superficie A_2 que absorbe calor (los tubos) y paredes refractarias radiantes.

Es evidente que debido a la complejidad de la geometría de los hornos, el principal inconveniente está en el cálculo de los diversos factores de visión. Veremos a continuación algunas simplificaciones para el cálculo de estos factores.



Simplificación del plano equivalente

Usualmente, la superficie que absorbe el calor (los tubos) está montada adelante de una pared refractaria como se muestra en la Figura 13-17.

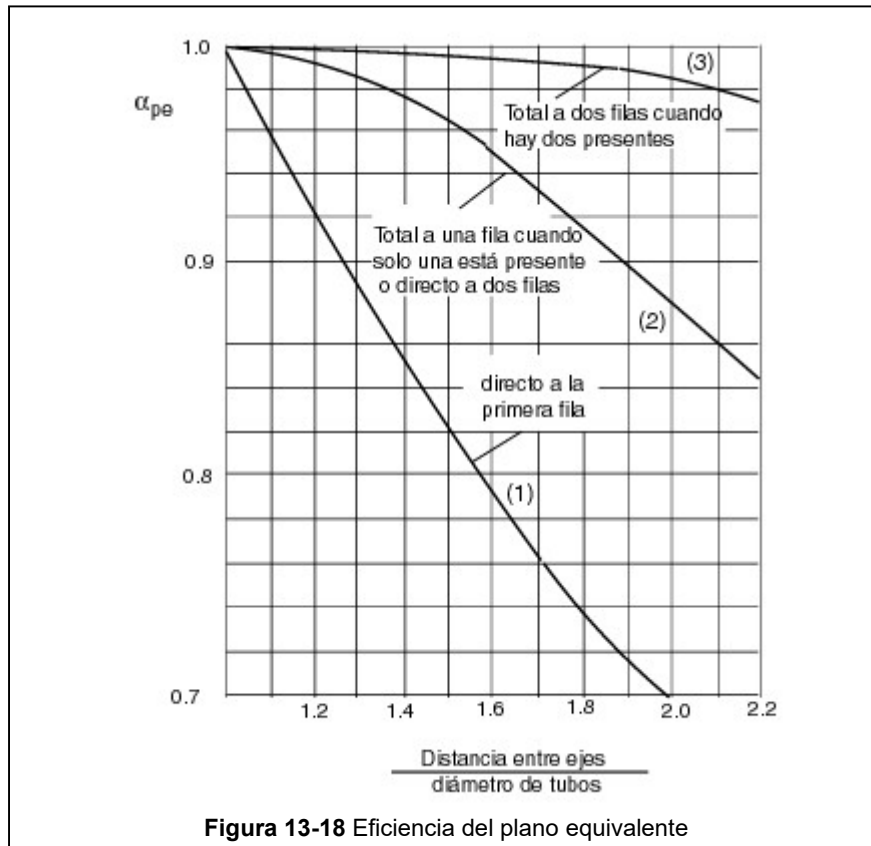
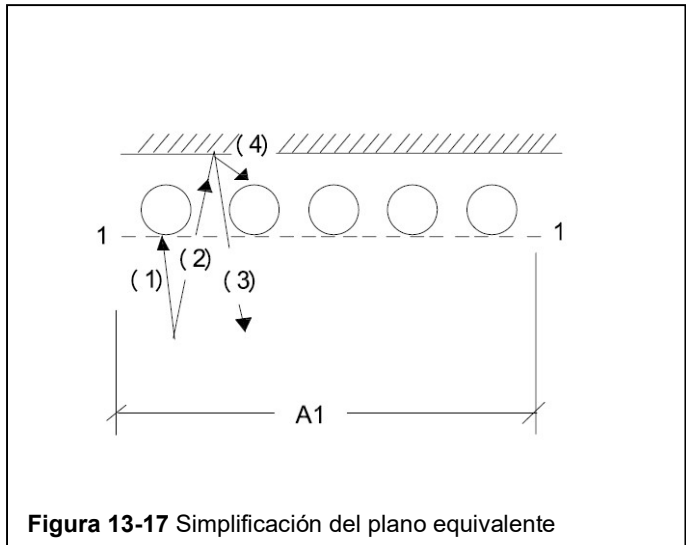
Consideremos un plano ficticio como el 1-1 tangente a los tubos. De la energía total que llega a este plano desde el exterior, una parte (1) incide directamente sobre los tubos, y si los tubos se consideran como una superficie negra será absorbida.

Otra fracción (2) incide sobre el refractario que se encuentra detrás de los tubos y se refleja. De esta fracción, a su vez, una parte (4) vuelve a incidir sobre el lado de atrás de los tubos y es absorbida, mientras el resto (3) se refleja volviendo al exterior.

El gráfico de la Figura 13-18 (que ya ha sido presentado en el Capítulo 12 como Figura 12-15 permite conocer cada una de estas fracciones, y se obtiene un factor \bar{F}_{12} que representa la fracción de

energía total absorbida respecto de la energía incidente, incluyendo lo que se absorbió en forma directa y lo que se absorbió luego de reflejarse en el refractario.

Supongamos un sistema formado por un conjunto de tubos con un refractario de respaldo como el indicado en la Figura 13-17, que se encuentra intercambiando calor por radiación con un plano paralelo a temperatura T_E . Si la temperatura de la pared de los tubos es T_2 , la energía intercambiada por unidad de tiempo será



$$Q = A_1 \cdot \bar{F}_{12} \cdot \sigma (T_E^4 - T_2^4) \quad (13-6-1)$$

Si en lugar de tratarse de un conjunto de tubos, el intercambio se realizara con un plano negro como el 1-1 que se encontrara a la temperatura T_2 , la velocidad de transmisión de calor sería

$$Q' = A_1 \cdot \sigma (T_E^4 - T_2^4) \quad (13-6-2)$$

Quiere decir que el conjunto de los tubos y su refractario de respaldo podría sustituirse por un plano equivalente de área A_1 a la misma temperatura que los tubos, pero afectando a esta área por una cierta eficiencia de plano equivalente que llamaremos α_{pe} , de modo que

$$Q = A_1 \cdot \alpha_{pe} \cdot \sigma (T_E^4 - T_2^4) \quad (13-6-3)$$

Es evidente comparando las Ecuaciones (13-6-1) y (13-6-3) que

$$\alpha_{pe} = \bar{F}_{12} \quad (13-6-4)$$

por lo que podríamos haber prescindido de bautizar a esta variable con un nuevo nombre y se hubiera podido seguir llamándola \bar{F}_{12} . Se considera sin embargo, que el significado que se le está asignando ahora (como eficiencia de plano equivalente) queda más claro con la nueva nomenclatura y preferimos no seguir designándolo como un factor de visión.

Entonces, será posible sustituir las superficies del horno donde se encuentran los tubos, por un plano equivalente, tangente a los mismos, afectando a este plano, en las ecuaciones de transferencia de calor, por una eficiencia de plano equivalente, numéricamente igual al factor de visión total que se obtiene del gráfico de la Figura 13-18 usando la curva que corresponda a la geometría de distribución de los tubos.

La temperatura de este plano equivalente será la misma que la de los tubos. Si la superficie de los tubos tiene una cierta emisividad ϵ_2 , esta misma emisividad será asignada al plano equivalente

El razonamiento que se ha presentado, no pretende ser una justificación rigurosa que demuestre la validez de la sustitución realizada. Pero a pesar que el fundamento teórico presente ciertas debilidades, el procedimiento ha dado buenos resultados.

Por lo tanto, el intercambio de energía radiante en el hogar del horno quedaría representado por el circuito eléctrico de la Figura 13-19. Si llamamos a la resistencia equivalente que se encuentra dentro del recuadro de línea interrumpida

$$\frac{1}{A_1 \alpha_{pe} \bar{F}_{1G}}$$

y llamando $\frac{1}{A_1 \alpha_{pe} \mathcal{F}_{1G}}$ a la resistencia de todo el circuito será

$$\frac{1}{A_1 \alpha_{pe} \mathcal{F}_{1G}} = \frac{1}{A_1 \alpha_{pe} \bar{F}_{1G}} + \frac{1 - \epsilon_2}{A_1 \alpha_{pe} \epsilon_2} \quad (13-6-5)$$

Para obtener el valor de $\frac{1}{A_1 \alpha_{pe} \bar{F}_{1G}}$ se debe obtener la resistencia equivalente como

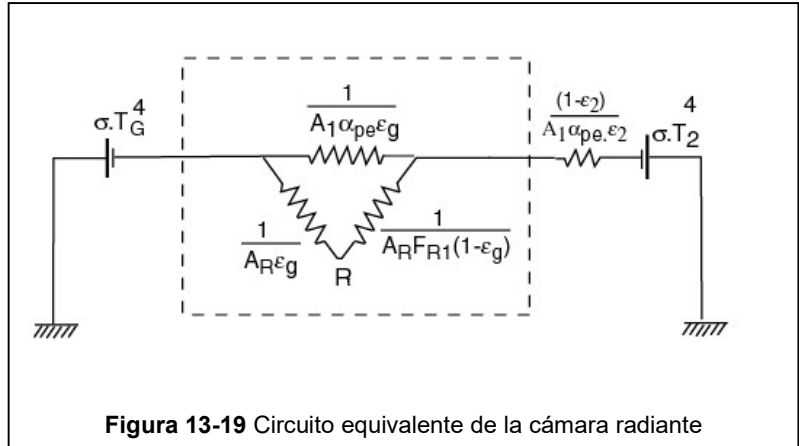


Figura 13-19 Circuito equivalente de la cámara radiante

$$\frac{1}{A_1 \alpha_{pe} \bar{F}_{1G}} = \frac{1}{A_1 \alpha_{pe} \epsilon_g} + \frac{1}{A_R \epsilon_g} + \frac{1}{A_R F_{R1} (1 - \epsilon_g)} \quad (13-6-6)$$

es decir:

$$A_1 \alpha_{pe} \bar{F}_{1G} = A_1 \alpha_{pe} \epsilon_g + \frac{A_R \epsilon_g}{1 + \frac{\epsilon_g}{F_{R1} (1 - \epsilon_g)}} \quad (13-6-7)$$

o bien:

$$\bar{F}_{1G} = \epsilon_g \left(1 + \left(\frac{A_R}{A_1 \alpha_{pe}} \right) \frac{1}{1 + \frac{\epsilon_g}{F_{R1} (1 - \epsilon_g)}} \right) \quad (13-6-8)$$

Entonces el calor total transmitido por radiación desde el gas a los tubos se puede calcular como

$$Q = A_1 \alpha_{pe} \mathcal{F}_{1G} \sigma (T_G^4 - T_2^4) \quad (13-6-9)$$

El tema aún no resuelto, es el cálculo de los factores de visión F_{R1} , lo cual en principio no parece una tarea simple debido a la complejidad de las geometrías de los hornos. Más adelante se verá un método simplificado propuesto por Lobo y Evans (2) que permite estimar en forma sencilla este factor

Radiación a los tubos escudo

Los tubos escudo, que también reciben calor radiante desde el hogar, requieren un tratamiento especial. Estos tubos no tienen una superficie refractaria radiante detrás. Es decir que toda la energía que no es absorbida directamente por los tubos escudo pasa a los tubos convectivos y es absorbida allí. Por lo tanto, desde el punto de vista del modelo, el factor α_{pe} para la porción de plano equivalente que reemplaza a los tubos escudo es unitario.

Es decir que el valor de α_{pe} se aplica solo a los tubos que tienen refractario de respaldo atrás. El área de plano equivalente de los tubos escudo se toma con su valor total.

Efecto de la convección

Si bien en la cámara radiante de un horno, la transferencia de calor tiene lugar fundamentalmente por radiación, los gases de combustión también entregan calor a los tubos por convección. Por lo tanto se debe agregar a la Expresión (13-6-9) el efecto convectivo.

Entonces se tiene la expresión siguiente

$$Q = A_1 \alpha_{pe} \mathcal{F}_{1G} \sigma (T_G^4 - T_2^4) + A_2 \cdot h_G (T_G - T_2) \quad (13-6-10)$$

Siendo h_G el coeficiente de transferencia de calor por convección entre los gases y la pared de los tubos

13-6-2 Densidad de Flujo de Calor en la Zona Radiante

El primer paso en el diseño de un horno es seleccionar la densidad promedio de flujo de calor radiante. Es decir la cantidad de calor por unidad de tiempo y de área que reciben los tubos. Esta se define como el cociente entre el calor total entregado al fluido de proceso en la zona radiante dividido por el área exterior total de los tubos (Q/A_2).

Como ya se mencionó, cuanto mayor sea esta densidad promedio de calor radiante menor será la superficie de transferencia de calor, menor será el tamaño del horno y menor será su costo. Sin embargo, para lograr una alta densidad de flujo de calor se debe trabajar con altas temperaturas de gases, y densidades de flujo de calor excesivas resultarán en altos costos de mantenimiento.

Debido a que los refractarios y los soportes de tubos estarán expuestos a altas temperaturas se acortará su vida útil. Además las altas temperaturas de la pared de tubo también reducen la vida de los tubos y aumentan la probabilidad de formación de coque en la superficie interna de los tubos.

Por lo tanto, la elección de la densidad de flujo de calor a adoptar en el diseño surgirá de un acuerdo entre el diseñador y el propietario.

Valores típicos para la densidad promedio de flujo de calor para distintos tipos de hornos se indican en la Tabla 13-2.

Hay que tener en cuenta además, que la distribución de la densidad de flujo de calor no es uniforme en toda la circunferencia del tubo. Esta variación depende de la relación entre el diámetro y el espaciado de los tubos y del modo de calentamiento, es decir si los tubos reciben el fuego de un solo lado o de ambos.

El Standard API 530 (Calculation of Heater Tube Thicknesses in Petroleum Refineries) permite calcular la relación entre máxima y media densidad de flujo de calor según la geometría de los tubos. Para hornos con una sola fila de tubos esta relación varía entre 1.5 y 3.

13-6-3 Diseño y Verificación de la Capacidad de un Horno- Método de Lobo y Evans

Generalidades, hipótesis y limitaciones

El método de Lobo y Evans ², desde su presentación en 1939, ha sido una base simplificada de diseño, muy popular pese a sus limitaciones, que conviene acotar con la mayor claridad posible, a saber;

a) Considera iguales a las temperaturas de la masa gaseosa dentro del hogar y de los humos saliendo del mismo. Esta hipótesis da buenos resultados en los hornos tipo caja o cabina, pero no es así cuando se pretende aplicar la misma hipótesis a hornos- verticales cilíndricos o aún a los tipo caja, con forma de paralelepípedos, pero con la dimensión del recorrido de los humos mayor que las dimensiones transversales. Esto motivó una serie de investigaciones durante las décadas del 50 al 70, (donde los tipos de hornos en los que no se verifica esta hipótesis, tomaron mayor auge) a efectos de obtener métodos de cálculos efectivos para esas geometrías, resultando la aproximación más simple una propuesta de Hottel que consiste en utilizar el método de Lobo y Evans pero en vez de considerar iguales las temperaturas de los humos de combustión en el hogar y a la salida del mismo, considera que entre las dos existe una diferencia de temperaturas –Esta diferencia, puede llegar a ser de hasta 100°C, pero la adopción de un valor para el diseño es un tema muy delicado que debe basarse en la experiencia en hornos similares.

b) El método solo permite determinar un valor medio de la velocidad de transferencia de calor en la zona radiante suponiendo una temperatura uniforme de la pared de los tubos. El valor de la temperatura máxima de la superficie de los tubos, es un parámetro importante para el diseño de un horno ya que permite seleccionar el material de los mismos. Por lo tanto, una falencia importante de este método es que, al trabajar con una temperatura media, no permite conocer la distribución de temperaturas real de los tubos ni su valor máximo.

c) La publicación original del método sólo abarcaba seis casos de relación entre las dimensiones del hogar, para los que se podría obtener el valor de la longitud semiesférica equivalente (Tabla.13-3)

Tabla 13-3 Longitud semiesférica equivalente	
<i>Relación dimensional (longitud-ancho-alto en cualquier orden)</i>	L
<i>Hornos Rectangulares</i>	
1-1-1 a 1-1-3	$2/3 (Vol\ Horno)^{1/3}$
1-1-4 a 1-1-∞	$1\ x\ dimensión\ menor$
1-2-5 a 1-2-8	$1.3\ x\ dimensión\ menor$
1-3-3 a 1-∞-∞	$1.8\ x\ dimensión\ menor$
<i>Hornos cilíndricos</i>	
d x d	$2/3\ x\ diámetro$
d x 2d a d x ∞	$1\ x\ diámetro$

Cálculo de los factores de visión F_{R1}

La contribución más importante consiste en la presentación de fórmulas simplificadas para el cálculo de los factores de visión F_{R1} , Lobo y Evans correlacionan este valor en función del parámetro $A_R/A_1\alpha_{pe}$ según las siguientes expresiones

$$\text{si } 0 \leq \frac{A_R}{A_1\alpha_{pe}} \leq 1 \Rightarrow F_{R1} = \frac{A_1\alpha_{pe}}{A_T} \quad \text{Siendo } A_T = A_1\alpha_{pe} + A_R \quad (13-6-11)$$

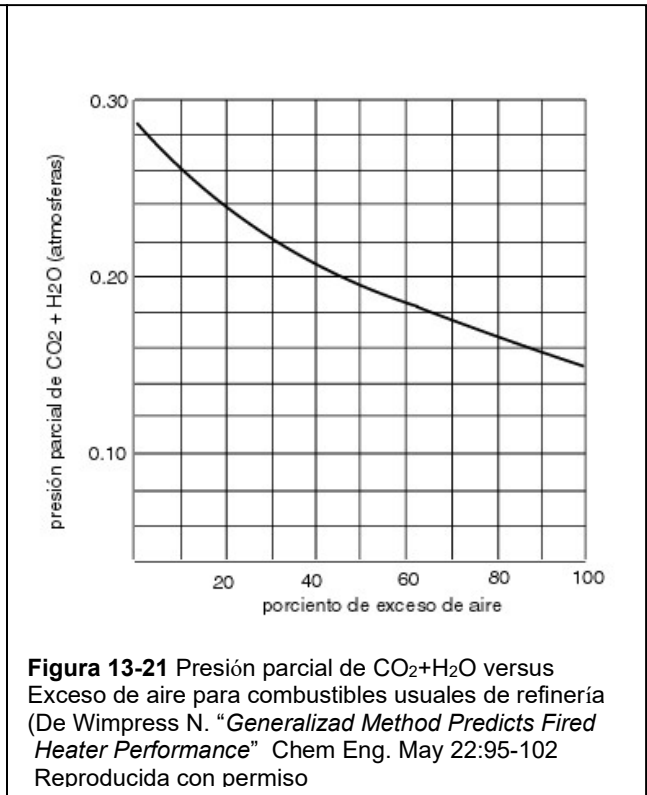
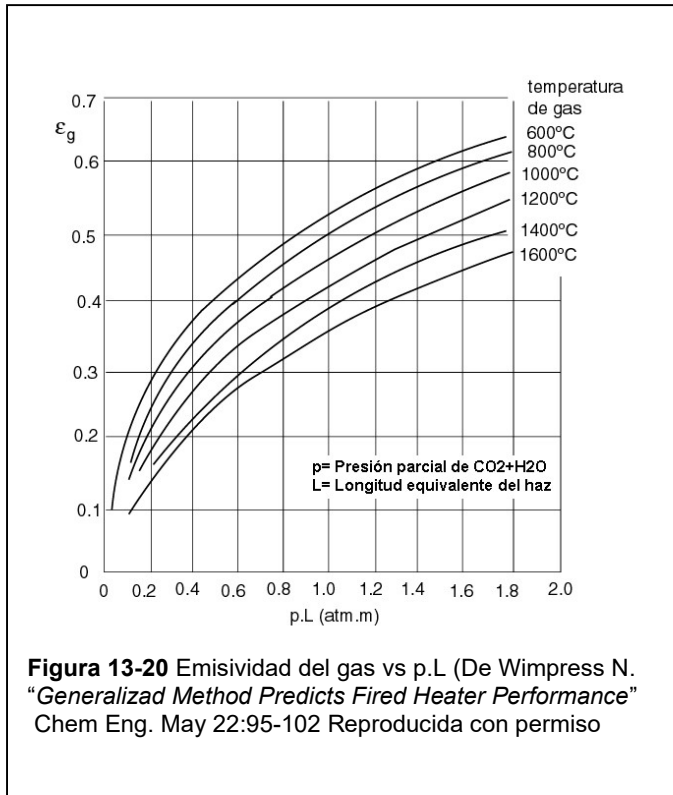
$$\text{si } 3 \leq \frac{A_R}{A_1\alpha_{pe}} \leq 6.5 \Rightarrow F_{R1} = \frac{A_1\alpha_{pe}}{A_R} \quad (13-6-12)$$

$$\text{si } 1 \leq \frac{A_R}{A_1\alpha_{pe}} \leq 3 \Rightarrow \frac{A_1\alpha_{pe}}{A_R} > F_{R1} > \frac{A_1\alpha_{pe}}{A_T} \quad (13-6-13)$$

Emisividad de los gases ϵ_g

La emisividad de los gases ϵ_g que figura en las ecuaciones del modelo, puede ser evaluada con los gráficos de Mc Adams presentados en el capítulo anterior. Sin embargo, también es posible recurrir a métodos más simplificados. Cuando se trata de gases que son producto de la combustión de combustibles normales en refinería, existe una relación más o menos constante entre la presión parcial del CO₂ y la del vapor de agua. Esto permite utilizar un único gráfico como el de la Figura 13-20, en que el valor de la emisividad se obtiene en función de la temperatura de la cámara radiante.

Si bien, como fue explicado en el Capítulo 12, la emisividad del gas depende también de la temperatura de la superficie fría; para construir el gráfico de la Figura 13-20 se ha considerado que la temperatura de la superficie de los tubos en un horno se encuentra siempre entre 300°C y 650°C, y dentro de este rango, la influencia de la temperatura de pared en el valor de la emisividad de gas es menor al 1%. Por lo tanto se prescinde de esta variable y esto permite la construcción de la Figura 13-20.



En cuanto a la obtención de las presiones parciales de vapor de agua y CO₂, los mismos pueden obtenerse de la estequiometría de la combustión. Sin embargo, para agilizar los cálculos manuales, se ofrece el gráfico de la Figura 13-21 que se puede utilizar para los combustibles más normales, en el que con solo el porcentaje de exceso de aire se puede obtener pCO₂ + pH₂O en los gases de combustión

Temperatura de la pared de los tubos

El modelo de la Ecuación (13-6-10) permite calcular el flujo de calor entre la masa de gases de combustión a temperatura T_g y la superficie de los tubos a temperatura T₂

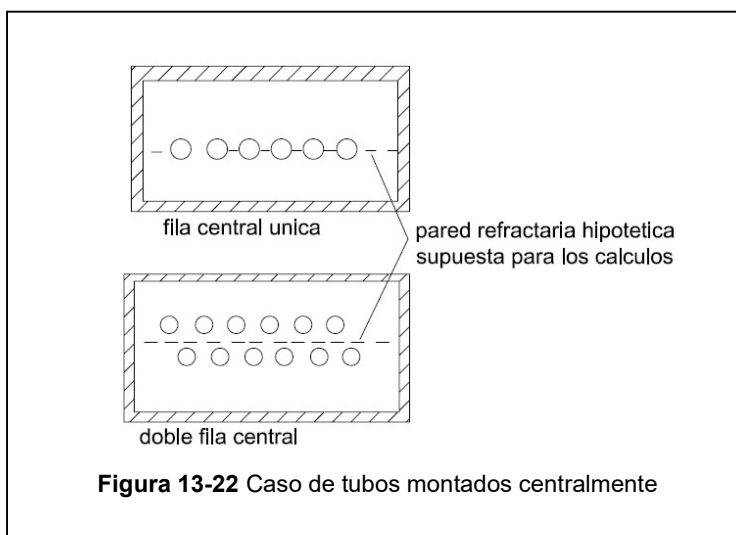
Como en cualquier otro equipo de transferencia de calor, se requiere acoplar esta ecuación con otra que represente la transferencia de calor entre la superficie externa de los tubos y el fluido de proceso. Si T_f es la temperatura media del fluido dentro de los tubos, la caída de temperatura entre la cara externa del tubo y T_f se produce a través de la pared metálica, la capa de ensuciamiento o coque depositada en la superficie interna y la capa límite correspondiente al fluido interno, es decir

$$Q = \frac{(T_2 - t_f)}{\frac{e_m}{k_m} + \frac{1}{h_{i0}} + R_{fi}} A_2 \quad (13-6-14)$$

Esta ecuación, permite el cálculo de la temperatura de pared T₂

Hornos con los tubos en una fila central

Para la discusión anterior se ha supuesto que el horno es del tipo indicado en las Figuras 13-7 o 13-8 con los tubos ubicados delante de una pared refractaria. Si el horno es como el indicado en las Figura 13-9 b) y 13-9 c), es decir con una fila central de tubos sin refractario, lo que se hace es reemplazar, a los fines computacionales, el plano de simetría del horno por una supuesta pared refractaria como se indica en la Figura 13-22. De este modo, el área de plano equivalente de esa fila de tubos es el doble del área proyectada del plano, ya que cada lado se computa separadamente. El valor de α_{pe} si hay una sola fila central se calcula con la curva 3 de la Figura 13-18, y si hay dos filas se usa la curva 2. De igual modo, la longitud equivalente L se debe calcular para la mitad del horno



13-6-4 Ordenamiento del Cálculo para Horno con Zona Radiante Exclusivamente

Con todos los elementos anteriores, veremos como puede procederse a un diseño preliminar de un horno 100% radiante (sin zona convectiva)

Se desea entregar una cierta cantidad de calor Q a una corriente de proceso, cuyo caudal es W_c y sus entalpías de entrada y salida son i_i e i_o correspondientes a temperatura t_i y t_o respectivamente. Es decir

$$Q = Wc(i_o - i_i).$$

Los pasos de diseño son los siguientes:

- 1) Al igual que en otros equipos de transferencia de calor, el diseño debe realizarse por tanteos, proponiendo una geometría y luego verificando que la misma permita transferir la cantidad de calor deseada. En el caso de un horno, ya hemos dicho que el principal parámetro de diseño es la densidad media de flujo de calor. Por lo tanto, el diseño comienza por adoptar el valor de Q/A_2 deseado y esto permite calcular A_2 .
- 2) Con el valor de A_2 , se define una geometría adoptando el número, largo y diámetro de los tubos. La separación entre tubos en general depende de los accesorios con que se realizan los retornos, y usualmente la relación entre el espaciado y el diámetro se encuentra ente 1.8 y 2.5. Por lo tanto, es posible estimar las dimensiones del horno y terminar de configurar una geometría tentativa
- 3) Se debe elegir el número de pasos para el fluido de proceso. Esto se define en función de consideraciones de velocidad y pérdida de carga.
- 4) Se puede entonces proceder al cálculo del coeficiente pelicular de convección para el fluido de proceso. Esto puede ser sencillo cuando se trata de un fluido sin cambio de fase, pero si en el horno existen procesos de vaporización debe recurrirse a los métodos del Capítulo 11.
- 5) Con la temperatura media del fluido de proceso, y el coeficiente hio es posible calcular la temperatura de la pared de tubos por medio de la Ecuación (13-6-14). Esta es la temperatura que debe tener la pared de los tubos para lograr entregar al fluido de proceso la cantidad de calor deseada en un horno con un área de transferencia A_2
- 6) Con la Expresión (13-6-10) se calcula T_G , es decir la temperatura que debería tener la masa de gases para poder transmitir a los tubos la cantidad de calor deseada en un horno con la geometría propuesta. Para poder calcular T_G con la (13-6-10) es necesario un procedimiento iterativo, dado que las emisividades de gas, a su vez, dependen de T_G . Podría utilizarse como variable de iteración la temperatura T_G , pero su valor es algo difícil de estimar. Otra opción es comenzar la iteración suponiendo un valor para el factor \mathcal{F}_{1G} asumiendo un valor de 0.57 como valor inicial. En cuanto al coeficiente h_G , que figura en la Ecuación(13-6-10), dado que el término convectivo es de menor importancia frente al radiante, se sugiere adoptar simplemente $h_G = 11.5 \text{ W/m}^2\text{K}$ sin otra verificación. Por lo tanto, el procedimiento completo es como sigue:
 - 6-a) Con la geometría del horno, (diámetro y separación entre tubos) calcular α_{pe} por medio de la figura 13-18
 - 6-b) Calcular, para la geometría supuesta, el área de plano equivalente A_1 , el área de las superficies refractarias A_R , el área A_T y el factor FR_1 por medio de las Ecuaciones (13-6-11) a (13-6-13)
 - 6-c) Con $\mathcal{F}_{1G} = 0.57$ y $h_G = 11.5 \text{ W/m}^2\text{K}$ despejar el valor de T_G de la (13-6-10)
 - 6-d) Con este valor de T_G , se procede al cálculo de la emisividad de los gases por medio de la fig 13-21
 - 6-e) Por medio de la (13-6-8) se calcula \bar{F}_{1G}
 - 6-f) Por medio de la (13-6-5) se calcula \mathcal{F}_{1G} y se compara con el valor supuesto. En caso de discrepancia se vuelve al paso 6-c) con el nuevo valor y se itera hasta cerrar el cálculo con lo que se tiene el valor de T_G . Este valor es la temperatura de gases que se requiere para lograr con la geometría propuesta la transferencia de calor deseada.

- 7) Como ya se ha explicado más arriba, cuanto más alta sea la temperatura T_G , menor será el rendimiento del horno ya que se perderá más calor con los humos. Por lo tanto, el paso siguiente es calcular la masa de combustible que es necesario quemar (o lo que es lo mismo, el rendimiento del horno). En el caso de los hornos tipo cabina, puede suponerse que la temperatura T_G es igual a la temperatura de salida de los humos T_H . Para los hornos cilíndricos de elevada relación L/D algunos autores aconsejan suponer que la temperatura media de los gases es algunos grados mayor que la temperatura de salida. Sin embargo, esto debe estar apoyado en la experiencia del diseñador sobre hornos de similar geometría. En caso de no disponer de esta información, conservadoramente se debe suponer que ambas temperaturas son iguales. Luego se puede calcular el rendimiento del horno y la masa de combustible que se necesario quemar por medio de la Expresión (13-2-6). En caso que estos valores no sean satisfactorios es necesario modificar el diseño propuesto, ya sea adoptando una densidad de flujo de calor diferente a la asumida en el paso 1, o bien modificando algunas relaciones geométricas que permitan modificar el \mathcal{F}_{IG} .

Aquí vale la pena, tratar de hacer un simil entre el diseño de un horno y el de un intercambiador de calor.

El coeficiente \mathcal{F}_{IG} , desempeña el mismo papel que el coeficiente de transferencia U.

Así como en la ecuación de diseño de un intercambiador

$$Q=U.A.\Delta T$$

para aumentar la cantidad de calor transferido, las opciones son o bien aumentar el área A o el coeficiente de transferencia U o la diferencia de temperatura ΔT , en el caso de un horno, es posible incrementar la transferencia de calor aumentando la superficie de los tubos A_2 , o tratando de mejorar \mathcal{F}_{IG} , por ejemplo aumentando la separación entre tubos o el volumen de la cámara radiante para mejorar la emisividad del gas, o de lo contrario, aumentar la fuerza impulsora aumentando T_G . Las dos primeras opciones incrementarán el costo del horno y la última incrementará el consumo de combustible

- 8) Una vez completado el diseño se procede al cálculo de la pérdida de carga para el fluido de proceso

Ejemplo 13-3

Estimar el tamaño de la zona radiante de un horno tipo cabina para procesar 45 kg/s de un crudo de 26°API desde 250°C hasta 357°C,. El calor específico medio es 2978J/kg

Se usará como combustible un fuel gas de refinería cuyo PCI es 60.3×10^6 J/Nm³ y una densidad de 0.88 kg/Nm³ Se utilizará un 25% de exceso de aire

Se utilizarán tubos de 4" de diámetro nominal (diámetro exterior: 0.1143m. diámetro interior 0.103m) y 11.5 m de longitud, que se separarán 203mm entre sí. (8").

A fin de lograr una pérdida de carga razonable se utilizarán cuatro pasos en paralelo, resultando para dicha geometría un coeficiente de transferencia de calor dentro de los tubos de 757 W/m²K y una resistencia de ensuciamiento de 0.0003.

Se desea una densidad media de flujo de calor en la zona radiante de 35500 W/m²

Solución::

El horno será de tipo radiante-convectivo, pero nos abocaremos solo a la zona radiante.

El crudo ingresa a la zona radiante a 250°C y la abandona a 357°C luego:

$$Q= W.c (t_2-t_1) = 45 \times 2978 \times (357-250)= 14339000 \text{ J/s}$$

Estimación de área

Con una densidad de flujo de calor de $q=35500\text{W/m}^2$, el área necesaria será

$$A_2=Q/q= 14339000/35500=403.9\text{m}^2$$

El número de tubos será

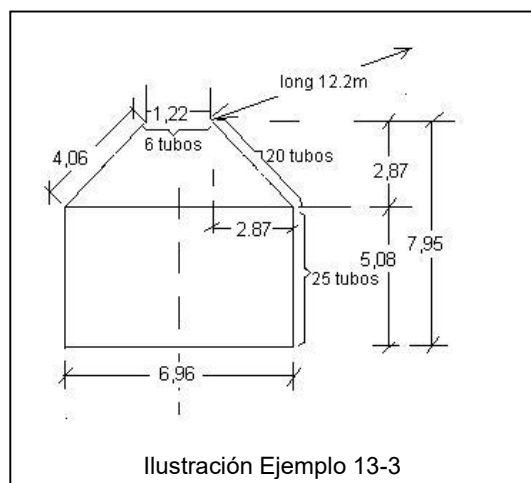
$$N = A_2 / (\pi \cdot Do \cdot L) = 403.9 / (3.14 \times 0.1143 \times 11.75) = 95.7 \text{ tubos (adoptamos 96)}$$

$$A_2 = 96 \times \pi \times Do \times L = 96 \times 3.14 \times 0.1143 \times 11.75 = 404.8 \text{ m}^2$$

Determinación de los parámetros geométricos y térmicos

Utilizaremos un horno tipo cabina de tubos horizontales y distribuiremos los 96 tubos de la zona radiante en su perímetro. Dado que existirá una zona convectiva, supondremos 6 tubos escudo

Dado que hemos adoptado la separación entre tubos, podemos estimar las dimensiones



El área total de la cámara es

$$AT = 2 \times [(6.96 \times 5.08) + \frac{1}{2} (6.96 + 1.22) \times 2.87] + 2 \times [(4.06 + 5.08) \times 12.2] + 6.96 \times 12.2 = 402.1 \text{ m}^2$$

El área de plano equivalente será la suma del área de las paredes de tubos y la correspondiente a los tubos escudo.

Para la primera:

$$A_1 = \text{long tubos} \times \text{num. de tubos} \times \text{separación tubos} = 90 \times 11.75 \times 0.203 = 214.8 \text{ m}^2$$

Y para la segunda

$$A_1 = 11.75 \times 6 \times 0.203 = 14.3 \text{ m}^2$$

Para los tubos sobre la pared

$$\alpha_{pe} = 0.92 \text{ (con } c/D = 0.203/0.1143)$$

Para los tubos escudo, adoptaremos $\alpha_{pe} = 1$ dado que se supone que toda la radiación que incide sobre el plano de los tubos escudo es absorbida o bien por los tubos escudo o bien por los tubos convectivos que están detrás. Por lo tanto

$$A_1 \alpha_{pe} = 214.8 \times 0.92 + 14.3 = 211.9$$

$$AR = AT - A_1 \alpha_{pe} = 402.1 - 211.9 = 190.2$$

$$AR / A_1 \alpha_{pe} = 190.2 / 211.9 = 0.897$$

$$\therefore FR_1 = A_1 \alpha_{pe} / AT = 211.9 / 402.1 = 0.526$$

Longitud semiesférica equivalente

$$\text{Relación dimensional } \frac{6.96}{6.96} : \frac{7.95}{6.96} : \frac{12.2}{6.96} = 1 : 1.15 : 1.76$$

$$L = 2/3 (\text{Vol horno})^{1/3}$$

$$V = [(6.96 \times 5.08) + \frac{1}{2} (6.96 + 1.22) \times 2.87] \times 12.2 = 574.5 \text{ m}^3$$

$$L = 2/3 (574.5)^{1/3} = 5.54 \text{ m}$$

Cálculo de la temperatura de pared de los tubos

El calor entregado a través de la superficie A_2 se puede expresar como

$$Q = \frac{T_1 - t}{\left(\frac{1}{h_{io}} + R_f\right)} \cdot A_2$$

donde t es la temperatura media del fluido de proceso = $\frac{1}{2}(250 + 357) = 303.5^\circ\text{C}$

$$\left(\frac{1}{h_{io}} + R_f\right)^{-1} = \left(\frac{0.114}{0.103 \times 757} + 0.0003\right)^{-1} = 567 \text{ W/m}^2\text{K}$$

La temperatura de pared de tubos será

$$T_1 = t + Q / (A_2 \times 567) = 303.5 + 1433900 / (404.8 \times 567) = 365^\circ\text{C}$$

Ahora se debe calcular la temperatura de los gases mediante un procedimiento iterativo del cual solo se mostrarán los últimos cálculos

$$Q = A_1 \alpha_{pe} \mathcal{F}_{IG} \sigma (T_G^4 - T_2^4) + A_2 \cdot h_G (T_G - T_2)$$

$$\therefore \mathcal{F}_{IG} = \frac{Q - A_2 \cdot h_G (T_G - T_2)}{A_1 \alpha_{pe} \sigma (T_G^4 - T_2^4)}$$

Suponiendo para TG un valor de 880°C

$$\mathcal{F}_{IG} = \frac{14339000 - 11.5 \times 404.8 (880 - 366)}{211.9 \times 5.66 \times 10^{-8} [(880 + 273)^4 - (366 + 273)^4]} = 0.62$$

Verificación de \mathcal{F}_{IG}

De la Figura 13-21 se obtiene $p_{CO_2} + p_{H_2O} = 0.23 \text{ atm}$

Luego $(p_{CO_2} + p_{H_2O})L = 0.23 \times 5.54 = 1.27 \text{ atm.m}$

Con una temperatura de 880°C y $pL = 1.27$ se obtiene $\epsilon_g = 0.53$ de la Figura 13-20

$$\bar{F}_{IG} = \epsilon_g \left[1 + \left(\frac{A_R}{A_1 \alpha_{pe}} \right) \frac{1}{1 + \frac{\epsilon_g}{F_{R1} (1 - \epsilon_g)}} \right] = 0.53 \left[1 + \frac{190.2}{211.9} \frac{1}{1 + \frac{0.53}{0.526(1 - 0.53)}} \right] = 0.681$$

$$\frac{1}{\mathcal{F}_{IG}} = \frac{1}{\bar{F}_{IG}} + \frac{1 - \epsilon_2}{\epsilon_2} = \frac{1}{0.681} + \frac{1 - 0.9}{0.9} = 1.58$$

$$\mathcal{F}_{IG} = 0.633$$

valor que coincide razonablemente con el anterior

Balance térmico

$$\frac{Q}{W_F} = \frac{W_A}{W_F} c_A (T_A - T_0) + c_F (T_F - T_0) + PCI \left(1 - \frac{\gamma}{100} \right) - \frac{W_H}{W_F} c_H (T_H - T_0)$$

Dado que $T_A = T_F = T_0$

$$\frac{Q}{W_F} = PCI \left(1 - \frac{\gamma}{100} \right) - \frac{W_H}{W_F} c_H (T_H - T_0)$$

$$PCI = 50.3 \times 10^6 \text{ J/Nm}^3 / (0.88 \text{ kg/Nm}^3) = 57.2 \times 10^6 \text{ J/kg}$$

A efectos de utilizar el gráfico de la Figura 13-2 podemos escribir la ecuación de balance de la siguiente manera

$$\frac{Q}{W_F} = PCI \left[1 - \frac{\gamma}{100} - \frac{W_H}{W_F \cdot PCI} c_H (T_H - T_0) \right]$$

el último sumando dentro del corchete es lo que se obtiene del gráfico 13-2. Con un 25% de exceso de aire y una temperatura de gases de 880°C se obtiene una ordenada de 0.45

Considerando un 2% de pérdidas por conducción a través de las paredes

$$\frac{Q}{W_F} = PCI (1 - 0.02 - 0.45) = 57.3 \times 10^6 \times 0.53 = 30.3 \times 10^6 \text{ J/kg}$$

$$WF = \frac{Q}{Q/W_F} = \frac{14339000}{30.3 \times 10^6} = 0.473 \text{ kg/s} = 1704 \text{ kg/h}$$

$$\eta = \frac{14339000}{57.2 \times 10^6 \times 0.473} = 0.53$$

(este rendimiento se debe a la sección radiante exclusivamente).

13-6-5 Hornos Radiantes-Convectivos

La mayor parte de los hornos que se construyen actualmente tienen una zona convectiva. Las primeras dos o tres filas del banco convectivo, se llaman tubos escudo. Estos tubos, están normalmente orientados en una distribución triangular, y protegen al resto de los tubos de la radiación directa proveniente del hogar.

La práctica usual es considerar a estos tubos como formando parte de la sección radiante, e incluirlos en el cálculo de la superficie que absorbe radiación. Luego al calcular la sección de convección se les agrega el aporte de calor de la corriente de humos

En general los tubos escudo son tubos lisos, debido a que están expuestos a una alta densidad de flujo de calor. El resto de los tubos del banco convectivo pueden ser lisos o aletados.

Si bien la transferencia de calor en esta zona tiene lugar principalmente por convección, cuando se utilizan tubos lisos, se debe considerar también el efecto de la radiación desde los gases calientes que circulan a través del banco, y la re-radiación desde las paredes de la zona convectiva. Si se usan tubos aletados, estos efectos pueden despreciarse frente a la convección.

En capítulos anteriores, se estudiaron correlaciones para calcular los coeficientes de transferencia de calor para bancos de tubos, lisos o aletados. Todas estas correlaciones, fueron desarrolladas para intercambiadores de calor, y cuando se las quiere aplicar a tubos de mayor diámetro, con aletas más espaciadas y con gases a altas temperaturas las predicciones no son buenas. Por lo tanto, se presentarán a continuación, algunas correlaciones que han sido desarrolladas específicamente para hornos de proceso, y cuyo uso se recomienda preferentemente.

13-6-5-1 Correlaciones de Transferencia de Calor en un Banco Convectivo con Tubos Aletados

Las correlaciones que se presentarán a continuación están basadas en un trabajo de Weierman¹ y fueron adoptadas por la empresa Escoa. Son válidas para aletas helicoidales enteras. El trabajo de Weierman incluye también correlaciones para aletas aserradas.

Weierman, recomienda para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor, una correlación del tipo

$$h_f = j \cdot c_H \cdot G_H \cdot Pr_H^{-0.67} \quad (13-6-15)$$

Siendo G_H es la densidad de flujo másico

$$G_H = W_H / a_s \quad (13-6-16)$$

En donde a_s es el área de flujo en el plano diametral de una fila de tubos.

Si llamamos

W = ancho del banco de tubos

L = longitud del banco de tubos

n_{tf} = número de tubos por fila

n_f = número de filas de tubos

D_o = diámetro exterior de los tubos

D_b = diámetro de la aleta

b = espesor de la aleta

H = altura de la aleta = $(D_b - D_o)/2$

N_m = número de aletas por metro

Será
$$a_s = W \cdot L \cdot n_{tf} \cdot L (D_o + N_m (D_b - D_o) \cdot b) \quad (13-6-17)$$

El factor j , que figura en la Expresión (13-6-15) se obtiene en función de un número de Reynolds.

Cuando se estudiaron las correlaciones para aerofriadores, se definieron números de Reynolds, para el cálculo de los coeficientes de transmisión de calor y factores de fricción basados en la utilización de diferentes diámetros equivalentes.. Distintos autores, han sugerido distintas definiciones del diámetro equivalente para el número de Reynolds, y la sugerencia de Weierman, es utilizar simplemente el diámetro del tubo, tanto para el cálculo de h como del factor de fricción, con lo cual se obtiene un Reynolds único.

Es decir

$$Re = \frac{D_o \cdot G_H}{\mu_H} \quad (13-6-18)$$

La correlación propuesta se indica a continuación

A_o = Superficie de tubo liso por unidad de longitud = $\pi \cdot D_o$

A_D = Superficie expuesta de tubo por unidad de longitud = $\pi \times D_o \times (1-N_m \times b)$

A_f = Superficie de aletas por metro de tubo = $\pi \cdot 2 \cdot N_m (D_b^2 - D_o^2)/4$

a_p = área proyectada del tubo aletado por unidad de longitud = $D_o + (D_b - D_o) \times b \times N_m$

s = claro entre aletas = $1/N_m - b$

S_T = Distancia entre centros de tubos medida en dirección perpendicular al flujo

S_F = Distancia entre centros de tubos medida en dirección paralela al flujo

a) Para arreglos en triángulo (no alineados)

$$C_1 = 0.091 \cdot Re^{-0.25} \quad (13-6-19)$$

$$C_3 = 0.35 + 0.65 \exp\left(-\frac{0.125(D_b - D_o)}{s}\right) \quad (13-6-20)$$

$$C_5 = 0.7 + [0.7 - 0.8 \exp(-0.15 n_f^2)] \cdot \exp\left[-\frac{S_F}{S_T}\right] \quad (13-6-21)$$

$$j = C_1 \cdot C_3 \cdot C_5 \cdot \left(\frac{D_b}{D_o}\right)^{0.5} \left[\frac{T}{T_f}\right]^{0.25} \quad (13-6-22)$$

En la última ecuación, T es la temperatura media del gas alrededor de los tubos y T_f es la temperatura media de la aleta. Estas temperaturas deben estar en grados Kelvin, y el término equivale a la corrección por viscosidad de pared.

b) Para arreglos en cuadro (alineados)

$$C_1 = 0.053 \cdot Re^{-0.21} \left(1.45 - 2.9 \left(\frac{S_F}{D_o}\right)^{-2.3}\right) \quad (13-6-23)$$

$$C_3 = 0.20 + 0.65 \exp\left(-0.125 \frac{D_b - D_o}{s}\right) \quad (13-6-24)$$

$$C_5 = 1.1 - [0.75 - 1.5 \exp(-0.7 n_f)] \cdot \exp\left[-2 \frac{S_F}{S_T}\right] \quad (13-6-25)$$

$$j = C_1 \cdot C_3 \cdot C_5 \cdot \left(\frac{D_b}{D_o}\right)^{0.5} \left[\frac{T}{T_f}\right]^{0.5} \quad (13-6-26)$$

Corrección por ensuciamiento y eficiencia de aleta

al valor de h_f calculado con la Expresión (13-6-15) se le debe adicionar el efecto de la resistencia de ensuciamiento y luego corregirlo con la eficiencia de la aleta

Es decir

$$\frac{1}{h'_f} = \frac{1}{h_f} + R_{fo} \quad (13-6-27)$$

$$h'_{fo} = h'_f (A_D + \Omega A_f) / A_o \quad (13-6-28)$$

Para el cálculo de la eficiencia de la aleta, puede recurrirse a las expresiones desarrolladas en el capítulo 9,

$$m = \sqrt{\frac{2 \cdot h'_f}{k_f \cdot b}} \quad (13-6-29)$$

$$Y = \left(H + \frac{b}{2}\right) \left(1 + 0.35 \cdot \ln \frac{D_b}{D_o}\right) \quad (13-6-30)$$

$$\Omega = \frac{\tanh(mY)}{mY} \quad (13-6-31)$$

13-6-5-2 Cálculo de la caída de presión de los humos en el banco convectivo (tubos aletados)

Es necesario calcular la caída de presión que sufren los humos al atravesar el banco convectivo para poder definir la altura de la chimenea.

Esta caída de presión se calcula como la suma de un término de fricción, (que se trata con un factor de fricción f) y un término de caída de presión debido a las pérdidas por aceleración, que para estos fines no son despreciables

El siguiente esquema de cálculo ha sido propuesto por Weierman ¹

$$\Delta p = (f+a) \cdot n_f \cdot G_H^2 / \rho_m \quad (13-6-32)$$

$$a = \frac{(1+\beta^2)}{4 \cdot n_f} \cdot \rho_m \cdot \left(\frac{1}{\rho_2} - \frac{1}{\rho_1} \right) \quad (13-6-33)$$

$$\beta = \frac{a_s}{W \cdot L} \quad (13-6-34)$$

siendo ρ_m la densidad media de humos en el banco convectivo, ρ_1 la densidad a la entrada y ρ_2 la densidad a la salida

El factor de fricción f se puede correlacionar en función del número de Reynolds

La correlación propuesta es para arreglos en triángulo (no alineados)

$$C_2 = 0.075 + 1.85 \text{Re}^{-0.3} \quad (13-6-35)$$

$$C_4 = 0.11 \left(0.05 \frac{S_T}{D_o} \right)^m \quad (13-6-36)$$

$$m = -0.7 \left(\frac{H}{S} \right)^{0.2} \quad (13-6-37)$$

$$C_6 = 1.11 + [1.8 - 2.1 \exp(-0.15 \cdot n_f^2)] \cdot \exp\left(-2 \frac{S_F}{S_T}\right) - [0.7 - 0.8 \cdot \exp(-0.15 \cdot n_f^2)] \exp\left(-0.6 \frac{S_F}{S_T}\right) \quad (13-6-38)$$

$$f = C_2 \cdot C_4 \cdot C_6 \cdot \frac{D_b}{D_o} \left(\frac{T}{T_f} \right)^{-0.25} \quad (13-6-39)$$

13-6-5-3 Correlaciones de transferencia de calor en un banco convectivo con tubos lisos

Las primeras filas de tubos del banco convectivo, es decir los tubos escudo, en general no tienen aletas debido a que están sujetos a altas densidades de flujo de calor. Como además la temperatura de los humos en esta zona es elevada, es necesario considerar la radiación desde la masa de gases que circula a través del banco convectivo. Una correlación normalmente utilizada en estos casos se debe a Monrad ⁵. Este autor propone calcular el coeficiente de transferencia entre los humos y la pared de los tubos como la suma de una contribución radiante y otra convectiva

El coeficiente convectivo se calcula con la siguiente ecuación dimensional

$$hc = 1.268 \frac{G_H^{0.6} T_H^{0.28}}{D_o^{0.4}} \quad (13-6-40)$$

En esta ecuación

G_H : es la densidad de flujo másico de los humos evaluada en el plano central de una fila de tubos expresada en Kg/sm^2

T_H : es la temperatura media de los humos en Kelvins

D_o : es el diámetro de los tubos en metros

h_c : se obtiene en $\text{W/m}^2\text{K}$

El coeficiente radiante se obtiene como

$$h_R = 0.0254 \cdot t_H - 2.37 \quad (13-6-41)$$

Donde t_H es la temperatura promedio de los tubos pero esta vez en $^{\circ}\text{C}$

También hay un efecto de radiación proveniente de las paredes del banco convectivo, que usualmente incrementa la velocidad de transferencia de calor en aproximadamente un 10%. De este modo, el coeficiente total se puede calcular como

$$h = 1.1(h_c + h_R) \quad (13-6-42)$$

13-6-5-4 Verificación de un horno radiante convectivo

El diseño de un horno radiante convectivo es un procedimiento más complejo ya que se necesita seleccionar una mayor cantidad de parámetros. Hay que definir que porcentaje del calor se entregará en la zona convectiva y en la radiante, y adoptar las dimensiones del banco convectivo para lograr los coeficientes de transferencia de calor adecuados con una pérdida de carga que no requiera una excesiva altura de chimenea.

Sería engorroso presentar una metodología y recomendaciones para seleccionar todas estas variables. Además, puesto que el diseño de hornos es normalmente realizado por empresas especializadas, no es común que esta tarea la deba realizar un ingeniero de procesos.

Resulta en cambio más frecuente que sea necesario realizar un rating de un equipo existente para verificar que el mismo pueda adaptarse a un nuevo servicio.

Por lo tanto, veremos como realizar la verificación térmica de un horno de geometría conocida para adecuarlo a un determinado servicio de proceso.

Los pasos serían los siguientes:

- 1 La cantidad de calor que se debe entregar en el horno Q es un dato de proceso. Esta cantidad de calor se entregará en parte en la zona radiante (Q_R) y en parte en la zona convectiva (Q_C) siendo $Q = Q_C + Q_R$. Se supondrá un valor de Q_R y se calculará Q_C y las temperaturas de la corriente de proceso en cada zona. También se calculará cual es la temperatura de gases necesaria para transferir esta cantidad de calor utilizando el modelo de Lobo y Evans. Esto requiere el cálculo de la emisividad de los gases, para lo cual, conociendo el porcentaje de exceso de aire, se debe plantear la estequiometría de la combustión y calcular las presiones parciales de agua y CO_2 .
- 2 Con el balance térmico para la zona radiante, y la temperatura de gases calculada antes, se puede calcular la masa de combustible y de humos. Con ese consumo de combustible se puede plantear un balance de calor para todo el horno y obtener la temperatura de los humos a la salida de la zona convectiva
- 3 Con la masa y temperatura media de los humos en la zona convectiva se puede calcular los coeficientes de transferencia de calor por convección. Como se dispone de todas las temperaturas se puede verificar el área de transferencia de la zona convectiva para transferir la cantidad de calor Q_C . El hecho que los tubos escudo tienen una geometría diferente al resto de la sección convectiva, introduce una complicación adicional, ya que no se puede trabajar con un único valor del coeficiente de transferencia. Se hace necesario una pequeña iteración para obtener la cantidad de calor correspondiente a cada una de las zona

- 4 Si el área disponible en la zona convectiva no es suficiente para entregar la cantidad de calor QC, se deberá aumentar la cantidad de calor en la zona radiante, lo cual significará una mayor temperatura de gases. Por lo tanto se vuelve al paso 1 y se reinicia el cálculo.

Se debe verificar además que la densidad de calor radiante esté dentro de los límites permitidos.

En caso que sea necesario operar con una temperatura de gases que supere estos límites, el horno no será apto para el servicio.

El otro parámetro a verificar es el rendimiento térmico, el cual también debe ser satisfactorio permitiendo una operación económica

Los pasos anteriormente explicados se comprenderán mejor a través del siguiente ejemplo

Ejemplo 13-4

Se desea verificar un horno para calentamiento de una corriente de hot oil.

Las condiciones de proceso son las siguientes

	Entrada	Salida
Caudal (kg/h)	407580	407580
Temperatura (°C)	172.9	287.8
Presión (kg/cm ² a)	5.1	3.4
Calor específico (J/kg.K)	2450	2850
Conductividad térmica (W/mK)	0.1105	0.0970
Viscosidad (cp)	0.975	0.366
Densidad (kg/m ³)	769	683
Pr	21.6	10.7

El horno es cilíndrico vertical y tiene cuatro pasos, tanto en la zona radiante como en la convectiva.

La cámara radiante tiene 7.445 m de diámetro y 18.08 m de altura

Los tubos son de 168.1 mm de diámetro exterior y 153.9 mm de diámetro interior

La cámara radiante tiene 72 tubos de 17 metros de longitud recta dispuestos en un círculo de 6.99 m de diámetro.

El banco convectivo presenta un área frontal de 6.09 m de longitud y 3.657 m de ancho.

tiene dos hileras de tubos lisos que actúan como escudo, Cada fila tiene 12 tubos iguales a los de la sección radiante.

El resto del banco convectivo consiste en 7 filas de tubos aletados. Los tubos son iguales a los del resto del horno, y están provistos de aletas sólidas de 25.4 mm de altura y 2.76 mm de espesor, con 157 aletas por metro

Se adoptarán resistencias de ensuciamiento de 0.0002 para el lado interno y para el lado externo del banco convectivo

El combustible es gas de refinería con la siguiente composición molar

CH ₄	= 92.86%
C ₂ H ₆	= 3.391%
C ₃ H ₈	= 0.822%
C ₄ H ₁₀	= 0.352%
C ₅ H ₁₂	= 0.114%
C ₆ H ₁₄	= 0.185%
N ₂	= 1.011%
CO ₂	= 1.264%

Se utilizará un 15% de exceso de aire

Solución

Cálculos de combustión

La cantidad de calor a entregar es

$$Q = W \cdot c \cdot (t_2 - t_1) = 407580 / 3600 \times 2650 \times (287.8 - 172.9) = 34.47 \times 10^6 \text{ W}$$

Siguiendo el procedimiento del Ejemplo (13-1), se puede plantear la estequiometría de la combustión de donde se determina que con un 15% de exceso de aire, por cada kmol de combustible se obtiene la siguiente composición de humos:

N₂ = 8.95 kmol

$$\begin{aligned} \text{H}_2\text{O} &= 2.029 \text{ kmol} \\ \text{CO}_2 &= 1.0646 \text{ kmol} \\ \text{O}_2 &= 0.31 \text{ kmol} \end{aligned}$$

El total de humos es 12.354 kmol/kmol de fuel gas

El poder calorífico del combustible es 826159 kJ/kmol y el peso molecular de humos es 27.83

La fracción molar de $\text{CO}_2 + \text{H}_2\text{O}$ es $(2.029 + 1.0646) / 12.354 = 0.25$, es decir que la presión parcial de estos gases es aproximadamente 0.25 ata

Verificación de la zona radiante

El área de la zona radiante es

$$A_2 = 72 \times (\pi \cdot D_o \cdot L_{ef})$$

Donde L_{ef} es la longitud efectiva de los tubos. Para los tubos de 17 m de longitud consideraremos una longitud efectiva de 17.45 m para tener en cuenta el área de los retornos

Entonces

$$A_2 = 72 \times (\pi \cdot D_o \cdot L_{ef}) = 72 \times (\pi \times 0.168 \times 17.45) = 663.1 \text{ m}^2$$

Sabemos que el límite de la densidad de calor radiante para un horno de hot oil es 34000 W/m² según la tabla (13-2).

Comenzaremos los cálculos por suponer este valor. Entonces la cantidad de calor que se entregará en la zona radiante será

$$Q_R = 34000 \times A_2 = 34000 \times 663.1 = 22.55 \times 10^6 \text{ W}$$

El valor de A_2 que hemos considerado no incluye los tubos escudo, por lo que podría aceptarse un valor algo mayor. Si tomamos un 5% adicional tendríamos un valor de

$$Q_R = 23.6 \times 10^6 \text{ W}$$

Entonces para el resto del horno deberá ser

$$Q_C = 34.47 \times 10^6 - 23.6 \times 10^6 = 10.87 \times 10^6 \text{ W}$$

Considerando un calor específico medio de 2650 J/kg.K, se puede calcular la temperatura del fluido a la salida de la zona convectiva como

$$t_1 + Q_C / W \cdot c = 172.9 + 10.87 \times 10^6 / (113.1 \times 2650) = 209.1^\circ\text{C}$$

Calcularemos que temperatura de gases se necesita para lograr esta transferencia de calor en la zona radiante

El área de plano equivalente correspondiente al círculo de tubos es

$$\pi \times 6.99 \times 17 = 373.12$$

La separación entre tubos se obtiene a partir de las dimensiones del círculo de tubos

$$\pi \times 6.99 / 72 = 0.3048 \text{ m}$$

La relación separación/diámetro es $0.3048 / 0.1681 = 1.81$

Con esta relación se obtiene del gráfico de la Figura 13-18

$$\alpha_{pe} = 0.911$$

El área de plano equivalente correspondiente a los tubos escudo es igual al área frontal de la sección convectiva, es decir

$$6.09 \times 3.657 = 22.27 \text{ m}^2$$

Esta sección tiene $\alpha_{pe} = 1$

Por lo tanto, el área total de plano equivalente corregida será

$$A_1 \alpha_{pe} = 0.911 \times 373.12 + 22.27 = 362.18 \text{ m}^2$$

La longitud equivalente para esta geometría cilíndrica es igual al diámetro de la cámara radiante 7.445 m

Luego

$$p(\text{CO}_2 + \text{H}_2\text{O}) \times L = 0.25 \times 7.445 = 1.86 \text{ atm.m}$$

Para calcular la temperatura de gases se procede por prueba y error. Se supone una temperatura y por medio de la (13-6-10) se verifica si se logra la transferencia de calor deseada

Luego de algunos tanteos se supone una temperatura de 840°C.

La emisividad del gas es (del gráfico de la Figura 13-21) $\epsilon_g = 0.65$

El área total de la pared del horno es

$$\pi \times 7.445 \times 18.08 = 422.66$$

El área del piso es

$$\pi \times 7.445^2 / 4 = 43.51$$

El área del arco es

$$\pi \times 7.445^2/4 - 22,27 = 21.24$$

El área total es

$$A_T = 422.66 + 43.51 + 21.24 = 487.4 \text{ m}^2$$

$$A_R = A_T - A_1 \alpha_{pe} = 487.4 - 362.18 = 125.22$$

$$A_R / A_1 \alpha_{pe} = 125.22 / 362.18 = 0.345 < 1, \text{ luego } Fr_1 = A_1 \alpha_{pe} / A_T = 0.74$$

$$\bar{F}_{1G} = \varepsilon_g \left(1 + \left(\frac{A_R}{A_1 \alpha_{pe}} \right) \frac{1}{1 + \frac{\varepsilon_g}{F_{R1}(1 - \varepsilon_g)}} \right) = 0.65 \left(1 + 0.345 \frac{1}{1 + \frac{0.65}{0.74(1 - 0.65)}} \right) = 0.712$$

$$\frac{1}{\mathcal{F}_{1G}} = \frac{1}{\bar{F}_{1G}} + \frac{1 - \varepsilon_2}{\varepsilon_2} = \frac{1}{0.712} + \frac{1 - 0.9}{0.9} = 1.5$$

$$\therefore \mathcal{F}_{1G} = 0.66$$

Calcularemos la temperatura de la pared de los tubos

El coeficiente de transferencia de calor para el lado interno de los tubos se obtiene como

$$h_i = 0.023 \frac{k}{D_i} Re^{0.8} \cdot Pr^{0.33}$$

El diámetro interno es 153.9 mm luego el área de flujo será

$$a_t = \pi \times 0.1539^2/4 = 0.0185 \text{ m}^2.$$

Como el horno tiene cuatro pasos, solo una cuarta parte del caudal circula por cada tubo

$$Re = \frac{D_i \cdot W}{\mu \cdot a_t} = \frac{0.1539 \times 407580 / (4 \times 3600)}{0.67 \times 10^{-3} \times 0.0185} = 351400 \text{ (se consideró una viscosidad promedio)}$$

Si consideramos un número de Prandtl promedio de 16.1

$$h_i = 0.023 \frac{0.10}{0.1539} \times 351400^{0.8} \times 16.1^{0.33} = 1021 \text{ W/m}^2\text{K}$$

La suma de todas las resistencias a la transmisión de calor entre la superficie externa de los tubos y el fluido de proceso es, refiriéndolas al área externa de los tubos :

$$\frac{D_o}{h_i \cdot D_i} + \frac{e}{km} + R_{fi} \frac{D_o}{D_i} = \frac{168.1}{153.9 \times 1021} + \frac{0.007}{45} + 0.0002 \frac{168.1}{153.9} = 0.0014$$

La temperatura media del fluido de proceso en la zona radiante es

$$(209.1 + 287.8) / 2 = 248^\circ\text{C}$$

Con una densidad de flujo de calor promedio de 34000 W/m², y una temperatura media del fluido interno de 248°C la temperatura media de la pared externa de los tubos es

$$248 + 34000 \times 0.0014 = 296^\circ\text{C}$$

La velocidad de transmisión de calor será

$$Q = A_1 \alpha_{pe} \mathcal{F}_{1G} \sigma (T_G^4 - T_2^4) + A_2 \cdot h_G (T_G - T_2) = 362.18 \times 0.66 \times 5.66 \times 10^{-8} \times ((840 + 273)^4 - (296 + 273)^4) + 663.1 \times 11.2 \times (840 - 296) = 19.34 \times 10^6 + 4.04 \times 10^6 = 23.38 \times 10^6 \text{ W}$$

Valor que coincide con el supuesto

Balances de la zona convectiva

Hemos explicado que la temperatura de salida de los gases de la zona radiante es un poco menor que la temperatura media en dicha zona. La adopción de esta diferencia está basada en la experiencia del diseñador y en muchos hornos se considera despreciable. Adoptaremos un valor de 15°C, con lo que la temperatura de salida de los gases sería de 825°C

Conociendo la cantidad de calor a transferir en la zona radiante (23.38 x 10⁶W) y la temperatura de salida de los gases de la zona de radiación, se puede calcular el consumo de combustible y la masa de humos.

Para eso recurrimos a la Ecuación (13-2-6). El procedimiento es iterativo. Se supone un caudal de combustible WF y se calcula la temperatura de salida con el balance térmico

$$\frac{Q_R}{W_F \cdot PCI} = \frac{W_A c_A (T_A - T_0)}{W_F \cdot PCI} + \frac{W_V c_V (T_V - T_0)}{W_F \cdot PCI} + \frac{c_F (T_F - T_0)}{PCI} + \left(1 - \frac{\gamma}{100}\right) \frac{W_H c_H (T_H - T_0)}{W_F \cdot PCI}$$

Se modifica el valor de W_F hasta que T_H coincida con los 825°C determinados anteriormente. El procedimiento puede realizarse fácilmente empleando una planilla de cálculo
El procedimiento cierra con los siguientes valores

Consumo de combustible= 174.5 kmol/h
Calor liberado = $W_F \times PCI = 174.5 \times 826159/3600 = 40045 \text{ kW}$ (34520 kcal/h)
Cantidad de humos = $12.354 \times 174.5 = 2155 \text{ kmol/h}$

El peso molecular de los humos es 27.83, luego el caudal másico de humos es
 $27.83 \times 2155 = 59973 \text{ kg/h} = 16.65 \text{ kg/s}$
Entalpía de los humos a 825°C
 $= 1.412 \times 10^7 \text{ kcal/h} = 16379 \text{ kW}$

Pérdidas de calor 1,5% de 40045=600 kW
Suponemos que el aire ingresa a 15°C por lo que su entalpía es cero
Balance de calor:
Calor liberado = 40045
Calor entregado 23380
Entalpía de humos 16379
Pérdidas de aislación 606
Total 40366 OK

Conociendo entonces el caudal de humos, se procede a calcular la cantidad de calor transferida en el banco convectivo. El área frontal del banco convectivo mide 6.09m x 3.65 . Para calcular las áreas de flujo de humos debemos restar el área proyectada de los tubos.

Zona de tubos escudo

En la zona correspondiente a los tubos escudo se tienen 12 tubos de 168 mm de diámetro. Por lo tanto el área de flujo es
 $6.09 \times 3.65 - 12 \times 0.168 \times 6.09 = 9.95 \text{ m}^2$

La densidad de flujo másico es
 $GH = 59973 / (3600 \times 9.95) = 1.67 \text{ kg/s m}^2$

La temperatura de entrada de los humos a la zona convectiva es 825°C. Los humos se enfrían al ceder calor a los tubos. Supondremos una temperatura media de los humos en la zona de tubos escudo de 750 °C (= 1023K) (a verificar)

$$h_c = 1.268 \frac{G_H^{0.6} T_H^{0.28}}{D_o^{0.4}} = 1.268 \frac{1.67^{0.6} \times 1023^{0.28}}{0.168^{0.4}} = 24.51 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

$$h_R = 0.0254 \cdot t_H - 2.37 = 0.0254 \times 750 - 2.37 = 16.68 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

$$h_o = 1.1(h_c + h_R) = 1.1(24.51 + 16.58) = 45.29 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

Si consideramos que la resistencia combinada del coeficiente interno, metal y ensuciamiento tiene el mismo valor que para la zona radiante (0.0014 m²K/W), y si suponemos una resistencia de ensuciamiento del lado externo de 0.0002 m²K/W , el coeficiente global de transferencia será

$$U = \left(\frac{1}{45.29} + 0.0014 + 0.0002 \right)^{-1} = 42.14 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

El área de transferencia de los 24 tubos escudo es
 $A = \pi \times D_o \times L \times 24 = \pi \times 0.168 \times 6.09 \times 24 = 77 \text{ m}^2$

Habíamos calculado que la temperatura del fluido de proceso al final de la zona convectiva es de 209.1°C. En primera aproximación, podemos considerar una diferencia media de temperatura en esta zona, entre los humos y el fluido de proceso de 750-209.1=541°C (a verificar luego). Entonces, la cantidad de calor transferida en esta zona será

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T = 42.14 \times 77 \times 541 = 1.755 \times 10^6 \text{ W}$$

Con esta primera aproximación podemos corregir las temperaturas del hot oil y de los humos. La temperatura de hot oil en la entrada a los tubos escudo sería
 $209.1 - 1.755 \times 10^6 / (W_{cc}) = 209.1 - 1.755 \times 10^6 / (113.2 \times 2650) = 203.2^\circ \text{C}$

Y la temperatura de los humos en la misma zona sería

$$825 - 1.755 \times 10^6 / (W_{HC}) = 825 - 1.755 \times 10^6 / (16.65 \times 1300) = 744$$

(a los fines presentes basta con un valor aproximado de l calor específico de los humos. Hemos adoptado 1300 J/kg.K)

Con estas temperaturas, la DMLT para la zona de tubos escudo sería

$$DMLT = \frac{(825 - 209.1) - (744 - 203.2)}{\ln \frac{825 - 209.1}{744 - 203.2}} = 577^\circ\text{C}$$

Recalculando con este valor

$$Q = U.A.(DMLT) = 42.14 \times 77 \times 577 = 1.872 \times 10^6 \text{ W}$$

Y corrigiendo las temperaturas de proceso y de humos

La temperatura de hot oil en la entrada a los tubos escudo sería

$$209.1 - 1.872 \times 10^6 / (W_{CC}) = 209.1 - 1.872 \times 10^6 / (113.2 \times 2650) = 202.8^\circ\text{C}$$

Y la temperatura de los humos a la salida de la zona de tubos escudo

$$825 - 1.872 \times 10^6 / (W_{HC}) = 825 - 1.872 \times 10^6 / (16.65 \times 1300) = 738.5^\circ\text{C}$$

Zona convectiva propiamente dicha

Los humos ingresan a esta zona a 738.5°C . Consideraremos las siguientes propiedades físicas para la corriente de humos en esta zona:

Conductividad térmica = 0.0535 W/mK

Viscosidad = 0.032 cp

Calor específico = 1221 J/kgK

Pr = 0.74

El banco convectivo tiene la siguiente geometría

W= ancho del banco de tubos=	3.657m
L= longitud del banco de tubos=	6.09m
ntf= número de tubos por fila=	12
nf= número de filas de tubos=	7
Do= diámetro exterior de los tubos =	0.168m
Db= diámetro de la aleta =	0.219m
b= espesor de la aleta=	0.00276m
H= altura de la aleta = (Db-Do)/2=	0.0254m
N _m = número de aletas por metro =	157

Será

$$a_s = W.L - ntf .L (Do + N_m (Db - Do).b) = 3.657 \times 6.09 - 12 \times 6.09 \times (0.168 + 157 \times 0.051 \times 0.00276) = 8.38 \text{ m}^2$$

$$G_H = W_H / a_s = 16.65 / 8.38 = 1.986 \text{ kg/sm}^2$$

$$Re = \frac{Do \cdot G_H}{\mu_H} = \frac{0.168 \times 1.986}{0.032 \times 10^{-3}} = 10297$$

Ao= Superficie de tubo liso por unidad de longitud=

$$= \pi \cdot Do = \pi \times 0.168 = 0.527 \text{ m}^2/\text{m}$$

AD= Superficie expuesta de tubo por unidad de longitud=

$$= \pi \times Do \times (1 - N_m \times b) = 0.527 \times (1 - 157 \times 0.00276) = 0.298 \text{ m}^2/\text{m}$$

Af= Superficie de aletas por metro de tubo =

$$= \pi \cdot 2 \cdot N_m (Db^2 - Do^2) / 4 = 2 \pi \times 157 \times (0.219^2 - 0.168^2) / 4 = 4.865 \text{ m}^2/\text{m}$$

s= claro entre tubos =

$$= 1 / N_m - b = 1 / 157 - 0.00276 = 0.0036 \text{ m}$$

ST= Distancia entre centros de tubos medida en dirección perpendicular al flujo=

$$= 0.304 \text{ m}$$

SF= Distancia entre centros de tubos medida en dirección paralela al flujo =

$$= 0.263 \text{ m}$$

$$C_1 = 0.091 \cdot Re^{-0.25} = 0.091 \times 10297^{-0.25} = 0.009$$

$$C_3 = 0.35 + 0.65 \exp\left(-\frac{0.125(D_b - D_o)}{s}\right) = 0.35 + 0.65 \exp\left(-\frac{0.125 \times 0.051}{0.0036}\right) = 0.461$$

$$C_5 = 0.7 + \left[0.7 - 0.8 \exp(-0.15 n_f^2) \right] \cdot \exp \left[-\frac{S_F}{S_T} \right] = 0.7 + (0.7 - 0.8 \exp(-0.15 \times 7^2)) \cdot \exp(-0.263/0.304) = 0.994$$

$$j = C_1 \cdot C_3 \cdot C_5 \cdot \left(\frac{D_b}{D_o} \right)^{0.5} \left[\frac{T}{T_f} \right]^{0.25} = 0.009 \times 0.461 \times 0.994 \times (0.219/0.168)^{0.5} = 4.73 \times 10^{-3} \text{ (Se despreció la corrección por temperatura)}$$

$$h_f = j \cdot c_H \cdot G_H \cdot Pr_H^{-0.67} = 4.73 \times 10^{-3} \times 1221 \times 1.986 \times 0.74^{-0.67} = 14.05 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$h'f = \left(\frac{1}{h_f} + R_{fo} \right)^{-1} = \left(\frac{1}{14.05} + 0.0002 \right)^{-1} = 14.01 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Cálculo de la eficiencia de la aleta

$$Y = \left(H + \frac{b}{2} \right) \left(1 + 0.35 \cdot \ln \frac{D_b}{D_o} \right) = \left(0.0254 + \frac{0.00276}{2} \right) \left(1 + 0.35 \cdot \ln \frac{0.219}{0.168} \right) = 0.0293$$

$$m = \sqrt{\frac{2 \cdot h'_f}{k_f \cdot b}} = \sqrt{\frac{2 \times 14.01}{45.5 \times 0.00276}} = 14.94$$

$$\Omega = \frac{\tanh(mY)}{mY} = \frac{\tanh(14.94 \times 0.0293)}{14.94 \times 0.0293} = 0.94$$

$$h'_{fo} = h'_f (A_D + \Omega A_f) / A_o = 14.01 (0.298 + 0.94 \times 4.865) / 0.527 = 129.2$$

Suponiendo el mismo valor del coeficiente interno y resistencia de ensuciamiento que para las otras secciones del horno, el coeficiente global será

$$U = \left(\frac{1}{129.2} + 0.0014 + 0.0002 \right)^{-1} = 107 \text{ W/m}^2\text{K}$$

El área de transferencia es

$$A = A_o \cdot n_f \cdot n_{if} \cdot L = 0.527 \times 7 \times 12 \times 6.09 = 269.6 \text{ m}^2$$

Las capacidades caloríficas de ambas corrientes son

$$\text{Humos} = W_{HCH} = 16.65 \text{ kg/s} \times 1221 \text{ J/kgK} = 20329 \text{ W/K}$$

$$\text{Hot oil} = W_{ccc} = 113.2 \times 2650 = 300005 \text{ W/K}$$

Para verificar la capacidad de transferencia se puede recurrir al método de la eficiencia del Capítulo 7

$$NUT = U \cdot A / (Wc)_{\min} = 269.6 \times 107 / 20329 = 1.41$$

$$R' = (Wc)_{\min} / (Wc)_{\max} = 20329 / 300005 = 0.0677$$

Para una disposición en contracorriente se obtiene una eficiencia $\epsilon = 0.74$

La temperaturas de entrada de humos y hot oil a la sección convectiva son respectivamente 738.5°C (determinado antes como salida del sector de tubos escudo) y 172.9°C

Luego

$$Q = (Wc)_{\min} \cdot \epsilon (738.5 - 172.9) = 8.508 \times 10^6 \text{ W}$$

Sumando el calor de esta zona y el de la zona escudo se tiene

$$Q_c = 8.508 \times 10^6 + 1.872 \times 10^6 = 10.38 \times 10^6 \text{ W}$$

El valor que habíamos determinado anteriormente como necesario para la zona convectiva era de $10.87 \times 10^6 \text{ W}$

Esto estaría indicando que el horno se encontraría ligeramente subdimensionado para el servicio.

La cantidad de calor que se podría transferir sería

$$Q = 10.38 \times 10^6 + 23.38 \times 10^6 = 33.76 \times 10^6 \text{ W}$$

Para poder aumentar la transferencia de calor sería necesario operar con más fuego, es decir aumentar el consumo de combustible. Esto implicaría una mayor densidad de flujo de calor en la zona radiante. Sin embargo, dado que la densidad de flujo de calor radiante se encuentra en el máximo aconsejable, esto significaría una reducción en la vida útil del equipo.

La eficiencia de combustibles es

$$\eta = \frac{Q}{WF \times PCI} = \frac{33.76 \times 10^6}{40.045 \times 10^6} \times 100 = 84.3\%$$

Cálculo de la chimenea

Normalmente la altura de la cámara radiante de un horno vertical provee el suficiente tiraje como para vencer la caída de presión de los quemadores, por lo que la altura de la chimenea se calcula para mantener una presión subatmosférica de entre 1.2 y 1.7 mm H₂O a la altura del arco.

Esto significa que el tiraje debe ser igual a la pérdida de carga del banco convectivo y del conducto de chimenea incluido el damper de tiraje.

Las densidades de los humos a las distintas temperaturas del sistema se calculan como

$$\rho = \frac{MH \cdot p}{R \cdot T} = \frac{27.83}{0.082 \cdot T}, \text{ y entonces se tiene:}$$

Entrada al banco convectivo	T = 825°C	ρ = 0.309 kg/m ³
Entrada a la sección de tubos aletados	T = 738°C	ρ = 0.335 kg/m ³
Entrada a la chimenea	T = 330°C	ρ = 0.562 kg/m ³
Salida de la chimenea (estimado)	T = 330-40 = 290°C	ρ = 0.602 – Densidad media en chimenea 0.582 kg/m ³
Para el aire atmosférico (M=29), supuesto a 30°C		la densidad es 1.16 kg/m ³

Las pérdidas de carga son:

Tubos lisos $G_H = 1.67 \text{ kg/sm}^2$ – Número de filas 2 – A 0.2 alturas de velocidad por fila

$$\Delta p = 0.2 \cdot \frac{G_H^2}{2\rho} = 0.2 \times 2 \times \frac{1.67^2}{2 \times 0.309^2} = 5.8 \text{ Pa}$$

Tubos aletados: Siguiendo el esquema de las ecuaciones 13-6-32 a 13-6-37 se obtiene

$C_2 = 0.19$, $C_4 = 1.32$, $C_6 = 1.00$, $a = -0.022$, $\beta = 0.376$, $f = 0.288$, con lo que, para las 7 filas de tubos se obtiene

$$\Delta p = 16.38 \text{ Pa}$$

Chimenea: Para una velocidad de 5 kg/sm² se requiere un área de 16.65/5 = 3.33 m² (D=2.05m)

Considerando tres alturas de velocidad para tener en cuenta la entrada, salida y el registro de tiraje, y suponiendo una altura de 30 metros

$$\Delta p_{\text{chimenea}} (\text{Pa}) = 2.76 \times 10^{-5} \left(\frac{G_H \cdot T}{D} \right) L = 2.76 \times 10^{-5} \times \frac{5^2 \times (310 + 273)}{2.05} \times 30 = 5.88 \text{ Pa}$$

$$\text{Adicionales: } 3 \cdot \frac{G_H^2}{2 \cdot \rho} = 3 \times \frac{5^2}{2 \times 0.582} = 64 \text{ Pa}$$

Si se desea mantener una presión subatmosférica de 1.5 mmH₂O a la altura del arco (15Pa)

Se requiere un tiraje total de = 15 + 5.8 + 16.38 + 5.88 + 64 = 107 Pa

El tiraje de la chimenea es

$$\frac{\Delta p}{L} = 3465 \cdot \left(\frac{1}{T_{\text{aire}}} - \frac{1}{T_{\text{humos}}} \right) = 3465 \left(\frac{1}{303} - \frac{1}{583} \right) = 5.49 \text{ Pa/m}$$

Luego para proveer los 107 Pa se requeriría 20 m de altura por encima de los tubos de escudo.

Es necesario hacer notar que, con frecuencia, la altura de chimenea queda definida por regulaciones ambientales que tienen que ver con la dispersión de los contaminantes de la combustión como SO₂ y NO_x

Nomenclatura

A = Área (m²)

A_R = Área refractario (m²)

A₁ = Área Plano equivalente (m²)

e = espesor (m)

F, F = Factores de visión definidos en el texto

F = Factor de fricción

G = Densidad de flujo másico (kg/m².s)

h = Coeficiente convección (W/m^2K)

i = Entalpía específica (J/kg)

h_{io} = Coef de convección interna referido al área externa (W/m^2K)

h_c = contribución convectiva al h externo (W/m^2K)

h_f = Coeficiente sobre la superficie aletada (W/m^2K)

h'_f = Idem anterior corregido por ensuciamiento (W/m^2K)

h_R = Contribución radiante al h externo (W/m^2K)

k = Conductividad Térmica (W/mK)

Geometría del Banco convectivo

L = longitud del banco de tubos

n_{tr} = número de tubos por fila

n_f = número de filas de tubos

D_o = diámetro exterior de los tubos

D_b = diámetro de la aleta

b = espesor de la aleta

H = altura de la aleta = $(D_b - D_o)/2$

N_m = número de aletas por metro

A_o = Superficie de tubo liso por unidad de longitud = $\pi \cdot D_o$

A_D = Superficie expuesta de tubo por unidad de longitud = $\pi \times D_o \times (1 - N_m \times b)$

A_f = Superficie de aletas por metro de tubo = $\pi \cdot 2 \cdot N_m (D_b^2 - D_o^2)/4$

a_p = área proyectada del tubo aletado por unidad de longitud = $D_o + (D_b - D_o) \times b \times N_m$

s = claro entre tubos = $1/N_m - b$

S_T = Distancia entre centros de tubos medida en dirección perpendicular al flujo

S_F = Distancia entre centros de tubos medida en dirección paralela al flujo

Subíndices

H= Humos

F= Combustible

V= Vapor

A= Aire

R= Refractario

g, G = Gas

E= Plano Equivalente

m= Metal

Bibliografía

(1) Weierman C. "Correlations ease the selection of finned tubes" *Oil and Gas Journal* Sept 6, 1976 p 97 a 100

(2) Lobo, W y Evans J-"Heat Transfer in the radiant section of petroleum heaters" *Trans AIChE Vol 35, 1939* p 743-778

(3) Wimpress, N -"Generalized method predicts fired heater performance" *Chem Eng Mayo 22, 1978*

(4) Berman, H - in "Process Heat Exchange" *Mc Graw Hill New York, 1978*. Reprinted from *Chem Eng Julio 31, 1978*

(5) Monrad, C.C-"Heat transmission in convection section of pipe stills" *Ind Eng Chem Vol 24, 1932* p 505

(6) API Standard 560- Fired Heaters for General Refinery Service - API - Washington DC (1996)

(7) API -RP 566 Instrumentation and Control Systems for Fired Heaters -API Washington DC (1997)

(8) John Zink Combustión Handbook - Charles Baukal Editor - CRC Press- 2001

(9) API Standard 530 "Calculation of heater tubes thickness in petroleum refineries" API, Washington 2004

(10) Winpress R,N : "Rating Fired Heaters" *Hydr. Proc. & Petr. Ref 42, (10) 115-126* (1963)

Esta página fue deliberadamente dejada en blanco

Apéndice 1 – Conceptos sobre destilación

En los programas de estudio de muchas universidades las operaciones con transferencia de masa se enseñan con posterioridad a las operaciones de transferencia de calor. Puesto que en los temas correspondientes a condensación y ebullición se hace referencia frecuente al proceso de destilación, se ha considerado conveniente incluir una descripción somera del mismo para el lector no familiarizado con esta operación.

Destilación

Descripción de la operación

La destilación es una operación que consiste en fraccionar una mezcla de varios componentes para obtener al menos dos corrientes con diferente composición que la mezcla inicial. Una de las corrientes contendrá los componentes de menor temperatura de ebullición y otra corriente contendrá los componentes de temperatura de ebullición más alta.

Las operaciones de destilación se realizan en equipos llamados columnas de fraccionamiento. Un tipo usual es la columna de platos perforados. Estos equipos permiten poner en contacto una fase gaseosa con una fase líquida en una cadena de etapas en contracorriente. (Figura A1-1 1)

Consiste en un recipiente cilíndrico vertical provisto de bandejas perforadas conectadas a través de conductos de descenso (downcomers) ubicados en extremos diametralmente opuestos en los platos consecutivos. De este modo, el líquido, introducido por la parte superior, recorre las bandejas en flujo cruzado, descendiendo de una bandeja a otra por los downcomers. El líquido ingresa a los downcomers rebalsando sobre un vertedero que permite mantener un nivel de líquido en cada bandeja.

Por su parte, el gas burbujea en el líquido a través de las perforaciones de la bandeja creando una espuma de gran área interfacial, que permite la transferencia de masa en la que se produce el intercambio de componentes entre la corriente de vapor y la de líquido.

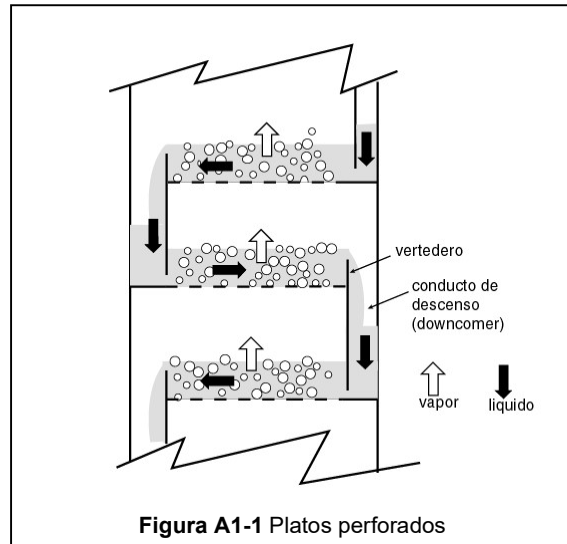


Figura A1-1 Platos perforados

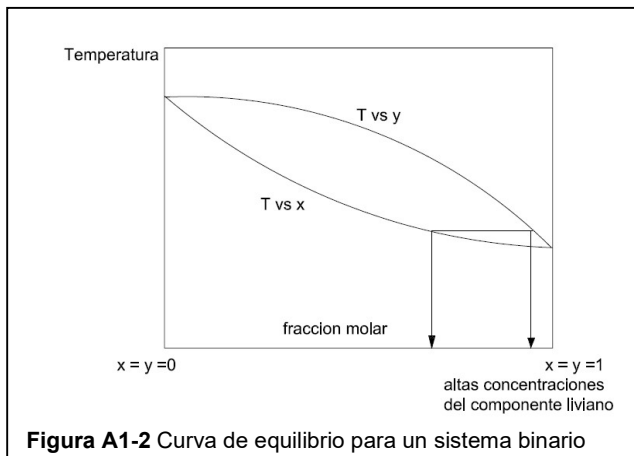


Figura A1-2 Curva de equilibrio para un sistema binario

Consideremos la curva de equilibrio temperatura-composición para una mezcla binaria como la indicada en la Figura A1-2. El valor $x=y=1$ corresponde al componente más liviano (menor temperatura de ebullición o condensación).

Puede verse que, a bajas temperaturas las composiciones de equilibrio, tanto de la fase líquida como de la fase vapor son más ricas en el componente liviano, mientras que en la zona de altas temperaturas ocurre lo contrario. Es decir que si en un sistema formado por una mezcla de dos componentes, se logra mantener una zona a alta temperatura y una zona a baja temperatura, el componente más liviano tenderá a acumularse en la zona fría y el pesado en la zona caliente.

En una mezcla de varios componentes, el principio es el mismo. Los componentes livianos se acumularán en la zona fría y los pesados en la zona de más temperatura. En este principio se basa la operación de destilación.

Supongamos que se tiene una mezcla líquida de varios componentes que se desea separar en una fracción rica en componentes livianos y una fracción rica en componentes pesados. Si la mezcla se carga en el fondo de una columna de fraccionamiento y se entrega calor a la mezcla de modo de producir una evaporación parcial de la misma, por medio de un equipo llamado reboilidor, los vapores generados ascenderán por la columna hasta llegar al tope. Allí se instala un equipo capaz de retirar calor a la corriente de vapores, produciendo su condensación, y el condensado formado se devuelve a la columna en una corriente llamada reflujo (ver Figura A1-3)

Esta corriente desciende dentro de la columna, poniéndose en contacto con la corriente ascendente de vapor hasta llegar al fondo, donde vuelve a evaporarse.

De este modo, se mantiene en la columna un extremo inferior caliente y un extremo superior frío, y se establece una circulación interna de vapores ascendentes y líquido descendente.

Por lo que se explicó anteriormente, los componentes livianos tenderán a acumularse en el extremo frío y los componentes pesados en el extremo caliente. En el tope, tanto el vapor como el líquido serán ricos en livianos, y en el fondo, en pesados.

Las corrientes de líquido y vapor, intercambian sus componentes al circular por la columna, de modo que la corriente de vapor extrae preferentemente los componentes livianos al líquido a medida que asciende, y el líquido extrae los componentes pesados al vapor a medida que desciende.

A lo largo de la columna, se establece un gradiente de composiciones, y en algún plato intermedio, las composiciones serán similares a las de la mezcla original.

Una vez que la columna ha alcanzado su estado de régimen, es posible comenzar a introducir la alimentación en forma continua en dicho plato, y simultáneamente retirar una cantidad equivalente repartida entre el condensador de tope y el fondo de la columna. Si las cantidades introducidas y retiradas son pequeñas en comparación con las corrientes de circulación interna, esto no alterará sustancialmente las composiciones en los distintos platos, y se logrará un estado de régimen en el que se alimenta una mezcla con la composición inicial obteniéndose como producto una corriente liviana y otra pesada.

Puesto que las corrientes internas son el vehículo que permite la transferencia de masa, la separación lograda dependerá de la relación entre estos caudales internos y el caudal extraído. Cuanto más alta sea esta relación, más eficiente será la separación. Esto se cuantifica a través de la llamada relación de reflujo, que es el cociente entre el caudal molar del reflujo y el caudal molar extraído por el tope de la columna como producto.

El otro parámetro que afecta la separación es el número de bandejas. Cuanto más largo sea el recorrido interno dentro de la columna (mayor número de bandejas), mayor será la separación lograda. Es decir que el diseño de la torre implica adoptar el número de etapas y la relación de reflujo que permitan obtener el fraccionamiento deseado.

Aumentar la relación de reflujo, implica mayor tráfico interno por unidad de masa procesada. Esto se realiza a expensas de mayor consumo de energía en el reboilidor y el condensador. El aumento del número de etapas, a su vez, implica una mayor inversión en la columna.

Esquema de control

En la Figura A1-4 se muestra el esquema completo de una columna de fraccionamiento con sus sistemas de control. Para mantener el régimen estacionario, es necesario asegurarse que no se produce acumulación ni desacumulación de líquido ni de vapor dentro de la torre. Esto se logra manteniendo constante los niveles de líquido y la presión en el equipo.

Los elementos indicados como LC, son controladores de nivel, que mantienen constantes los niveles de líquido en el acumulador de reflujo y en el fondo de la torre, manejando las válvulas de salida de producto.

En los platos, el nivel de líquido se mantiene constante por medio de los vertederos.

Al mismo tiempo, el elemento indicado como PC, es un controlador de presión, que se ocupa de mantener constante la presión interna retirando algo de vapor en el tope de la columna (más adelante veremos que muchas columnas operan sin extracción de vapores de tope).

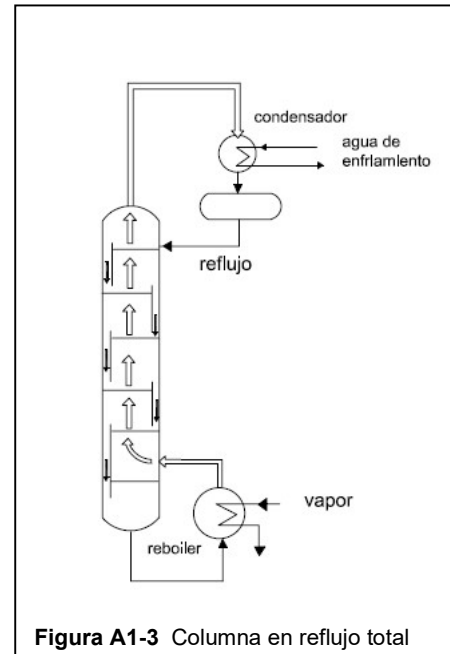


Figura A1-3 Columna en reflujo total

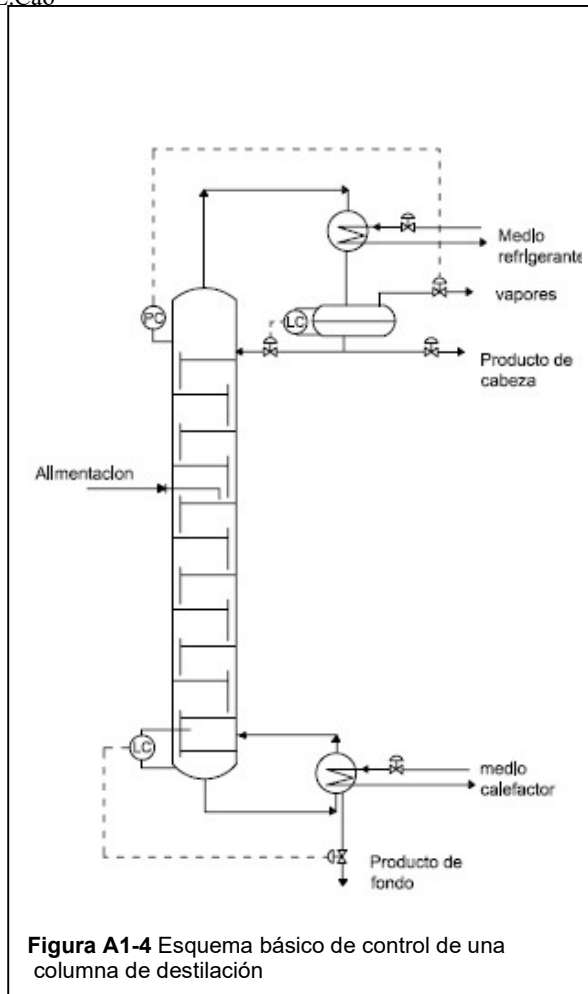


Figura A1-4 Esquema básico de control de una columna de destilación

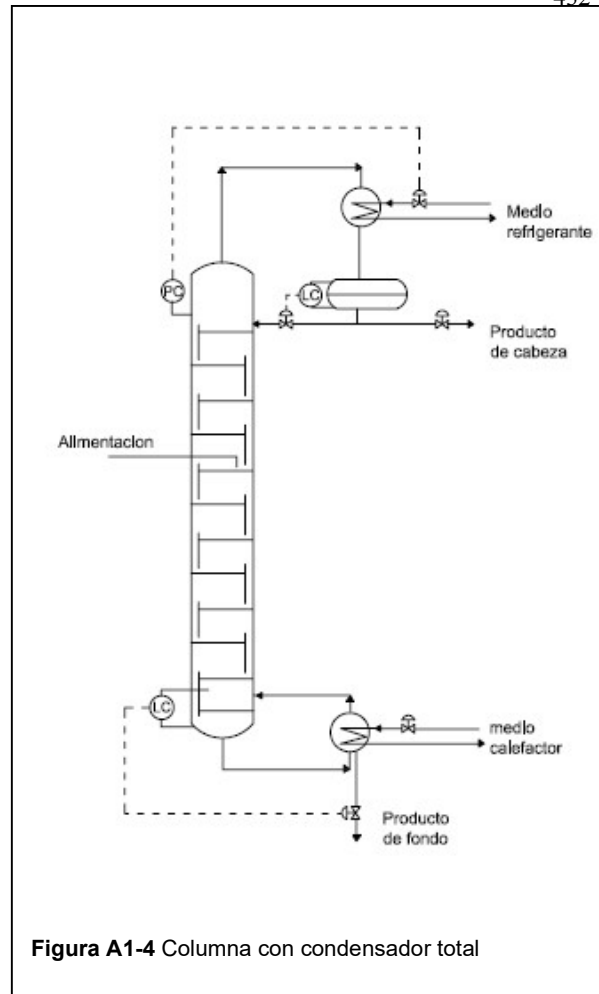


Figura A1-4 Columna con condensador total

Las tres válvulas restantes, son aquellas que el operador puede manejar a voluntad, y regulan la extracción de producto de tope y el calor intercambiado en el condensador y el reboilidor. Cambiando la posición de cualquiera de estas válvulas se alterará el funcionamiento de la columna afectando la separación.

Por lo tanto, podemos decir que, en una columna como la de la Figura A1-4, con un número determinado de platos y operando con una determinada alimentación, a una presión fija, en régimen estacionario, existen tres grados de libertad, que son las variables que el operador puede modificar para alterar la operación.

Para cada juego de valores de estas tres variables, se tendrá una diferente respuesta del equipo, con distintos caudales y composiciones de las corrientes de salida.

Por supuesto que estos grados de libertad deben adoptarse de tal modo que los productos obtenidos se encuentren dentro de las especificaciones deseadas.

(Obsérvese que el control de nivel del acumulador de reflujo puede establecerse indistintamente manejando la corriente de reflujo o la salida de producto líquido de tope. La suma de estas dos corrientes es igual al caudal que el condensador es capaz de condensar. Una vez fijada una de las dos corrientes queda definida la otra)

Condensador total y parcial

La columna representada en la Figura A1-4, permite retirar producto de tope en fase vapor y líquido. La situación más usual, sin embargo, es que el producto de tope se extraiga únicamente como líquido o como vapor. Por ejemplo, consideremos el esquema de la Figura A1-5. En este caso, se trata de un condensador total, sin extracción de vapores.

Entonces, el control de presión se debe realizar a través de la extracción de calor en el condensador. (Siempre debe existir un control de presión para asegurar el régimen estacionario).

Este lazo de control ajusta la cantidad de calor retirada en el condensador, de modo que éste

condense exactamente lo necesario para mantener la presión del sistema. En este caso, solo quedan dos válvulas disponibles para el operador, de modo que el sistema tiene solo dos grados de libertad.

Simulación de columnas de destilación

Para calcular las composiciones de salida de una columna de destilación, debe recurrirse a los programas de simulación de procesos. Estos programas, resuelven los balances de masa y energía de cada uno de los platos de la torre, calculando las composiciones temperaturas y caudales de las corrientes de gas y líquido. Normalmente se utiliza el concepto de plato teórico, que implica suponer que cada uno de los platos es una etapa ideal y el líquido y el vapor que abandonan dicha etapa se encuentran en equilibrio. Luego, en la etapa de seleccionar equipos, estos resultados se afectan por una eficiencia de contacto

Equilibrio de fases en sistemas de multicomponentes

El equilibrio de fases en sistemas de multicomponentes, se trata a través de las constantes de equilibrio. Para un componente en un sistema formado por dos fases en equilibrio, esta constante se define como el cociente entre las fracciones molares de dicho componente en ambas fases, es decir

$$k_i = \frac{y_i}{x_i}$$

En sistemas altamente ideales, que cumplen con la ley de Raoult, k_i es una función exclusiva de la temperatura. En sistemas reales, la constante de equilibrio (que dista mucho de poder llamarse constante) es una función de la temperatura y de la composición completa de ambas fases) Existe una propiedad termodinámica llamada potencial químico, que puede definirse para cada componente en cada una de las fases como

$$\mu_i = \left(\frac{\partial G}{\partial n_i} \right)_{p,T,n_j}$$

Siendo G la energía libre y n_i , n_j el número de moles del componente i o j presentes en la fase. Puede demostrarse a través de la termodinámica, que en el equilibrio, los potenciales químicos de cada componente en ambas fases deben ser iguales.

Tal como se explicó en el Capítulo 2, si se conoce experimentalmente la dependencia de una propiedad termodinámica (por ejemplo el volumen) con las variables de estado (presión temperatura y composición) es posible calcular matemáticamente cualquier otra propiedad, por ejemplo la energía libre. Entonces pueden calcularse potenciales químicos, y hallar el conjunto de composiciones en ambas fases que iguale los potenciales químicos de todos los componentes, con lo que se pueden calcular las constantes de equilibrio.

El tratamiento matemático es sumamente complejo, y sólo se ha hecho posible en los últimos años con el desarrollo de los programas de simulación.

Balances de masa y energía

Supongamos un plato de una columna de fraccionamiento como el que se muestra en la Figura A1-6. Una representación esquemática del proceso se muestra en el dibujo de la derecha. A dicha etapa, ingresan un líquido cuyo caudal molar es L_{j-1} y un vapor cuyo caudal molar es V_{j+1} .

Llamaremos x_{ij} a la fracción molar del componente i en el líquido que abandona la etapa j , mientras que y_{ij} se refiere a las composiciones de vapor.

Para darle más generalidad al tema, se ha supuesto que existe la posibilidad de realizar una extracción de líquido en cada plato y de aportar o retirar calor, aunque normalmente estas corrientes no existen

Las fases vapor y líquido que abandonan la etapa se encuentran en equilibrio termodinámico. Si se conocen las corrientes de entrada a dicha etapa (es decir composición caudal y temperatura de las corrientes L_{j-1} y V_{j+1}), como también la cantidad de calor retirado Q_j y el caudal de líquido extraído D_j , las corrientes de salida podrían calcularse resolviendo el siguiente conjunto de ecuaciones:

- 1) i ecuaciones de balance de masas (una para cada uno de los i componentes)

$$V_{j+1} \cdot y_{i,j+1} + L_{j-1} x_{i,j-1} = L_j \cdot x_{i,j} + V_j y_{i,j} + D_j x_{i,j}$$

(Donde V_j, L_j, D_j son los caudales molares y $x_{j,i}$ e $y_{j,i}$ las fracciones molares del componente i . El subíndice j se refiere al número de plato)

- 2) i relaciones de equilibrio

$$k_i = \frac{y_i}{x_i}$$

- 3) Balance de entalpías

$$V_{j+1} \cdot i_{v,j+1} + L_{j-1} \cdot i_{L,j-1} = L_j \cdot i_{L,j} + V_j \cdot i_{v,j} + D_j \cdot i_{L,j} + Q_j$$

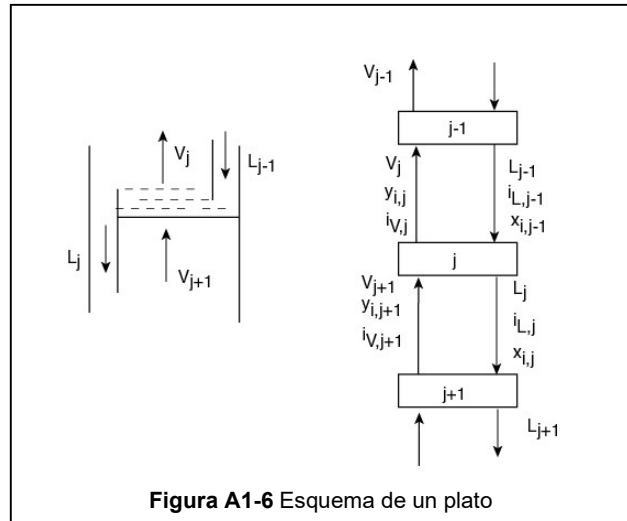
- 4) Sumatoria de fracciones molares de líquido

$$\sum_{i=1}^N x_{i,j} = 1$$

donde N es el número de componentes

- 5) Sumatoria de las fracciones molares de vapor

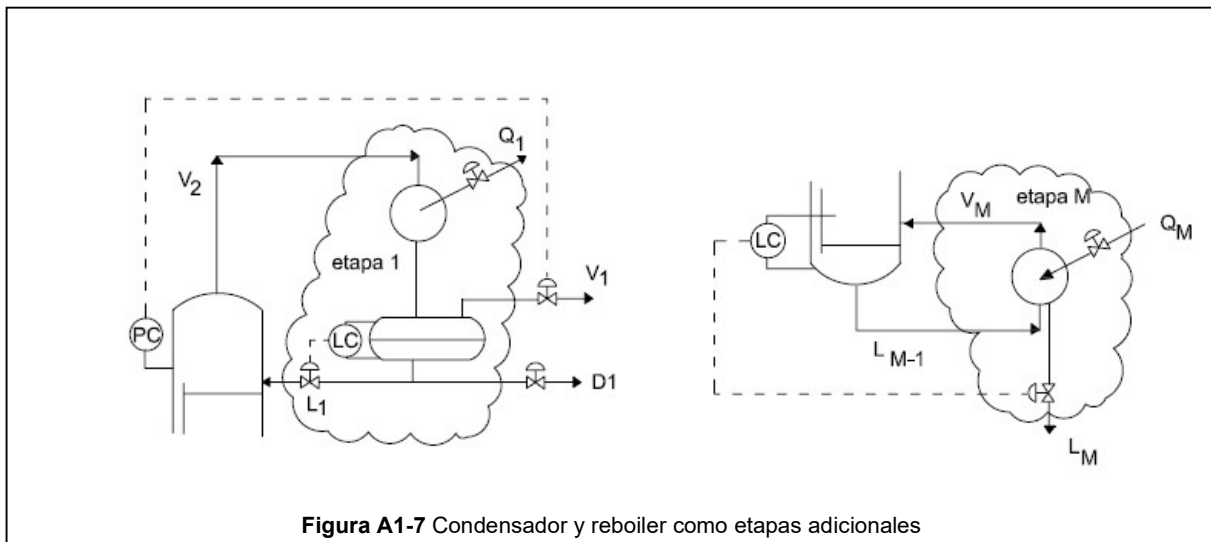
$$\sum_{i=1}^N y_{i,j} = 1$$



Es decir que por cada plato se tienen $2N+3$ ecuaciones. Las $2N+3$ incógnitas son los valores de las composiciones x_{ij} e y_{ij} , los caudales L_j y V_j y la temperatura del plato (si bien la temperatura no aparece explícitamente en el sistema de ecuaciones, debe conocerse para poder calcular las entalpías y constantes de equilibrio)

El condensador de la columna y el acumulador de reflujo, pueden tratarse con el mismo sistema de ecuaciones, asimilándolos a una etapa más. Si consideramos que el condensador es la etapa 1, la identificación de las corrientes de esta etapa es la que se muestra en la Figura A1-7, donde se aprecia que Q_1 y D_1 son las variables independientes que se disponen para la etapa 1.

De igual modo, el rebullidor puede tratarse como un etapa más. Si a la misma la designamos con M , la identificación de las corrientes es la que se muestra en la Figura A1-7, donde se ve que el calor entregado al rebullidor es la única variable independiente que puede manejar el operador



Por lo tanto, se deben plantear, para la resolución completa de la columna, M conjuntos de ecuaciones como las (1) a (6), resultando un sistema de $2MN + 3M$ ecuaciones con igual número de incógnitas.

Las variables independientes son los calores de cada etapa y las extracciones de líquido, que en este caso solo son el calor de condensador y rebullidor y el caudal destilado de tope, como se explicó más

arriba.

Los programas de simulación permiten resolver estos sistemas, y calcular los caudales composiciones y temperaturas de todos los platos de la columna. La mayor dificultad radica en que el conjunto de ecuaciones planteado, debe resolver en simultaneidad con los modelos fisicoquímicos que permiten el cálculo de las constantes de equilibrio, resultando en sistemas de ecuaciones altamente no lineales.

Por supuesto, que la operación debe realizarse de modo que los productos se obtengan dentro de especificación. Por lo tanto, al diseñador del sistema, normalmente le interesa fijar como variable independiente la concentración de algún componente, en el producto de tope o de fondo. La mayoría de los simuladores, tienen la facilidad de admitir especificaciones. Esto significa que en el sistema de ecuaciones se puede elegir cuales variables actuarán como independientes y cuales como dependientes. Por ejemplo, se le puede especificar al programa la fracción molar de un componente en el líquido del plato 1 (condensador) y a cambio pedirle que calcule la carga calórica del condensador, que pasará a ser variable dependiente.

Como salida de programa, se tendrán todas las corrientes internas, que son necesarias para proceder al diseño del rebullidor y del condensador

Curvas de condensación y de ebullición

Para realizar el diseño del condensador y rebullidor, no solamente se requieren las corrientes de entrada y salida a cada uno de ellos, sino que también es necesario conocer dentro de ellos como van evolucionando la temperatura y la fracción de vapor a medida que el fluido recibe o cede calor. Estas son las curvas de evaporación y de condensación.

Estas curvas son también parte de la información entregada por los programas. Por ejemplo, para calcular una curva de condensación, se supone dividido el equipo en intervalos en los que se retira una cantidad de calor conocida. (Por ejemplo si se asumen cinco intervalos, en cada uno de ellos se retira una quinta parte del calor total)

A cada uno de esos intervalos ingresan el vapor y el líquido provenientes del intervalo anterior (Figura A1-8)

Para cada intervalo se puede plantear el siguiente conjunto de ecuaciones:

$$V_{j-1}y_{i,j-1} + L_{j-1}x_{i,j-1} = V_jy_{i,j} + L_jx_{i,j} \quad N \text{ ecuaciones para cada intervalo}$$

$$y_{i,j} = K_{i,j}x_{i,j} \quad N \text{ ecuaciones para cada intervalo}$$

$$V_{j-1}i_{V,j-1} + L_{j-1}i_{L,j-1} = V_ji_{V,j} + L_ji_{L,j} + \Delta Q$$

$$\sum_i y_{i,j} = 1$$

$$\sum_i x_{i,j} = 1$$

La resolución de este sistema de 2N+3 ecuaciones permite calcular, para cada intervalo, los caudales de vapor y líquido, las fracciones molares en vapor y líquido de los N componentes y la temperatura, conociendo los valores del intervalo anterior.

En este modelo, se supone que el vapor y el condensado viajan juntos a lo largo del equipo. También es posible plantear un modelo suponiendo que el condensado se va retirando a medida que se forma. Se tiene el mismo sistema de ecuaciones pero suponiendo $L_{j-1}=0$. La adopción de un modelo u otro depende del tipo de condensador que se va a utilizar

De este modo, la persona que realiza el diseño térmico, recibe de la simulación toda la información que necesita

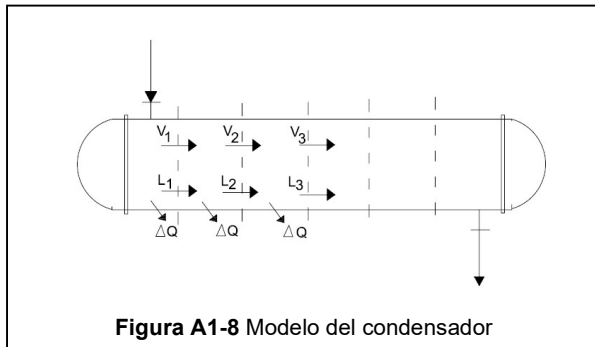
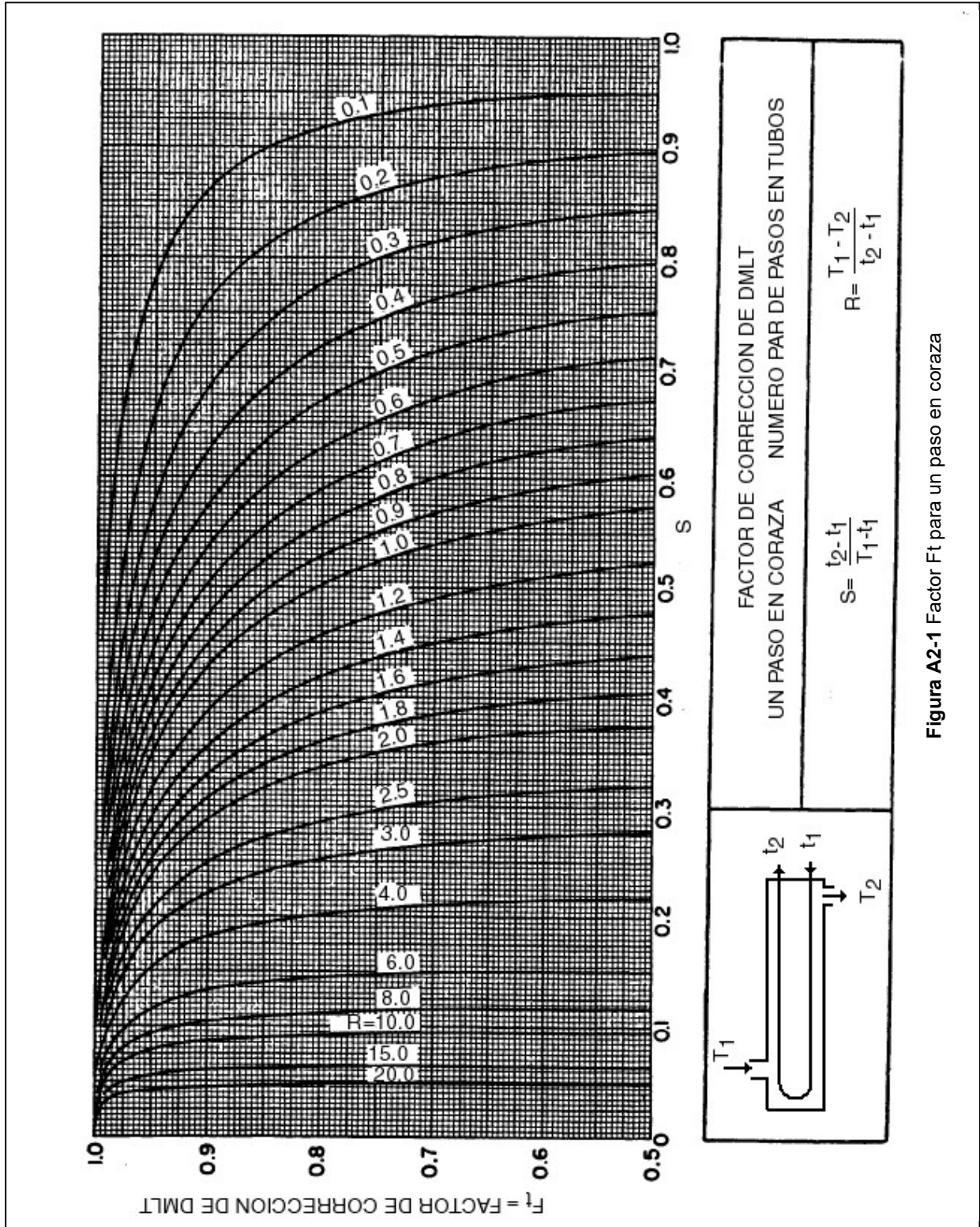


Figura A1-8 Modelo del condensador

Apéndice 2 – Factores de Corrección de la Diferencia Media Logarítmica de Temperaturas para intercambiadores con carcasa tipo E

Se incluyen en las páginas siguientes los gráficos para obtención del factor F_t para intercambiadores con carcasa tipo E. Los gráficos para otras configuraciones pueden obtenerse de "Standards of the TEMA" publicados por la Tubular Exchangers Manufacturers Association. Las expresiones analíticas correspondientes a los gráficos de este Apéndice pueden encontrarse en el Capítulo 7 del Libro.



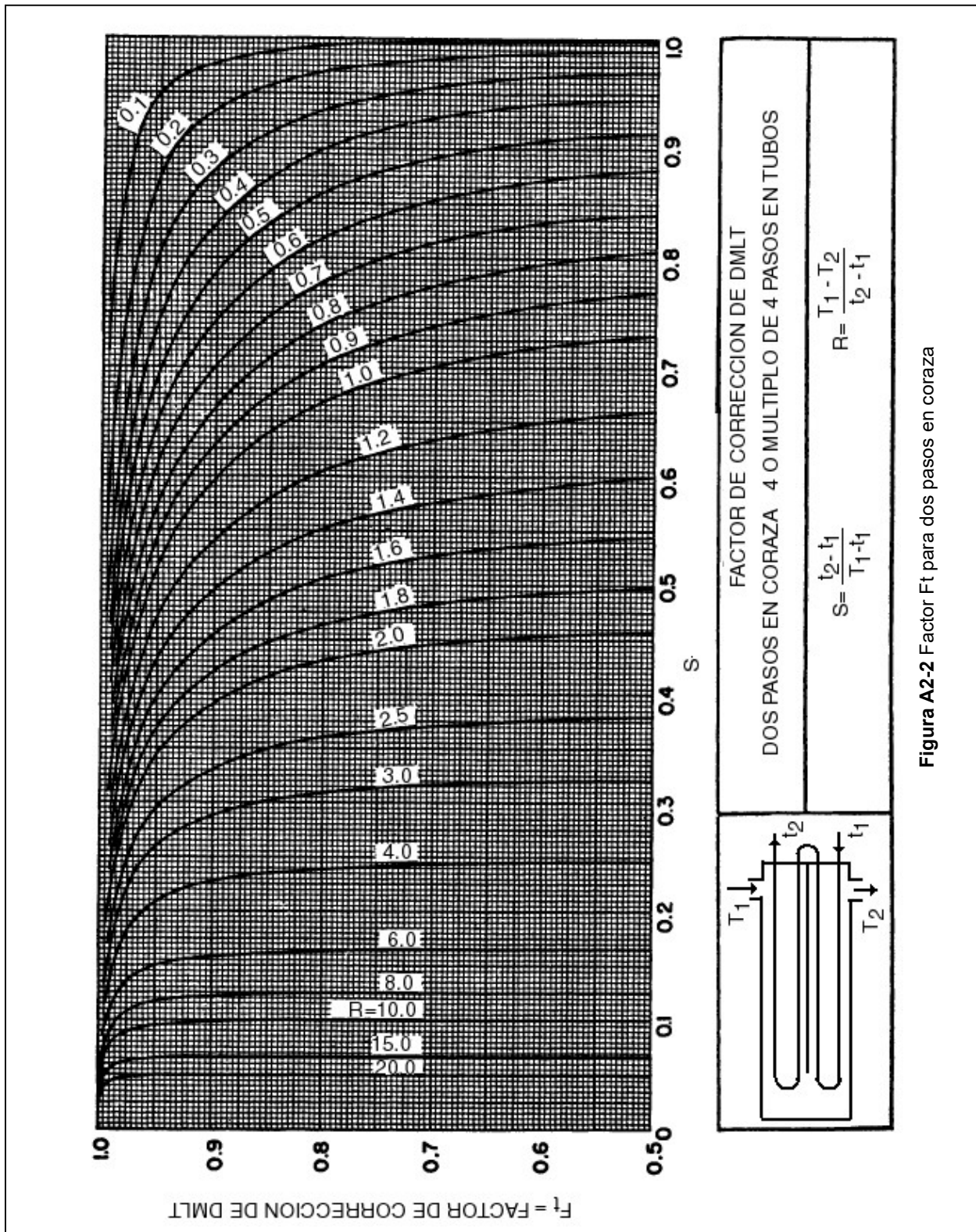
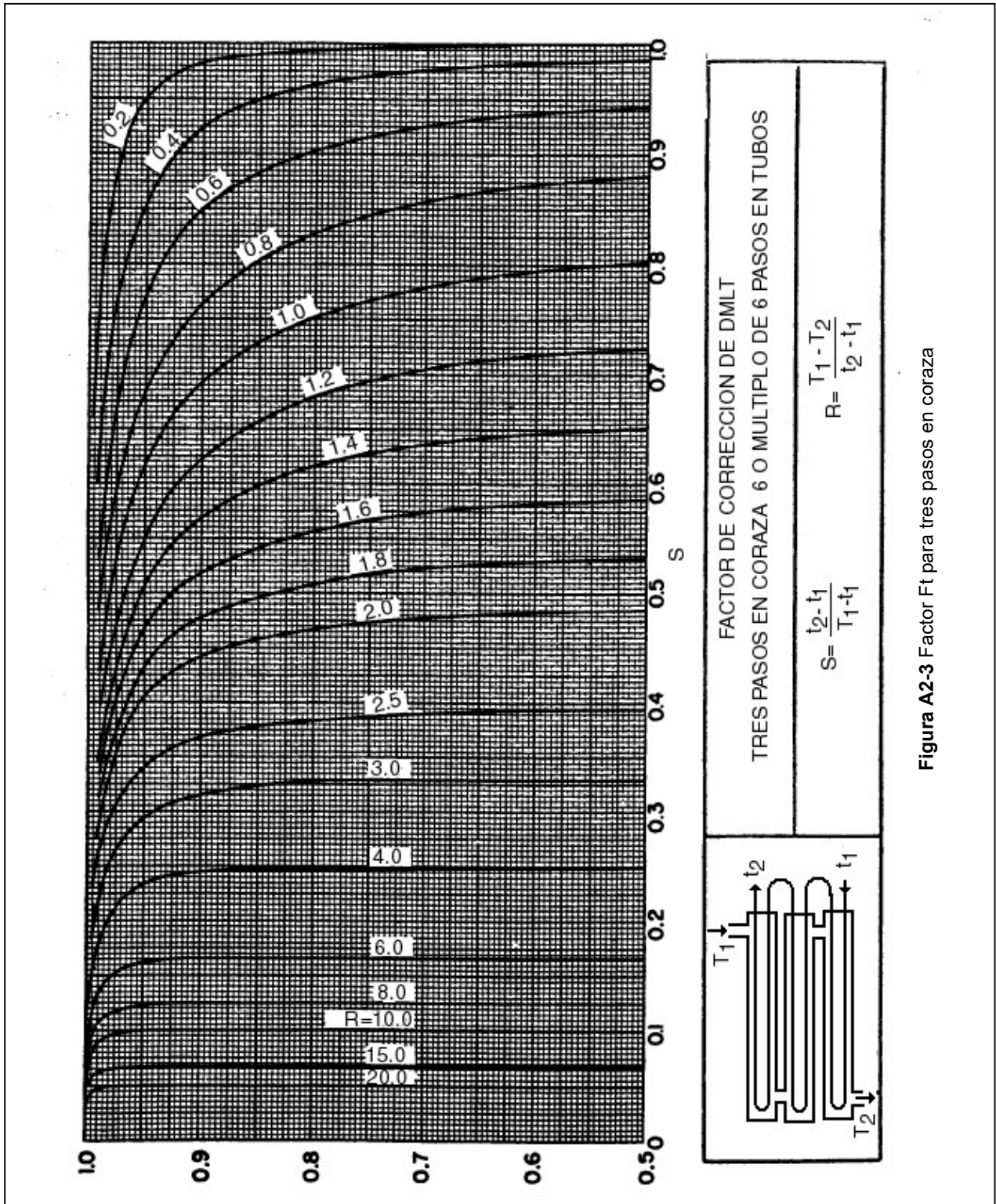


Figura A2-2 Factor Ft para dos pasos en coraza



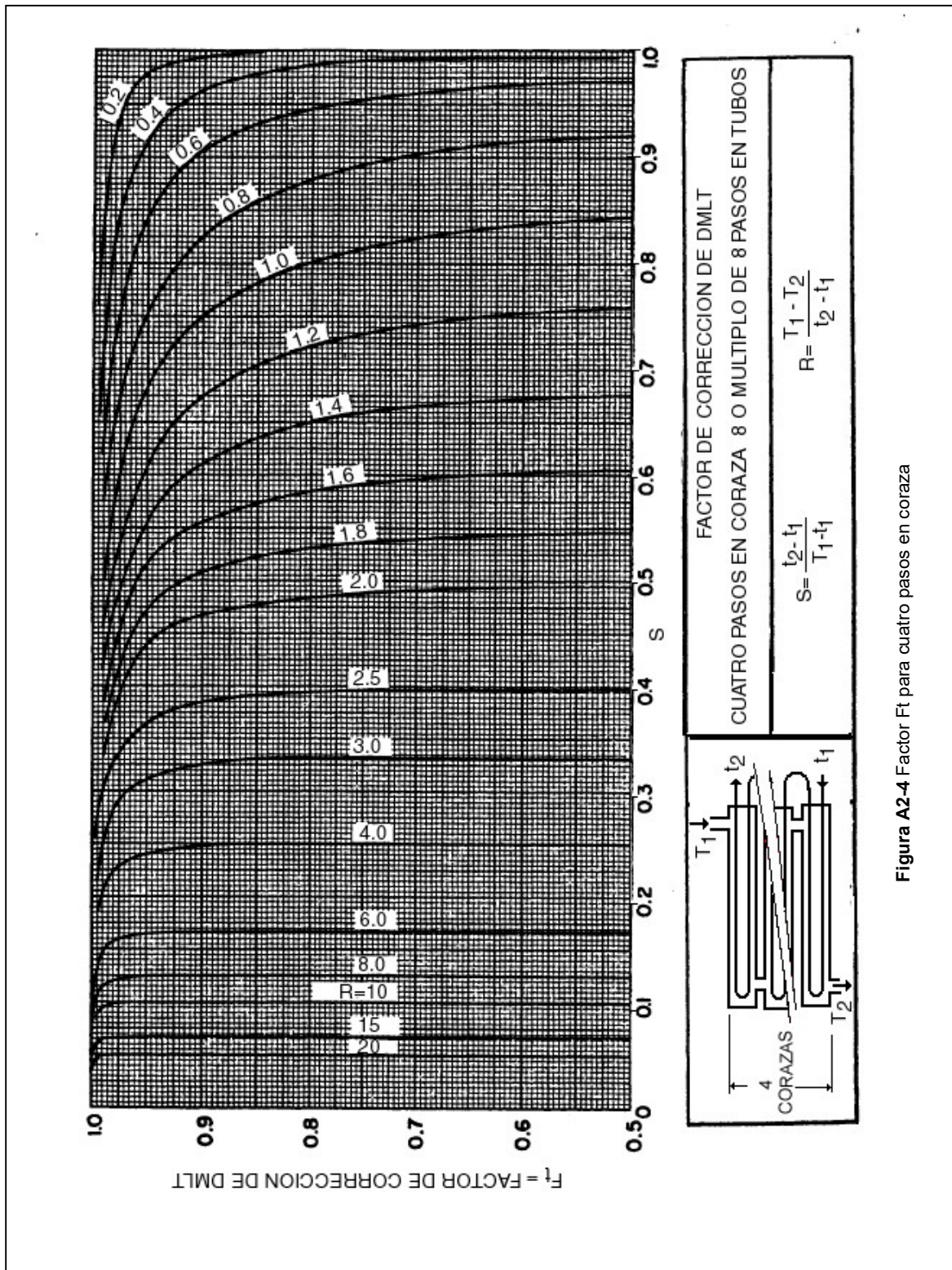


Figura A2-4 Factor Ft para cuatro pasos en coraza

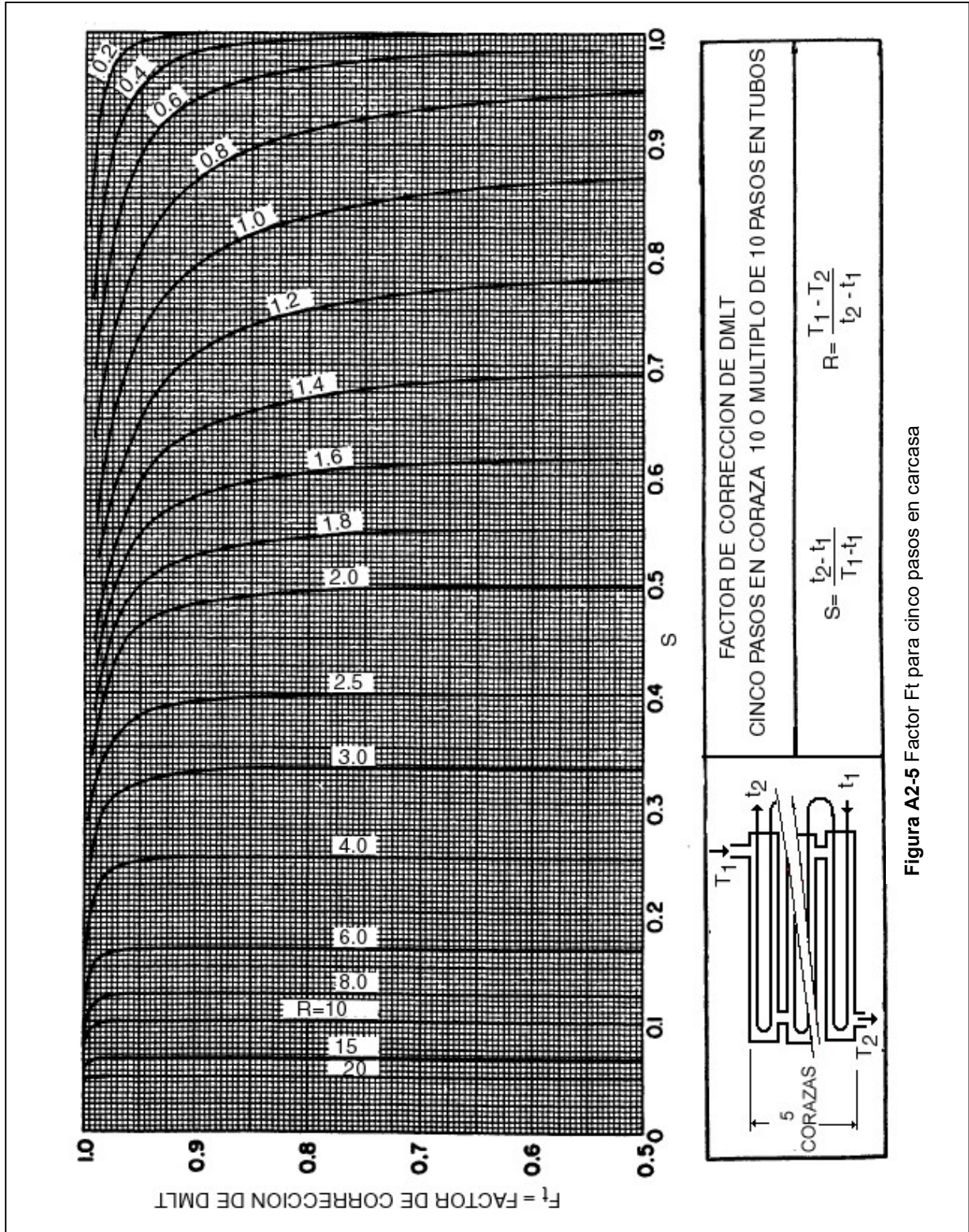


Figura A2-5 Factor Ft para cinco pasos en carcasa

Apéndice 3

Factores de corrección de la Diferencia Media Logarítmica de Temperaturas para Aeroenfriadores

Se incluyen en este Apéndice gráficos para corrección de DMLT en configuraciones de flujo cruzado considerando los fluidos sin mezclar. Cortesía de Hudson Products

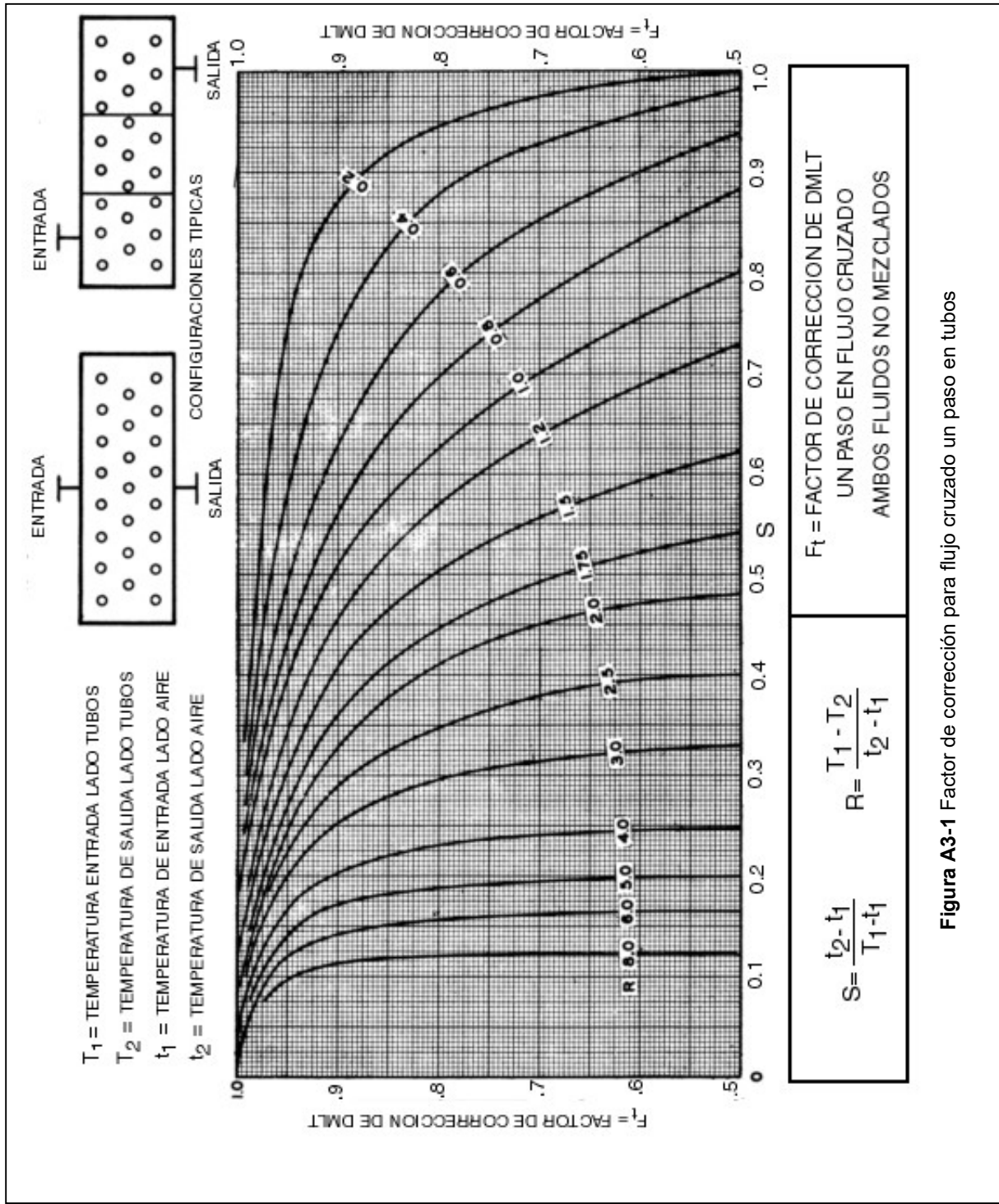


Figura A3-1 Factor de corrección para flujo cruzado un paso en tubos

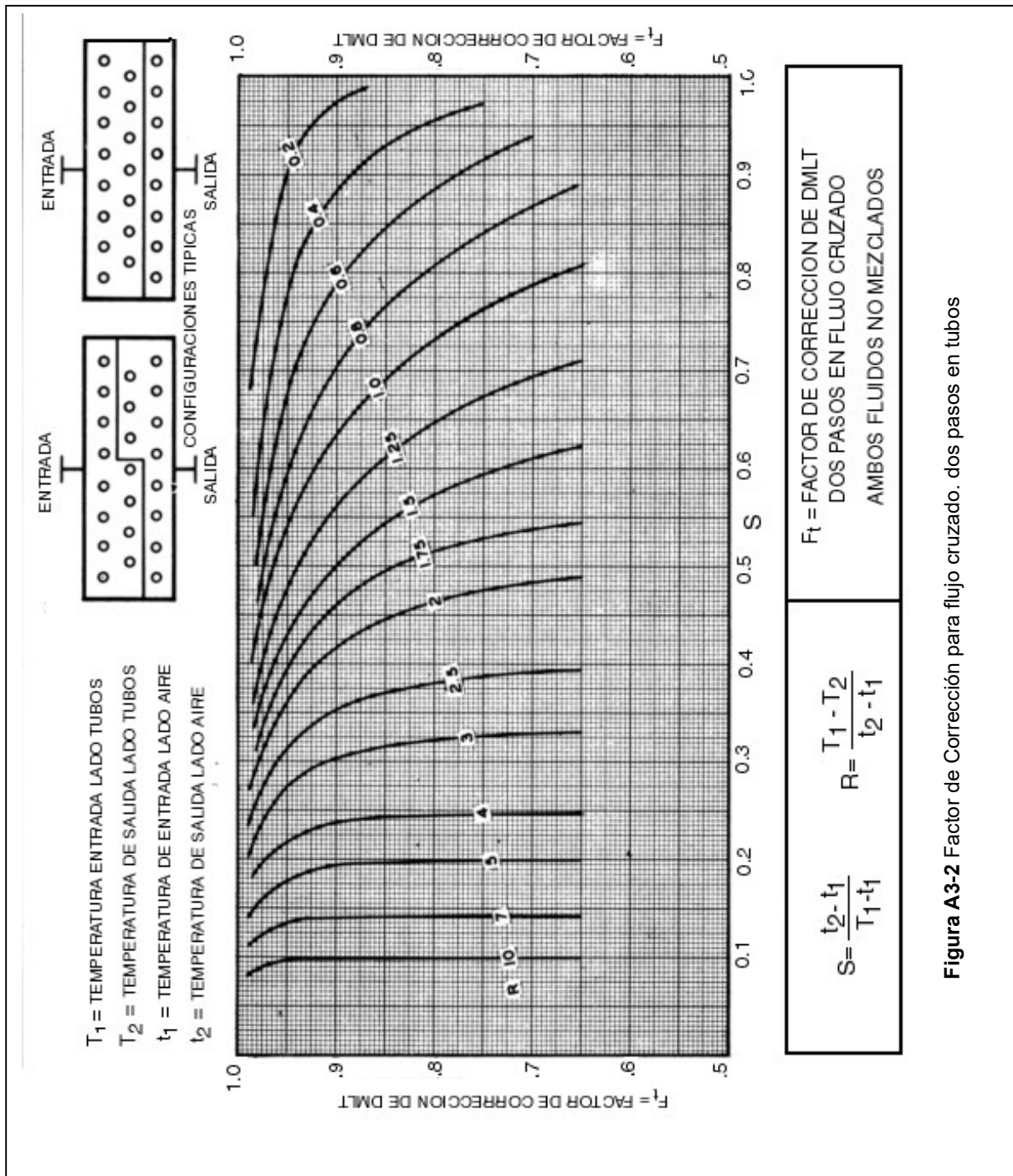


Figura A3-2 Factor de Corrección para flujo cruzado. dos pasos en tubos

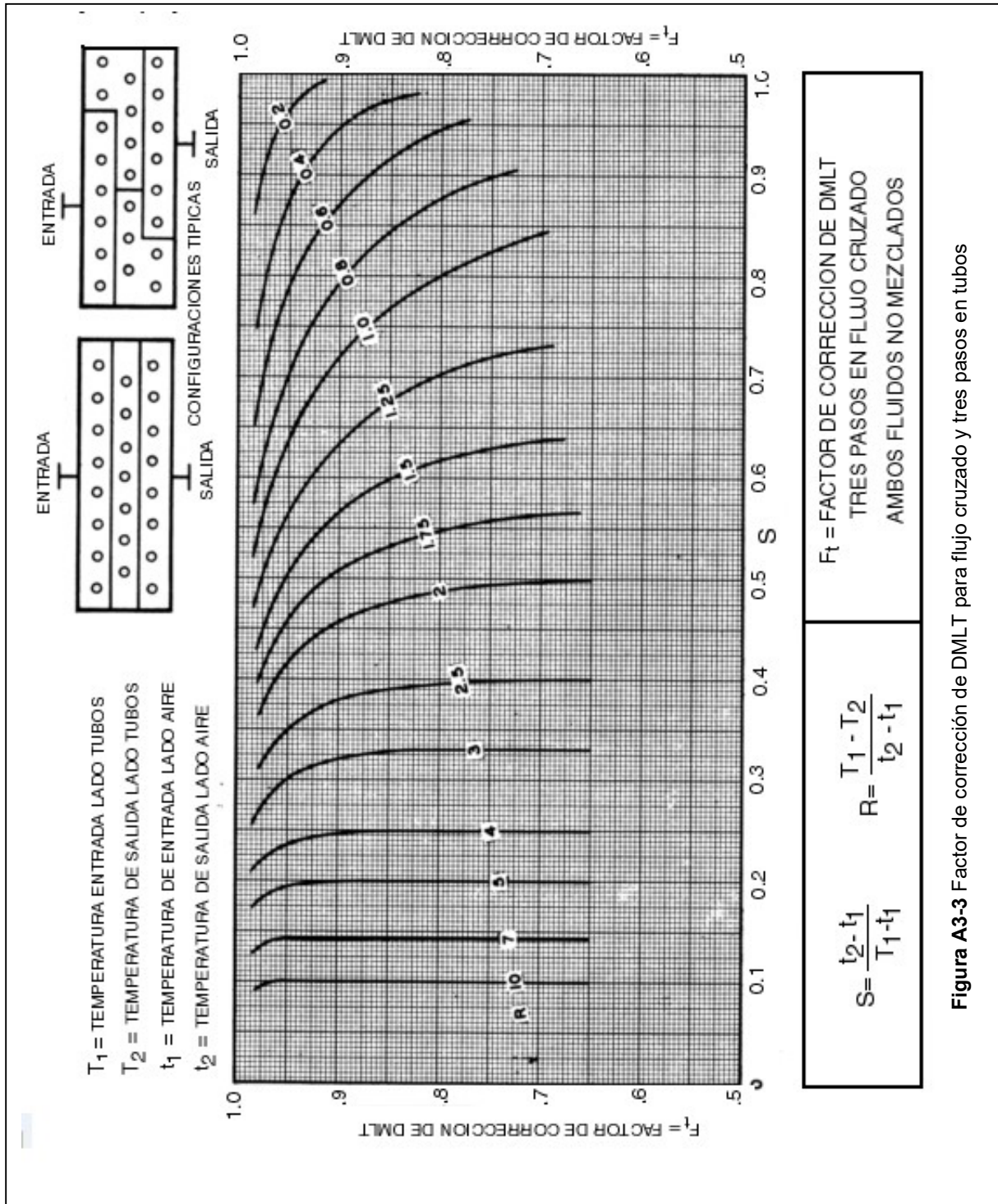


Figura A3-3 Factor de corrección de DMLT para flujo cruzado y tres pasos en tubos

Apéndice 4 Tablas de número máximo de tubos por coraza

La intención de este Apéndice es servir de ayuda durante el diseño preliminar de un intercambiador para encontrar el número de tubos que pueden colocarse en un cierto diámetro de coraza. Se debe notar que estas tablas, así como los gráficos del Apéndice 5 solo indican el número máximo de tubos para cada diámetro de coraza. No se ha hecho ninguna previsión para instalar placas de protección de impacto o para satisfacer los requerimientos de TEMA en lo que se refiere a las máximas velocidades de ingreso a la coraza ni al haz de tubos (ver Sección 6-4 y Figura 6-7 en el texto).

Dado que la mayoría de los haces removibles se construyen con arreglo en cuadro para permitir la limpieza mecánica del exterior de los tubos, sólo se han incluido arreglos triangulares para los modelos de placa fija (TEMA tipo L).

En la Figura A4-1 se muestra los arreglos de partición de pasos en que están basadas estas Tablas. Algunas de las distribuciones indicadas en las Tablas se muestran en los Gráficos del Apéndice 5

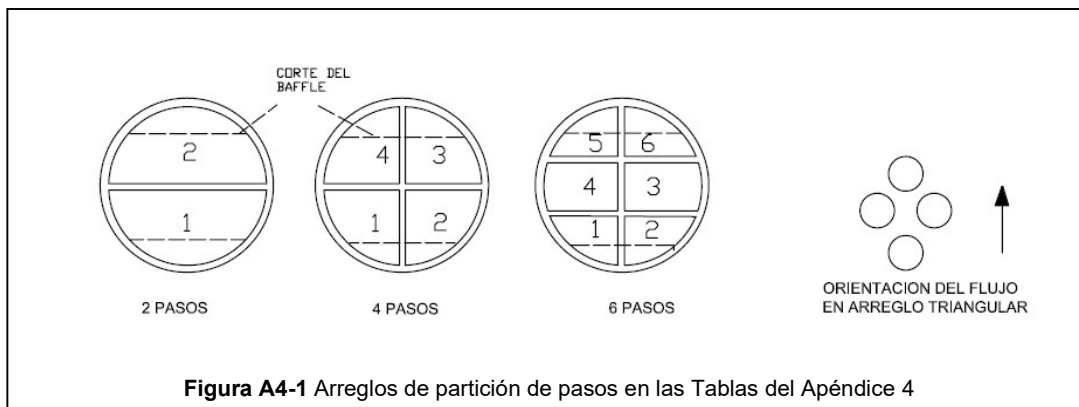


Table A-4-1 Número de tubos por coraza
Tubos de ¾" (19.05mm) En arreglo triangular de 30° , Pitch 1" (25.4 mm)
TEMA tipo L

Diámetro interno de coraza		Número de pasos por tubos			
"	mm	1	2	4	6
8	203.2	38	36	32	24
10	254	69	62	56	48
12	304.8	105	94	88	76
13¼	336.5	129	120	108	104
15¼	387.3	181	166	154	148
17¼	438.15	235	218	206	198
19¼	488.9	295	280	262	252
21¼	539.7	356	344	330	314
23¼	590.5	431	418	398	388
25	635	504	492	462	446
27	685.8	597	578	550	538
29	736.6	694	674	646	634
31	787.4	799	778	750	732
33	838.2	919	888	854	834
35	889	1031	1004	968	946
37	939.8	1149	1128	1084	1052
39	990.6	1284	1258	1216	1202
42	1066.8	1499	1452	1416	1382
45	1143	1727	1686	1640	1616

Table A-4-2 Número de tubos por coraza
Tubos de ¾" (19.05mm) en cuadro (Arreglo de 90°) Pitch 1" (25.4mm)
TEMA Tipo S

Diámetro interno de coraza		Número de pasos		
"	mm	2	4	6
8	203.2	22	20	18
10	254	40	40	36
12	304.8	70	64	70
13¼	336.5	90	84	84
15¼	387.3	126	114	114
17¼	438.15	164	158	156
19¼	488.9	218	210	198
21¼	539.7	268	262	260
23¼	590.5	334	326	314
25	635	392	378	364
27	685.8	462	450	426
29	736.6	544	534	510
31	787.4	634	610	594
33	838.2	716	702	674
35	889	816	796	780
37	939.8	914	896	882
39	990.6	1028	1012	988
42	1066.8	1194	1168	1156
45	1143	1390	1364	1336

Table A-4-3 Número de tubos por coraza
Tubos de ¾" (19.05mm) en cuadro (Arreglo de 90°) Pitch 1" (25.4mm)
TEMA Tipo U

Diámetro interno de coraza		Número de pasos		
"	mm	2	4	6
8	203.2	26	20	20
10	254	48	44	40
12	304.8	74	68	68
13¼	336.5	94	88	84
15¼	387.3	126	122	114
17¼	438.15	172	170	160
19¼	488.9	218	218	218
21¼	539.7	280	278	268
23¼	590.5	346	338	330
25	635	408	390	386
27	685.8	478	470	454
29	736.6	560	546	534
31	787.4	646	634	618
33	838.2	744	730	716
35	889	840	820	816
37	939.8	946	932	918
39	990.6	1060	1048	1032
42	1066.8	1240	1220	1192
45	1143	1430	1404	1388

Table A-4-4 Número de tubos por coraza
Tubos de 1" (25.4mm) en arreglo triangular de 30° , Pitch 1.25" (31.75 mm)
TEMA tipo L

Diámetro interno de coraza		Número de pasos			
"	mm	1	2	4	6
8	203.2	22	22	12	12
10	254	40	36	32	28
12	304.8	61	58	48	48
13¼	336.5	81	72	68	58
15¼	387.3	104	100	94	82
17¼	438.15	145	132	122	114
19¼	488.9	181	174	162	152
21¼	539.7	224	218	202	198
23¼	590.5	270	264	246	242
25	635	317	306	286	280
27	685.8	376	362	338	328
29	736.6	431	414	398	388
31	787.4	500	492	462	458
33	838.2	571	556	530	510
35	889	641	630	604	582
37	939.8	737	708	680	664
39	990.6	813	796	764	748
42	1066.8	941	918	888	868
45	1143	1091	1068	1028	1008

Tabla A-4-5 Número de tubos por coraza
Tubos de 1" (25.4mm) en cuadro (Arreglo de 90°) Pitch 1.25" (31.75mm)
TEMA Tipo U

Diámetro interno de coraza " mm		Número de pasos		
		2	4	6
8	203.2	12	8	
10	254	26	20	20
12	304.8	40	36	28
13¼	336.5	56	48	48
15¼	387.3	76	70	66
17¼	438.15	102	98	94
19¼	488.9	126	130	118
21¼	539.7	164	166	156
23¼	590.5	206	202	198
25	635	248	242	232
27	685.8	294	282	274
29	736.6	346	334	322
31	787.4	400	390	382
33	838.2	458	446	438
35	889	522	508	496
37	939.8	584	576	548
39	990.6	648	648	628
42	1066.8	758	744	742
45	1143	898	880	854

Tabla A-4-6 Número de tubos por coraza
Tubos de 1" (25.4mm) en cuadro (Arreglo de 90°) Pitch 1.25" (31.75mm)
TEMA Tipo S

Diámetro interno de coraza " mm		Número de pasos		
		2	4	6
8	203.2	12	8	
10	254	26	24	22
12	304.8	40	40	36
13¼	336.5	56	48	48
15¼	387.3	76	70	66
17¼	438.15	102	98	94
19¼	488.9	126	130	118
21¼	539.7	164	166	156
23¼	590.5	206	202	198
25	635	248	242	232
27	685.8	294	282	274
29	736.6	346	334	322
31	787.4	400	390	382
33	838.2	458	446	438
35	889	522	508	496
37	939.8	584	576	548
39	990.6	648	648	628
42	1066.8	758	744	742
45	1143	898	880	854

Apéndice 5

Gráficos de distribución de tubos

Los gráficos de las páginas siguientes muestran posibles distribuciones de tubos para diferentes diámetros de coraza.

Son válidas las mismas advertencias realizadas sobre las tablas del Apéndice 4. No se han tenido en cuenta provisiones para la colocación de placas de protección de impacto ni para las barras de fijación de baffles.

Asimismo, el diseñador debe verificar la necesidad de eliminar tubos para satisfacer las máximas velocidades de entrada definidas por TEMA

TEMA Tipo L - 1 paso en tubos
Tubos 19 mm (3/4") Pitch = 25.4mm (1") triangulo

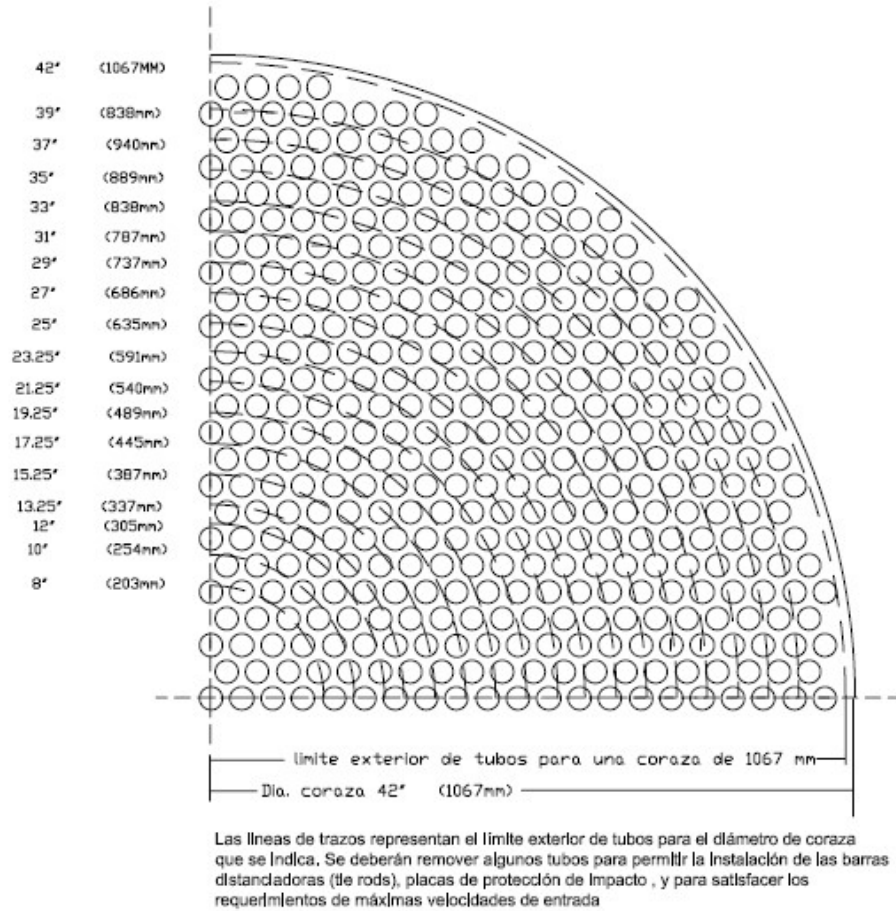
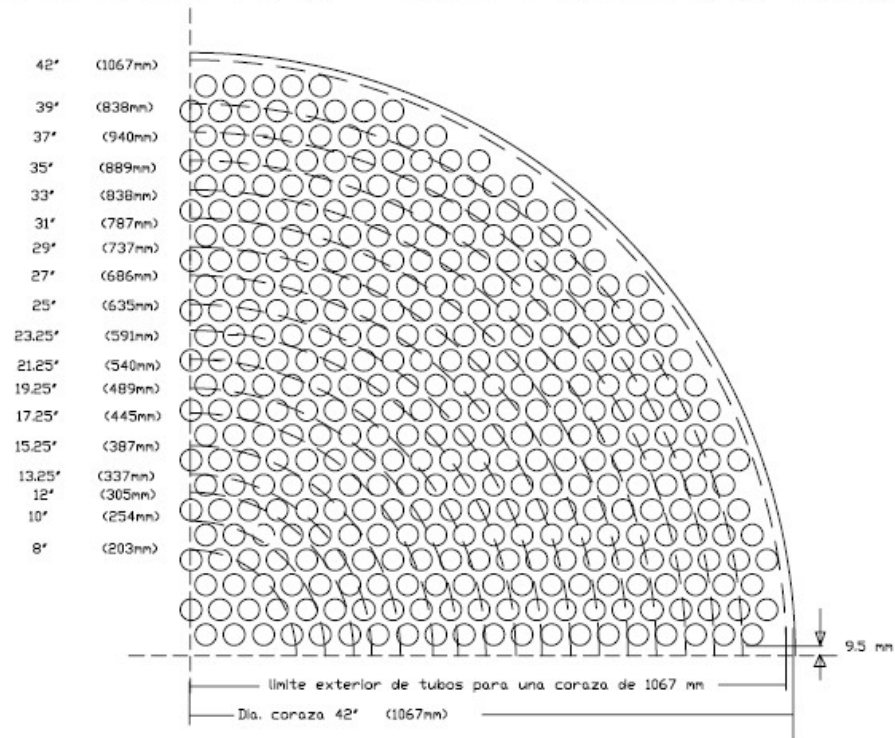


Figura A5-1 Distribución para cabezal L - 1 paso- Arreglo en triángulo de 25.4mm de paso

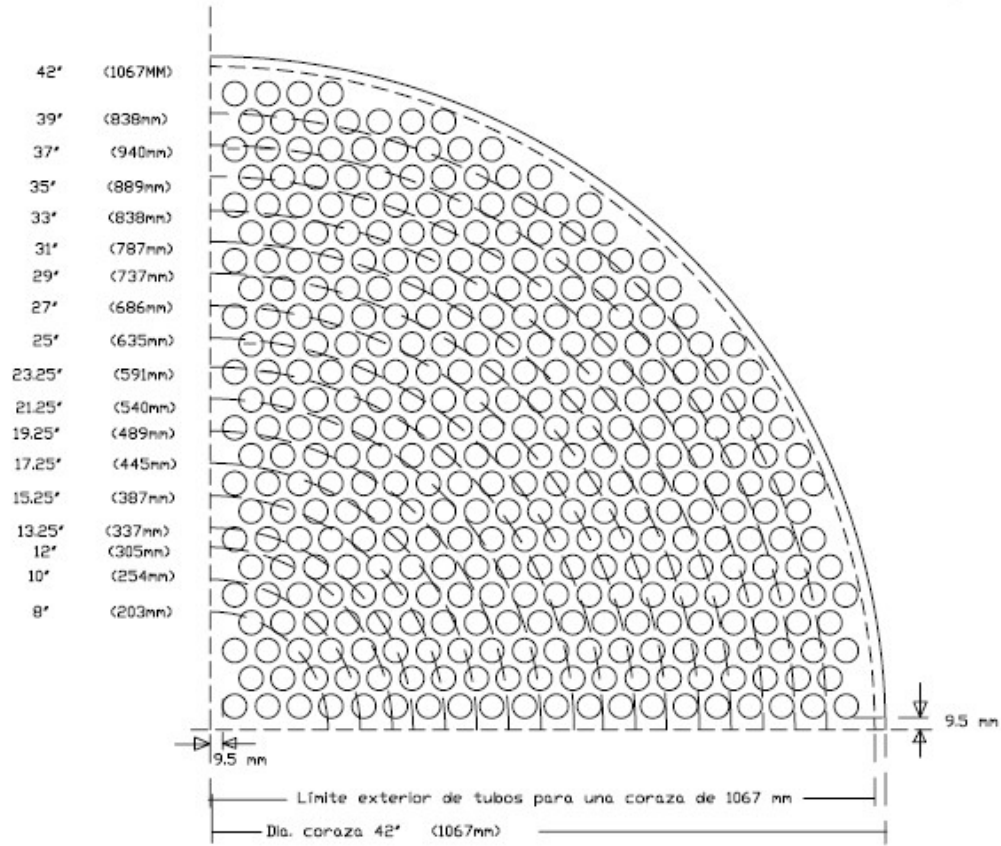
TEMA Tipo L - 2 pasos en tubos
tubos de 19 mm (3/4") Pitch = 25.4mm (1") triangulo



Las líneas de trazos representan el límite exterior de tubos para el diámetro de coraza que se indica. Se deberán remover algunos tubos para permitir la instalación de las barras distanciadoras (tie rods), placas de protección de impacto, y para satisfacer los requerimientos de máximas velocidades de entrada

Figura A5-2 Distribución para cabezal L - 2 pasos- Arreglo en triángulo de 25.4mm de paso

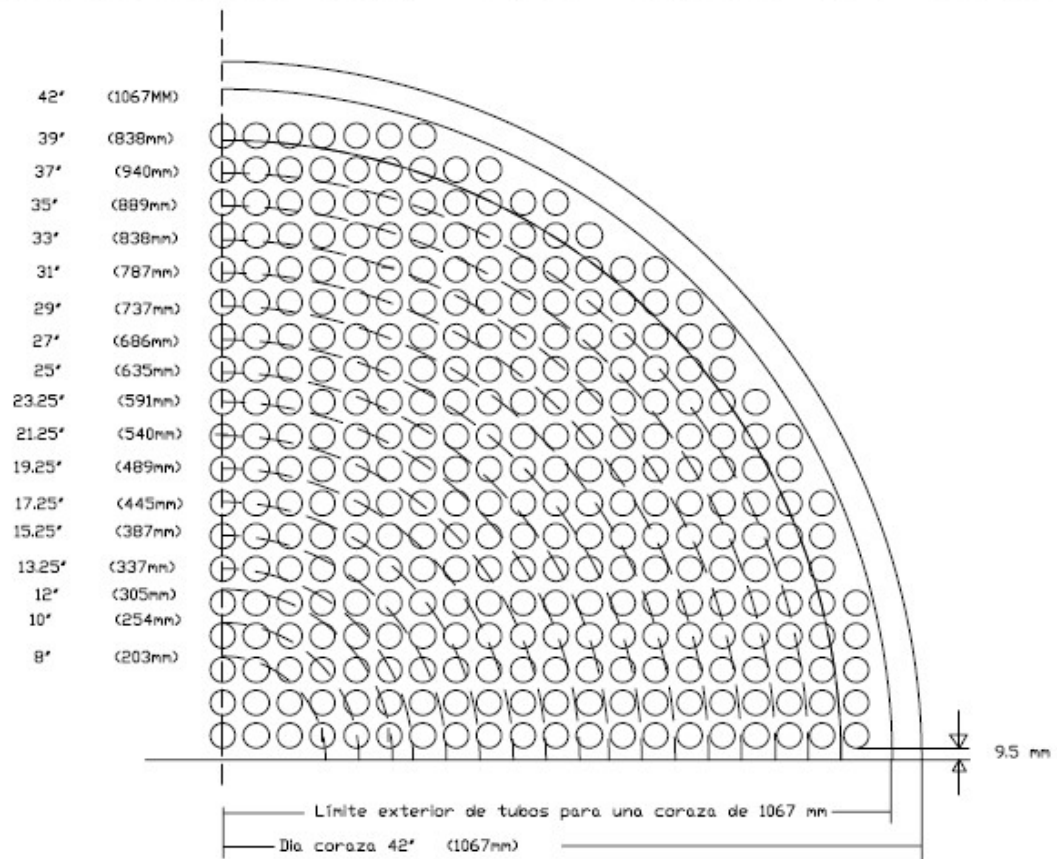
TEMA Tipo L - 4 pasos en tubos
 Tubos 19 mm (3/4") Pitch = 25.4mm (1") triángulo



Las líneas de trazos representan el límite exterior de tubos para el diámetro de coraza que se indica. Se deberán remover algunos tubos para permitir la instalación de las barras distanciadoras (tie rods), placas de protección de Impacto , y para satisfacer los requerimientos de máximas velocidades de entrada

Figura A5-3 Distribución para cabezal L - 4 pasos- Arreglo en triángulo de 25.4mm de paso

TEMA Tipo S - 2 pasos en tubos
 Tubos de 19 mm (3/4") Pitch = 25.4mm (1") cuadro



Las líneas de trazos representan el límite exterior de tubos para el diámetro de coraza que se indica. Se deberán remover algunos tubos para permitir la instalación de las barras distancadoras (tie rods), placas de protección de impacto , y para satisfacer los requerimientos de máximas velocidades de entrada

Figura A5-4 Distribución para cabezal S - 2 pasos- Arreglo en cuadro de 25.4mm de paso

TEMA Tipo S - 4 pasos en tubos
Tubos de 19 mm (3/4") Pitch = 25.4mm (1") cuadro

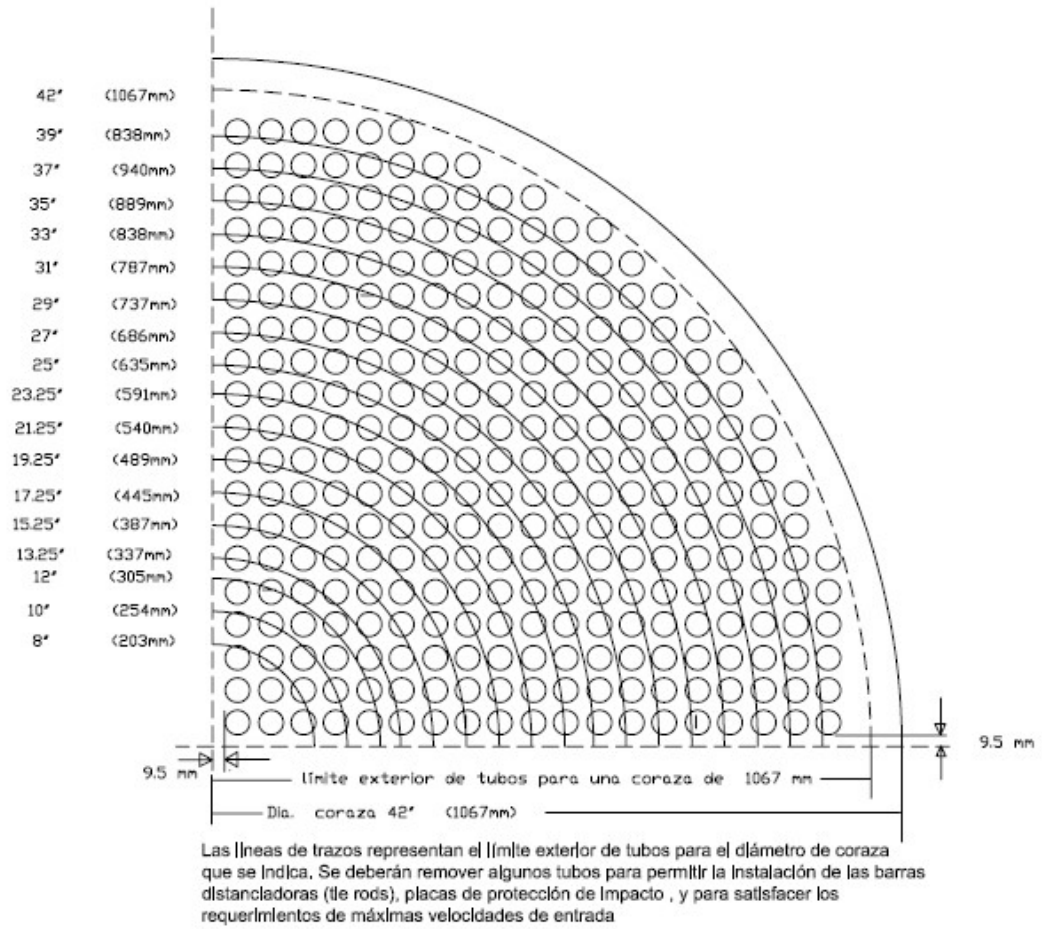


Figura A5-5 Distribución para cabezal S - 4 pasos- Arreglo en cuadro de 25.4mm de paso

TEMA Tipo U - 2 pasos en tubos
Tubos de 19 mm (3/4") Pitch = 25.4mm (1") cuadro

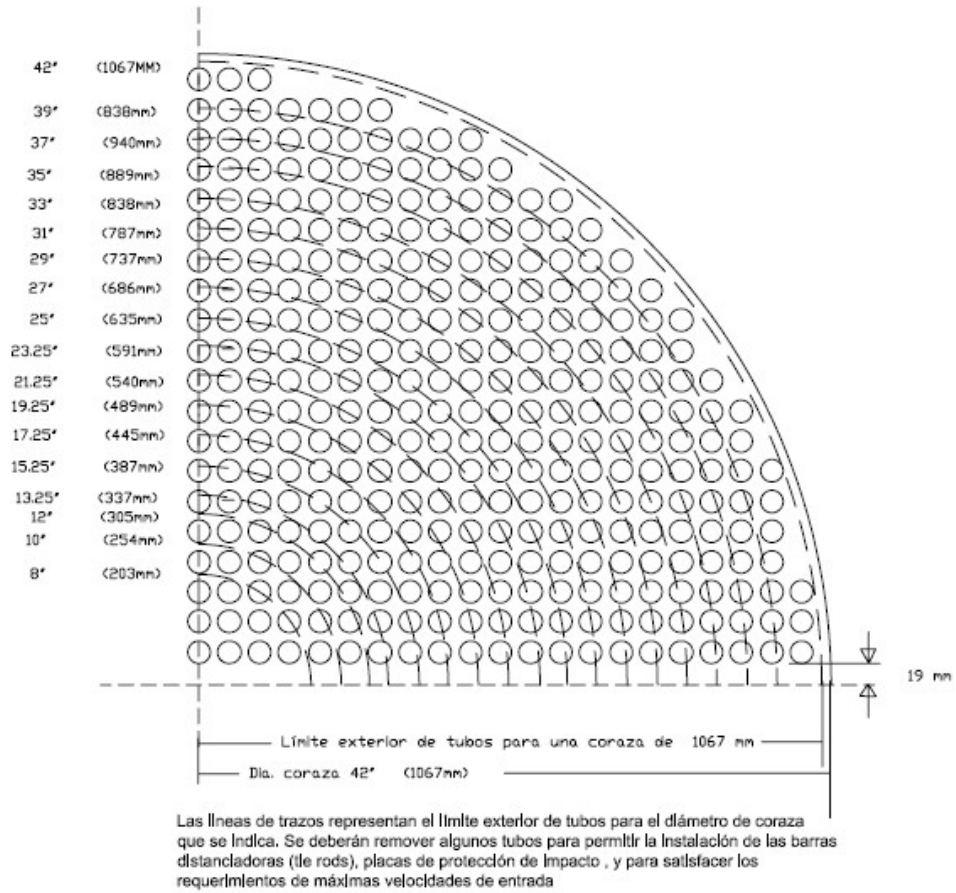
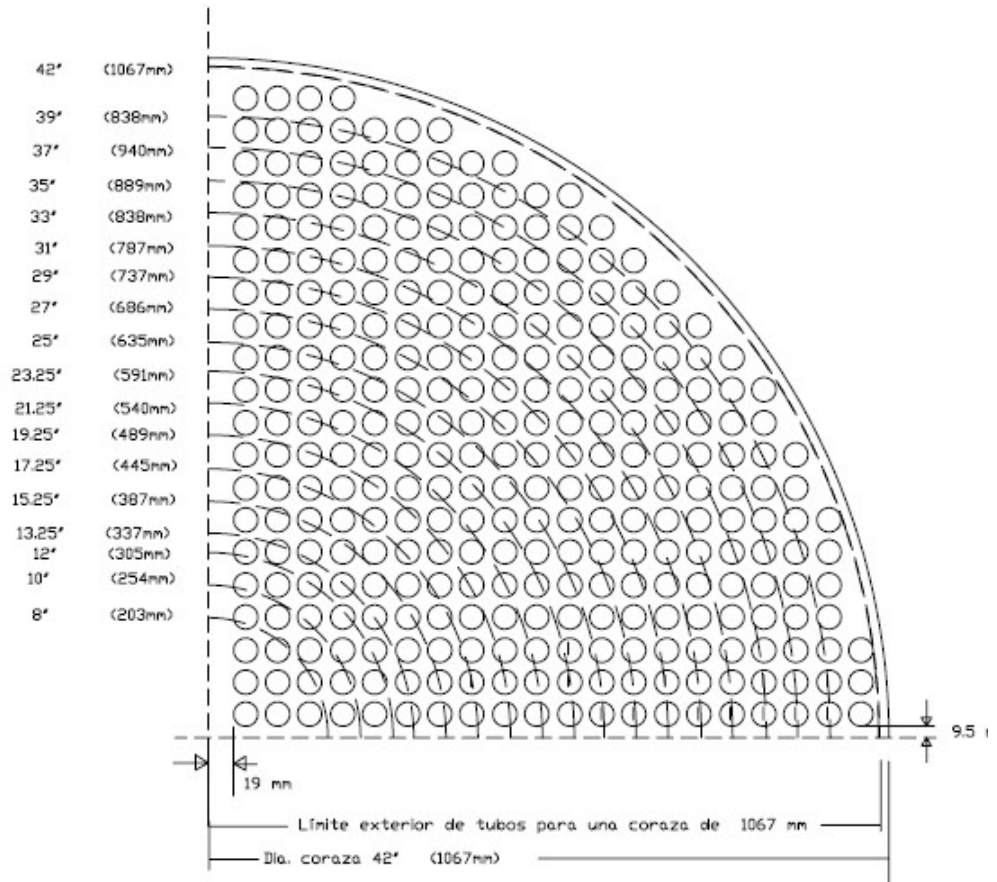


Figura A5-6 Distribución para tubos en U- 2 pasos. Arreglo en cuadro de 25.4 mm de paso

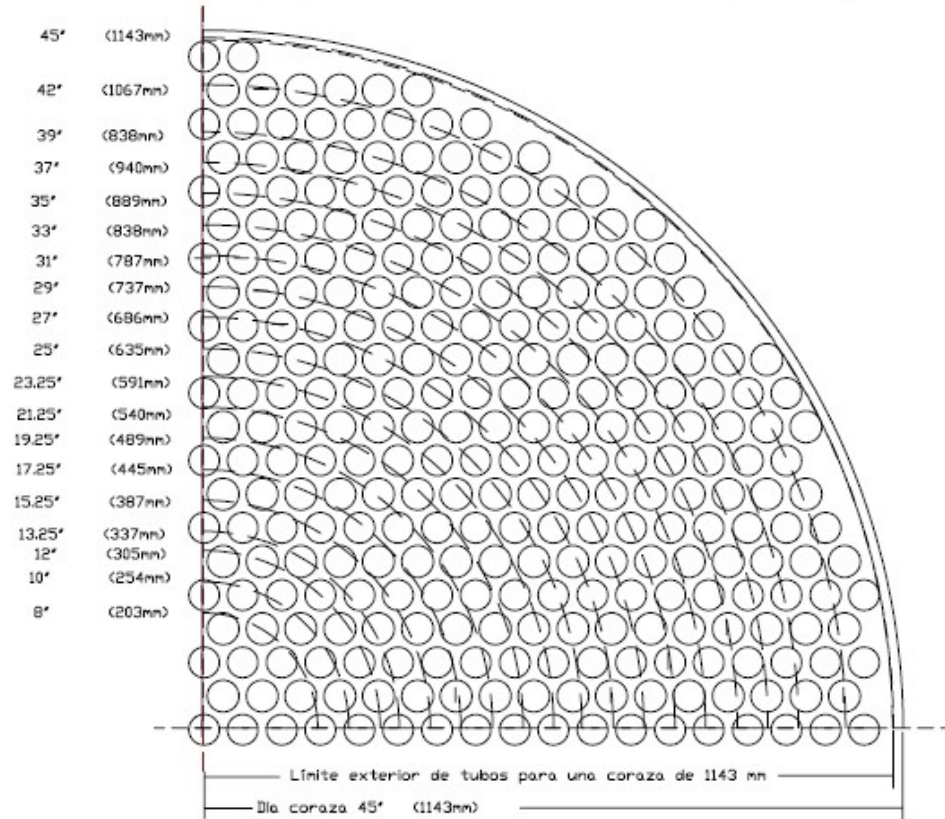
TEMA Tipo U - 4 pasos en tubos
Tubos de 19 mm (3/4") Pitch = 25.4mm (1") Cuadro



Las líneas de trazos representan el límite exterior de tubos para el diámetro de coraza que se indica. Se deberán remover algunos tubos para permitir la instalación de las barras distancadoras (tie rods), placas de protección de Impacto , y para satisfacer los requerimientos de máximas velocidades de entrada

Figura A5-7Distribución para tubos en U -4 pasos- Arreglo en cuadro de 25.4mm de paso

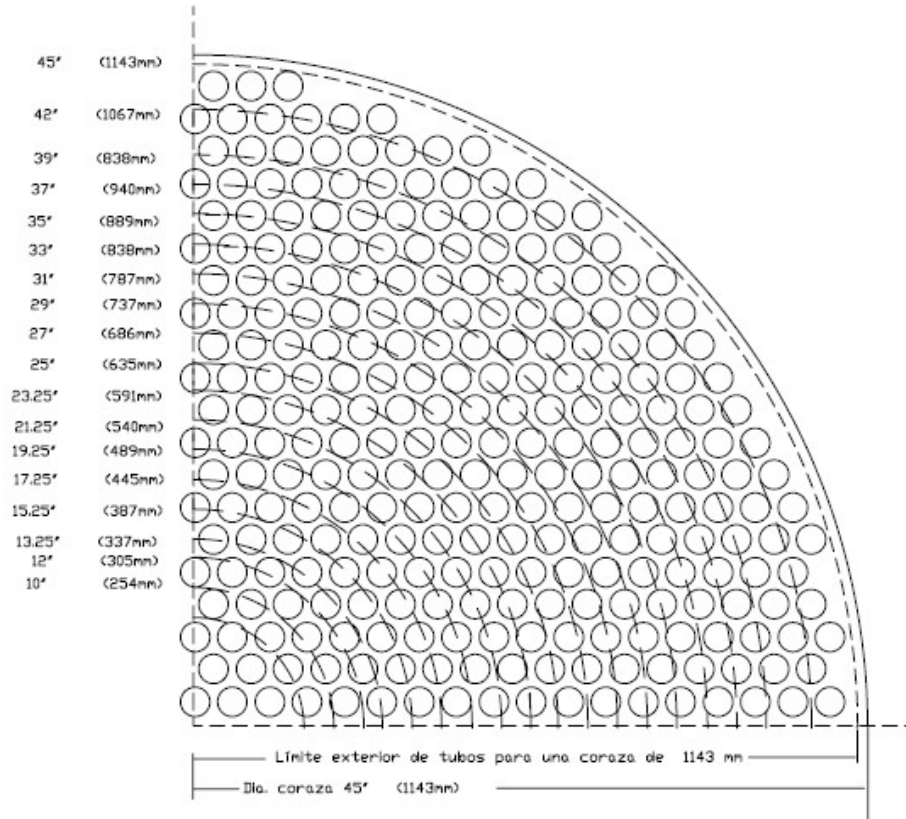
TEMA Tipo L - 1 paso en tubos
Tubos de 25.4 mm (1") Pitch = 31.75mm (1.25") triángulo



Las líneas de trazos representan el límite exterior de tubos para el diámetro de coraza que se indica. Se deberán remover algunos tubos para permitir la instalación de las barras distanciadoras (tie rods), placas de protección de Impacto , y para satisfacer los requerimientos de máximas velocidades de entrada

Figura A5-8 Distribución para cabezal L - 1 paso -Arreglo en triángulo de 31.75mm de paso

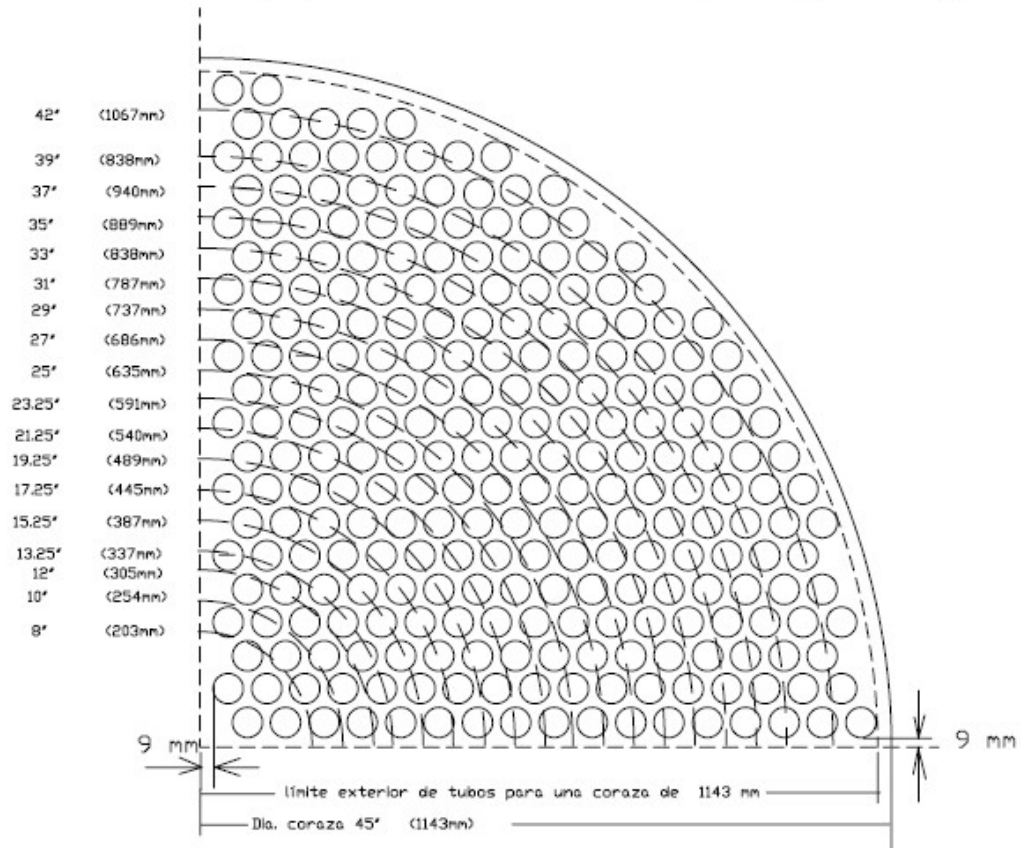
TEMA Tipo L - 2 pasos en tubos
Tubos de 25.4 mm (1") Pitch = 31.75mm (1.25") triángulo



Las líneas de trazos representan el límite exterior de tubos para el diámetro de coraza que se indica. Se deberán remover algunos tubos para permitir la instalación de las barras distanciadoras (tie rods), placas de protección de impacto, y para satisfacer los requerimientos de máximas velocidades de entrada

Figura A5-9 Distribución para cabezal L -2 pasos- Arreglo en triángulo de 31.75mm de paso

TEMA Tipo L - 4 pasos en tubos
Tubos de 25.4 mm (1") Pitch = 31.75mm (1.25") triángulo



Las líneas de trazos representan el límite exterior de tubos para el diámetro de coraza que se indica. Se deberán remover algunos tubos para permitir la instalación de las barras distanciadoras (tie rods), placas de protección de impacto, y para satisfacer los requerimientos de máximas velocidades de entrada

Figura A5-10 Distribución para cabezal L - 4 pasos- Arreglo en triángulo de 31.75mm de paso

TEMA Tipo S - 2 pasos en tubos
 Tubos de 25.4 mm (1") Pitch = 31.75mm (1.25") cuadro

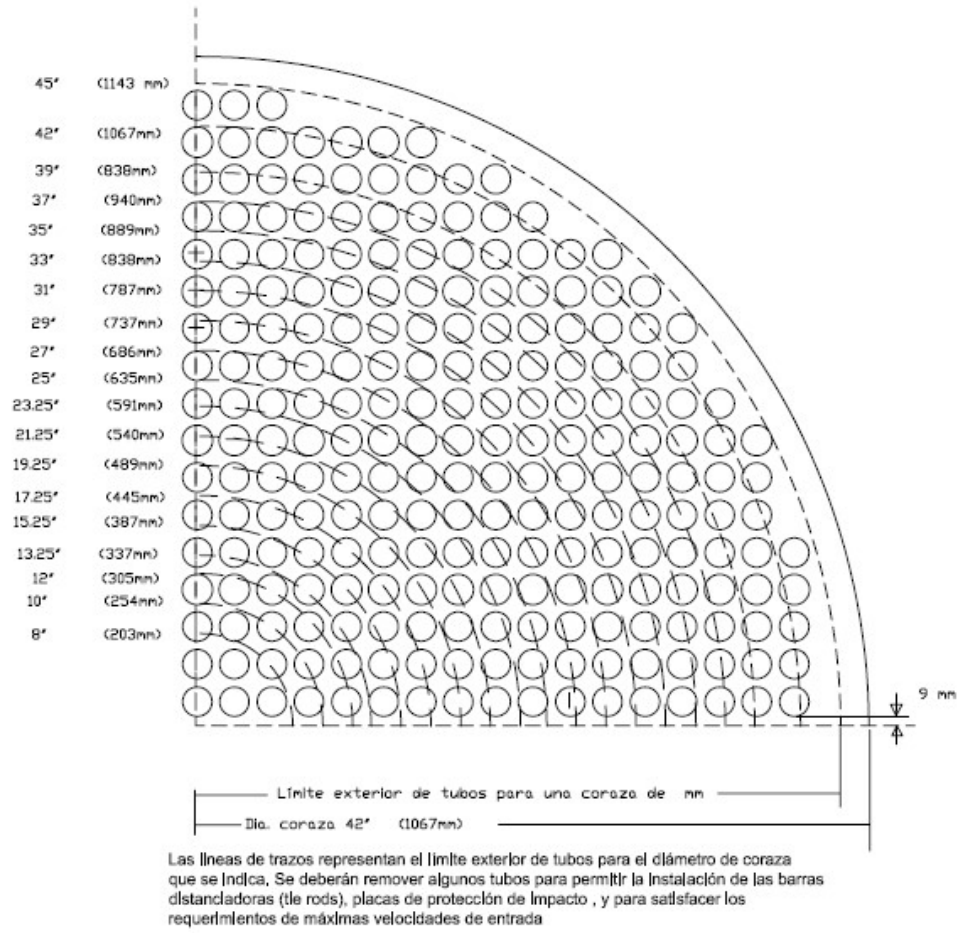
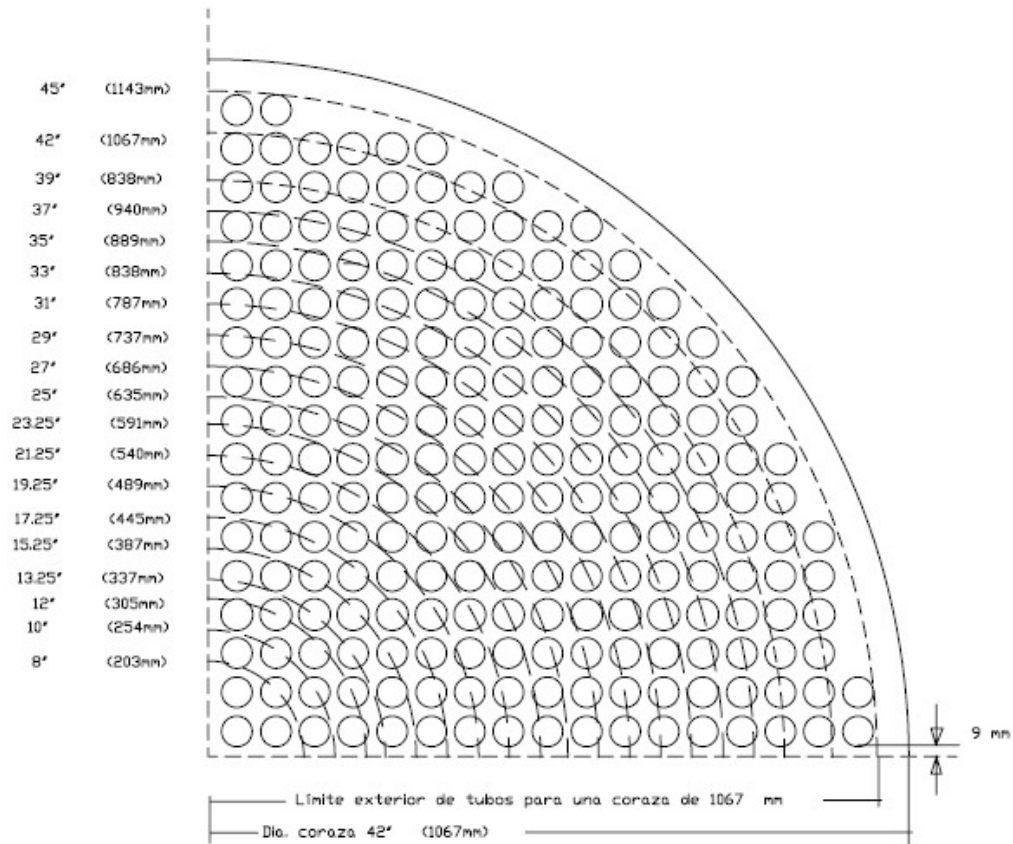


Figura A5-11 Distribución para cabezal S -2 pasos Arreglo en cuadro de 31.75mm de paso

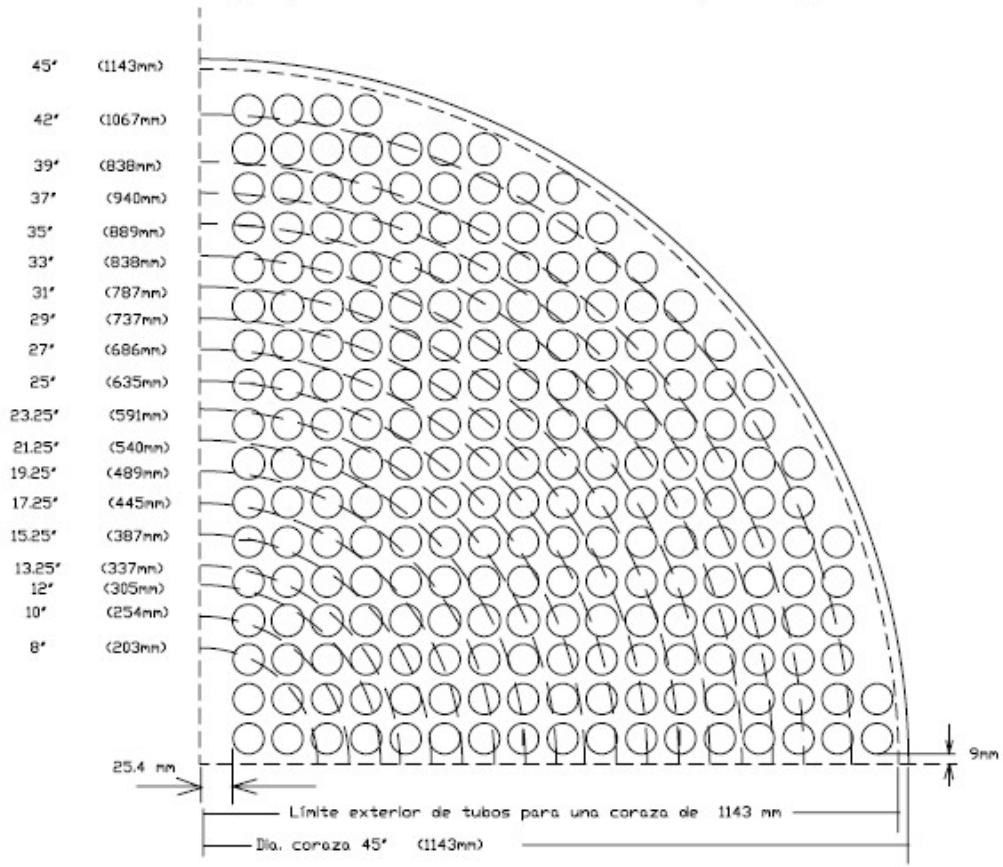
TEMA Tipo S - 4 pasos en tubos
Tubos de 25.4 mm (1") Pitch = 31.75mm (1.25") cuadro



Las líneas de trazos representan el límite exterior de tubos para el diámetro de coraza que se indica. Se deberán remover algunos tubos para permitir la instalación de las barras distanciadoras (tie rods), placas de protección de impacto, y para satisfacer los requerimientos de máximas velocidades de entrada

Figura A5-12 Distribución para cabezal S- 4 pasos - Arreglo en cuadro de 31.75mm de paso

TEMA Tipo U - 4 pasos en tubos
 Tubos de 25.4 mm (1") Pitch = 31.75mm (1.25") cuadro



Las líneas de trazos representan el límite exterior de tubos para el diámetro de coraza que se indica. Se deberán remover algunos tubos para permitir la instalación de las barras distanciadoras (de rods), placas de protección de Impacto , y para satisfacer los requerimientos de máximas velocidades de entrada

Figura A5-13 Distribución para tubos en U. -4 pasos-Arreglo en cuadro de 31.75mm

TEMA Tipo U - 2 pasos en tubos
 Tubos de 25.4 mm (1") Pitch = 31.75mm (1.25") cuadro

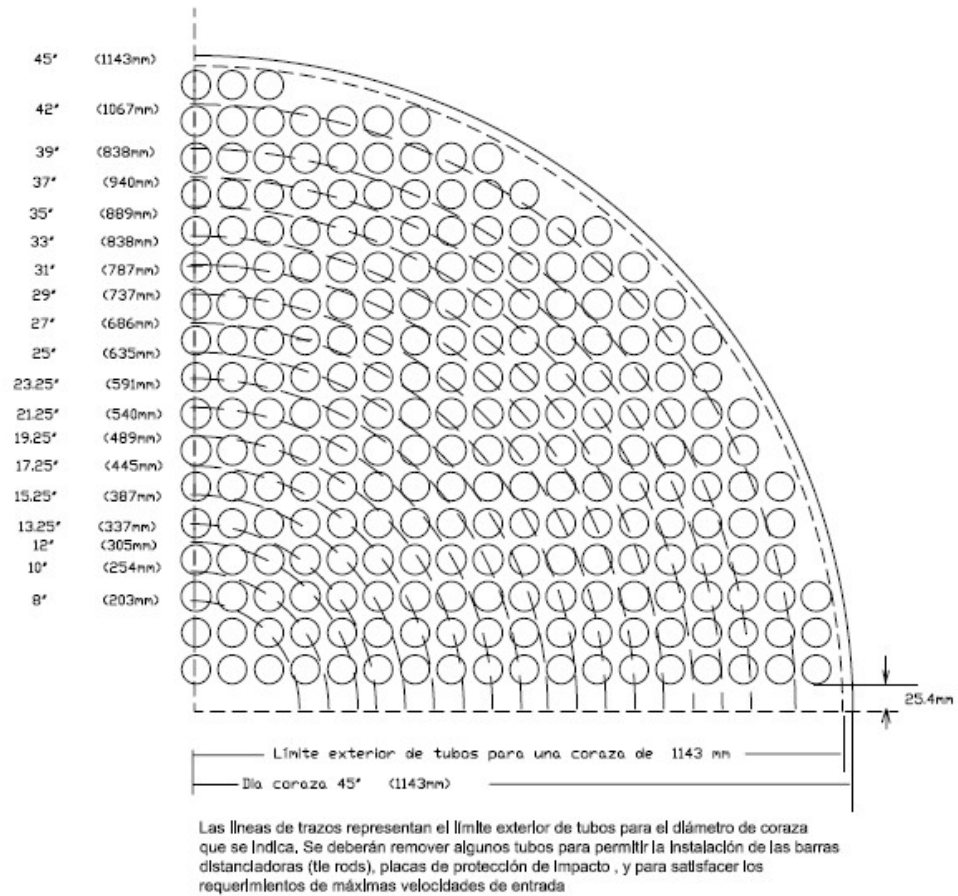


Figura A5-14 Distribución para tubos en U- 2 pasos- Arreglo en cuadro de 31.75mm de paso

Appendice 6

Resistencias de Ensuciamiento

**RESISTENCIAS DE ENSUCIAMIENTO
(VALORES EN K.m²/W)
DE STANDARDS OF THE TUBULAR EXCHANGERS MANUFACTURERS ASSOCIATION
Reproducida con Permiso**

RESISTENCIAS DE ENSUCIAMIENTO PARA AGUA

Temperatura del Medio Calefactor	Hasta 115°C		115-205°C	
Temperatura del Agua	52°C o menos		More than 52°C	
	Velocidad m/s		Velocity m/s	
	1 o menos	> 1	1 o menos	> 1
Agua de mar	0.00009	0.00009	0.0002	0.0002
Aguas Salobres	0.0004	0.0002	0.0005	0.0004
Circuitos de Torres de enfriamiento				
Agua de Reposición Tratada	0.0002	0.0002	0.0004	0.0004
Sin Tratar	0.0005	0.0005	0.0009	0.0007
Agua de Ciudad o de Pozo	0.0002	0.0002	0.0004	0.0004
Agua de Río				
Mínimo	0.0004	0.0002	0.0005	0.0004
Promedio	0.0005	0.0004	0.0007	0.0005
Lodosa o turbia	0.0005	0.0004	0.0007	0.0005
Dura (Más de 15 Granos/gal)	0.0005	0.0005	0.0009	0.0009
Agua de enfriamiento de motores	0.0002	0.0002	0.0002	0.0002
Destilada o de circuito cerrado				
Condensado	0.00009	0.00009	0.00009	0.00009
Agua de alimentación de calderas tratada	0.0002	0.00009	0.0002	0.0002
Purga de calderas	0.0004	0.0004	0.0004	0.0004

Si la temperatura del medio calefactor está por encima de 400°F y se sabe que el medio de enfriamiento es incrustante estos valores deben ser incrementados

RESISTENCIAS DE ENSUCIAMIENTO PARA FLUIDOS INDUSTRIALES (K.m²/W)

ACEITES		GASES Y VAPORES	
Fuel Oil#2	0.0004	Gas Manufacturado	
Fuel oil#6	0.0009		0.002
Aceite de Transformadores	0.0002	Gases de escape de motores diesel	0.002
Aceitelubricante de motores	0.0002	Vapor de agua (sin contacto con cojinetes lubricados)	0.00009
Aceite de Quench	0.0007	Vapor de escape de turbinas (Contaminado con aceite de cojinetes)	0.0004
		Aire comprimido	0.0002
		Refrigerant Vapors in Frigorific Cycles	
LIQUIDOS		Condensers	0.0004
Líquidos refrigerantes	0.0002	Ammonia Vapor	0.0002
Fluidos Hidráulicos	0.0002	vapor de CO2	0.0002
Fluidos térmicos orgánicos	0.0002	Vapor de cloro	0.0004
Sales Fundidas	0.00009	Humos de combustión de carbón	0.002
Amoniaco Líquido	0.0002	Humos de combustión de gas natural	0.0009
Amoniaco Liquid (Contaminado con aceite de cojinetes)	0.0005		
Soluciones de cloruro de calcio	0.0005		

**RESISTENCIAS DE ENSUCIAMIENTO PARA CORRIENTES DEL PROCESAMIENTO DE QUIMICOS
(K.m2/W)**

LIQUIDOS		GASES Y VAPORES	
<i>Soluciones de MEA y DEA</i>	<i>0.0004</i>	<i>Gases Acidos</i>	<i>0.0004</i>
<i>Soluciones de DEG y TEG</i>	<i>0.0004</i>	<i>Vapores de Solventes</i>	<i>0.0002</i>
<i>Extracciones Laterales y Productos de Fondo de Columnas</i>	<i>0.0002</i>	<i>Productos de Tope de Columnas</i>	<i>0.0002</i>
<i>Soluciones Cáusticas</i>	<i>0.0004</i>		
<i>Aceites Vegetales</i>	<i>0.0005</i>		

RESISTENCIAS DE ENSUCIAMIENTO PARA CORRIENTES DEL PROCESAMIENTO DE GAS Y GASOLINA

LIQUIDOS		GASES Y VAPORES	
<i>Aceite Rico</i>	<i>0.0002</i>	<i>Gas Natural</i>	<i>0.0002</i> <i>a 0.0004</i>
<i>Aceite Pobre</i>	<i>0.0004</i>	<i>Productos de Tope de Columnas</i>	<i>0.0002</i>
<i>Gasolina natural y LPG</i>	<i>0.0002</i>		

RESISTENCIAS DE ENSUCIAMIENTO DE CORRIENTES DE REFINERIA

PETROLEO CRUDO

temp	0-180°C			181-200°C			281-480°C			más de 480°C		
	velocidad (m/s)			velocidad (m/s)			velocidad (m/s)			velocidad (m/s)		
	<0.60	0.60 a 1.20	> 1.20	<0.60	0.60 a 1.20	> 1.20	<0.60	0.60 a 1.20	> 1.20	<0.60	0.60 a 1.20	> 1.20
Seco	<i>0.0005</i>	<i>0.0004</i>	<i>0.0004</i>	<i>0.0005</i>	<i>0.0004</i>	<i>0.0004</i>	<i>0.0007</i>	<i>0.0005</i>	<i>0.0004</i>	<i>0.0009</i>	<i>0.0007</i>	<i>0.0005</i>
Salado	<i>0.0005</i>	<i>0.0004</i>	<i>0.0004</i>	<i>0.0009</i>	<i>0.0007</i>	<i>0.0007</i>	<i>0.001</i>	<i>0.0009</i>	<i>0.0007</i>	<i>0.0012</i>	<i>0.001</i>	

RESISTENCIAS DE ENSUCIAMIENTO PARA CORRIENTES DE REFINERIA (CONT)

UNIDADES DE DESTILACION ATMOSFERICA Y VACIO- GASES Y VAPORES		CORRIENTES DE PROCESOS DE REFORMING, HYDROCRACKING Y HIDRODESULFURIZACION	
<i>Vapores de tope columna atmosferica</i>	0.0002	<i>Carga a Reforming</i>	0.0003
<i>Nafta liviana</i>	0.0002	<i>Efluente de Reforming</i>	0.0003
<i>Vapores de tope columna de vacío</i>	0.0004	<i>Carga y Efluente del Hidrocracker (*)</i>	0.0004
		<i>Gas de reciclo</i>	0.0002
		<i>Carga y Efluente de Hydrodesulfurization</i>	0.0004
UNIDADES DE DESTILACION ATMOSFERICA Y VACIO- LIQUIDOS			
<i>Gasolina</i>	0.0004	<i>Vapores de Tope de Columnas</i>	0.0002
<i>Naphta y destilados livianos</i>	0.0005	<i>Productos líquidos más de 50° API</i>	0.0002
<i>Kerosene</i>	0.0005	<i>Productos líquidos de 30 a 50° API</i>	0.0004
<i>Gas Oil Liviano</i>	0.0005		
<i>Gas Oil Pesado</i>	0.0005to		
	0.0008		
<i>Fuel Oil Pesado</i>	0.0008to		
	0.0012		
		CORRIENTES DE UNIDADES DE PROCESAMIENTO DE LIVIANOS	
ASFALTO Y RESIDUO		<i>Vapores y Gases de Tope</i>	0.0002
<i>Fondo de Vacío</i>	0.002	<i>Productos líquidos</i>	0.0002
<i>Fondo de columna atmosférica</i>	0.0014	<i>Aceite de absorción</i>	0.0004
CORRIENTES DE LAS UNIDADES DE CRACKING Y COKING		<i>Corrientes de reboilers</i>	0.0005
<i>Vapores de Tope</i>	0.0004	<i>Corrientes de ácido de alquilación</i>	0.0004
<i>Gasoil liviano de Cracking Catalítico</i>	0.0004	CORRIENTES DEL PROCESAMIENTO DE LUBRICANTES	
<i>Gasoil pesado de cracking catalítico</i>	0.0005to	<i>Carga</i>	0.0004
	0.0007	<i>Mezcla Solvente Alimentación</i>	0.0004
<i>Gasoil liviano deCoker</i>	0.0005to	<i>Solvente</i>	0.0002
	0.0007	<i>Extracto</i>	0.0005
<i>Gasoil pesado de coker</i>	0.0007to	<i>Refinado</i>	0.0002
	0.0009	<i>Asfalto</i>	0.0009
<i>Slurry Oil de fondo (minimo4.5 ft/s)</i>	0.0005	<i>Aceite lubricante refinado</i>	0.0002
<i>Productos líquidos livianos</i>	0.0005	<i>Slurries parafínicos</i>	0.0005
HIDROTRATAMIENTO DE NAFTA			
<i>Alimentación</i>	0.0005		
<i>Efluente</i>	0.0004		
<i>Naftas</i>	0.0004		
<i>Vapores de tope</i>	0.0003		
VISBREAKER			
<i>Vapores de tope</i>	0.0005		
<i>Fondo de Visbreaker</i>	0.0020		

Apéndice 7

Coeficientes de Transferencia de Calor Típicos

VALORES APROXIMADOS DE LOS COEFICIENTES GLOBALES DE TRANSFERENCIA DE CALOR (U) EN INTERCAMBIADORES DE CASCO Y TUBOS

Los valores indicados en esta tabla no deben interpretarse como límites sino que son sólo valores guía para utilizar como una primera aproximación al diseño. Incluyen un factor de ensuciamiento total de aproximadamente $0.0005 \text{ m}^2\text{K/W}$

Applicacion	Fluido Caliente	Fluido Frío	U (W/m ² K)
simple fase	gas	gas	10-120
	gas	hidrocarburo liviano	15-200
	hidrocarburo liviano	agua	250-750
	aceite pesado	agua	350-900
	gas	agua	15-250
	water	agua	800-1600
	hidrocarburo liviano	salmuera	150-500
	hidrocarburo liviano	hidrocarburo liviano	120-350
ebullición	aceite pesado	hidrocarburo pesado	45-250
	vapor de agua	hidrocarburo liviano	450-1000
	vapor de agua	agua	2000-4000
	vapor de agua	hidrocarburo pesado	150-300
	agua	fluido refrigerante	400-800
calentadores con vapor	hidrocarburo	fluido refrigerante	150-600
	vapor de agua	hidrocarburo liviano	250-800
	vapor de agua	agua	1500-4000
	vapor de agua	gas	20-200
	vapor de agua	hidrocarburo pesado	50-450
	vapor de agua	solventes orgánicos	600-1200
condensadores refrigerados por agua	vapor de agua	agua	2000-4000
	solventes organicos a presión atmosférica	agua	550-1100
	vapor de descarga de turbinas (subatmosferico)	agua	1500-3000
	solventes orgánicos subatmosfericos con algo de inertes	agua	250-700
	compuestos orgánicos diluidos en una corriente de incondensables (subatmosferico)	agua	50-300
	hidrocarburos livianos a presión mayor a la atmosférica	agua	100-450
hidrocarburos pesados (subatmosferico)	agua	50-15-	

Valores aproximados de los coeficientes peliculares h_{i0} or h_o (W/m²K)

Simple fase		Ebullición		Condensación	
agua	1500-11000	agua	4500-11000	vapor de agua	5500-17000
gas	15-250	solventes orgánicos	500-1500	solventes orgánicos	800-2800
solventes orgánicos	350-2000	hidrocarburos livianos	850-1700	orgánicos pesados	
		orgánicos pesados	60-250	subatmosférico.	110-250
petróleo	60-700	amoníaco	1000-2000	amoníaco	2500-5000

Apéndice 8

Dimensiones de Tubos según el Standard BWG

Diámetro externo (")	BWG	Diámetro externo (m)	Diámetro interno (m)
1/2	12	0.0127	0.00716
"	14	"	0.00848
"	16	"	0.00940
"	18	"	0.01020
"	20	"	0.0109
3/4	10	0.0190	0.0127
"	11	"	0.0129
"	12	"	0.0135
"	13	"	0.0142
"	14	"	0.0148
"	15	"	0.0153
"	16	"	0.0157
"	17	"	0.0161
"	18	"	0.0165
1	8	0.0254	0.0170
"	9	"	0.0178
"	10	"	0.0185
"	11	"	0.0193
"	12	"	0.0198
"	13	"	0.0205
"	14	"	0.0211
"	15	"	0.0217
"	16	"	0.0221
"	17	"	0.0224
"	18	"	0.0229

Esta página fue deliberadamente dejada en blanco

Apéndice 9

Propiedades Físicas de Sustancias Puras

Este Apéndice incluye propiedades físicas seleccionadas de los más usuales productos químicos. En la actualidad los ingenieros de proceso trabajan con programas de simulación de procesos y la adquisición de las propiedades físicas de compuestos puros se realiza utilizando estas herramientas. Los programas de simulación también seleccionan las más apropiadas reglas de mezclado para calcular las propiedades físicas de las mezclas de multicomponentes y realizan los cálculos necesarios

En el caso particular de la industria del petróleo, donde las mezclas usualmente se caracterizan por sus curvas de destilación, el uso de software de simulación de procesos es prácticamente la única opción concebible dado que evita los tediosos cálculos que se realizaban en el pasado.

Este Apéndice se ofrece solamente como un material de soporte para la comprensión y análisis de los diferentes tópicos cubiertos por el libro y para ser usado en los ejemplos y problemas incluidos en el texto

Las propiedades físicas incluidas en éste Apéndice fueron calculados usando el Simulador Unisim de Honeywell. Dado que no son el resultado de una medición directa es probable la existencia de discrepancias menores con los datos tabulados de otras fuentes. Sin embargo los datos se consideran dentro de la precisión usualmente requerida para el diseño de los equipos de transferencia de calor.

TABLA A9-1 PROPIEDADES FISICAS DE LIQUIDOS PUROS*Calculadas con el Simulador Unisim de Honeywell. Con autorización*

		HIDROCARBUROS								
etano	Temperatura	°C	0	20						
	Presión de vapor	bar	24,01	37,87						
	Densidad	kg/m3	402	341						
	Viscosidad	cp	6,25E-02	4,78E-02						
	Conductividad Térmica	W/m.K	8,8E-02	7,2E-02						
	Calor Especifico	KJ/kg.K	4,13	7,40						
	Calor de Vaporización	KJ/kg.	299	192						
propano	Temperatura	°C	0	20	40	60	80			
	Presión de vapor	bar	4,73	8,36	13,73	21,29	31,53			
	Densidad	kg/m3	529	500	468	428	375			
	Viscosidad	cp	0,13	0,10	8,6E-02	7,0E-02	5,5E-02			
	Conductividad Térmica	W/m.K	0,11	9,8E-02	8,6E-02	7,4E-02	6,3E-02			
	Calor Especifico	KJ/kg.K	2,53	2,77	3,12	3,75	5,62			
	Calor de Vaporización	KJ/kg.	377	347	308	257	179			
isobutano	Temperatura	°C	0	20	40	60	80	100	120	
	Presión de vapor	bar	1,56	3,00	5,28	8,66	13,44	19,93	28,49	
	Densidad	kg/m3	581	557	531	502	470	430	374	
	Viscosidad	cp	0,21	0,18	0,14	0,12	9,9E-02	8,1E-02	6,4E-02	
	Conductividad Térmica	W/m.K	9,4E-02	8,7E-02	8,0E-02	7,3E-02	6,4E-02	5,3E-02	3,8E-02	
	Calor Especifico	KJ/kg.K	2,23	2,38	2,56	2,80	3,13	3,72	5,60	
	Calor de Vaporización	KJ/kg.	355	336	315	288	254	209	141	
n-butano	Temperatura	°C	0	20	40	60	80	100	120	140
	Presión de vapor	bar	1,03	2,07	3,77	6,37	10,12	15,32	22,27	31,33
	Densidad	kg/m3	601	579	555	529	500	467	426	366
	Viscosidad	cp	0,21	0,17	0,14	0,12	0,10	8,7E-02	7,2E-02	5,8E-02
	Conductividad Térmica	W/m.K	0,10	9,5E-02	8,9E-02	8,1E-02	7,3E-02	6,4E-02	5,3E-02	3,6E-02
	Calor Especifico	KJ/kg.K	2,23	2,38	2,54	2,73	2,97	3,34	4,04	6,63
	Calor de Vaporización	KJ/kg.	386	369	349	325	296	259	210	133

i-pentano	Temperatura	°C	0	20	40	60	80	100	120	140	160	180	
	Presión de vapor	bar	0,35	0,77	1,51	2,71	4,53	7,16	10,79	15,63	21,93	29,95	
	Densidad	kg/m ³	642	621	600	578	553	527	497	463	419	349	
	Viscosidad	cp	0,28	0,22	0,19	0,15	0,13	0,11	9,1E-02	7,5E-02	6,1E-02	4,6E-02	
	Conductividad Térmica	W/m.K	0,11	0,10	9,6E-02	9,0E-02	8,4E-02	7,7E-02	6,9E-02	6,0E-02	4,8E-02	2,9E-02	
	Calor Específico	KJ/kg.K	2,06	2,18	2,32	2,46	2,62	2,80	3,05	3,43	4,20	8,52	
	Calor de Vaporización	KJ/kg.	359	347	333	317	298	276	249	215	168	89	
n-pentano	Temperatura	°C	0	20	40	60	80	100	120	140	160	180	
	Presión de vapor	bar	0,24	0,56	1,15	2,13	3,67	5,92	9,09	13,39	19,05	26,34	
	Densidad	kg/m ³	645	626	605	583	560	535	508	476	438	385	
	Viscosidad	cp	0,28	0,23	0,19	0,17	0,14	0,12	0,11	9,1E-02	7,8E-02	6,4E-02	
	Conductividad Térmica	W/m.K	0,11	0,11	0,10	9,5E-02	8,9E-02	8,2E-02	7,4E-02	6,6E-02	5,5E-02	4,0E-02	
	Calor Específico	KJ/kg.K	2,12	2,24	2,36	2,49	2,64	2,81	3,03	3,33	3,88	5,47	
	Calor de Vaporización	KJ/kg.	383	370	356	340	322	301	275	242	200	138	
n-hexano	Temperatura	°C	0	20	40	60	80	100	120	140	160	180	200
	Presión de vapor	bar	0,06	0,16	0,37	0,76	1,41	2,44	3,97	6,13	9,09	13,02	18,10
	Densidad	kg/m ³	680	662	643	623	603	582	559	534	506	475	436
	Viscosidad	cp	0,38	0,31	0,26	0,22	0,19	0,16	0,14	0,12	0,10	8,8E-02	7,5E-02
	Conductividad Térmica	W/m.K	0,12	0,12	0,11	0,10	9,9E-02	9,3E-02	8,7E-02	8,0E-02	7,3E-02	6,4E-02	5,3E-02
	Calor Específico	KJ/kg.K	2,04	2,15	2,26	2,37	2,49	2,62	2,76	2,93	3,14	3,44	3,98
	Calor de Vaporización	KJ/kg.	377	366	355	342	329	314	296	275	251	220	180
n-heptano	Temperatura	°C	0	20	40	60	80	100	120	140	160	180	200
	Presión de vapor	bar	0,016	0,049	0,13	0,28	0,57	1,06	1,83	2,98	4,61	6,86	9,84
	Densidad	kg/m ³	699	682	665	647	628	609	589	567	544	519	490
	Viscosidad	cp	0,52	0,41	0,33	0,28	0,23	0,20	0,17	0,14	0,12	0,11	9,1E-02
	Conductividad Térmica	W/m.K	0,13	0,12	0,12	0,11	0,11	0,10	9,5E-02	9,0E-02	8,3E-02	7,6E-02	6,9E-02
	Calor Específico	KJ/kg.K	2,00	2,10	2,21	2,31	2,42	2,53	2,65	2,78	2,92	3,09	3,31
	Calor de Vaporización	KJ/kg.	371	362	352	341	330	317	304	288	270	249	224

n-octano	Temperatura	°C	0	20	40	60	80	100	120	140	160	180	200
	Presión de vapor	bar	4,22E-03	1,47E-02	4,26E-02	0,11	0,23	0,47	0,86	1,48	2,41	3,73	5,55
	Densidad	kg/m ³	720	704	687	670	653	635	616	596	575	553	529
	Viscosidad	cp	0,71	0,55	0,43	0,35	0,29	0,24	0,21	0,18	0,15	0,13	0,11
	Conductividad Térmica	W/m.K	0,13	0,13	0,12	0,12	0,11	0,11	0,10	9,7E-02	9,1E-02	8,5E-02	7,8E-02
	Calor Específico	KJ/kg.K	1,98	2,09	2,19	2,29	2,40	2,50	2,61	2,72	2,84	2,98	3,13
	Calor de Vaporización	KJ/kg.	368	359	350	340	330	319	308	295	281	265	246
	n-nonano	Temperatura	°C	0	20	40	60	80	100	120	140	160	180
Presión de vapor		bar	1,16E-03	4,62E-03	1,50E-02	4,14E-02	9,94E-02	0,21	0,42	0,76	1,29	2,08	3,21
Densidad		kg/m ³	736	721	705	689	672	655	637	618	599	579	557
Viscosidad		cp	0,94	0,71	0,56	0,45	0,37	0,31	0,26	0,22	0,19	0,17	0,14
Conductividad Térmica		W/m.K	0,14	0,13	0,13	0,12	0,12	0,11	0,11	0,10	9,7E-02	9,2E-02	8,6E-02
Calor Específico		KJ/kg.K	1,97	2,07	2,16	2,26	2,36	2,45	2,55	2,65	2,75	2,87	2,99
Calor de Vaporización		KJ/kg.	364	355	346	337	328	318	308	297	285	272	257
n-decano		Temperatura	°C	0	20	40	60	80	100	120	140	160	180
	Presión de vapor	bar	3,25E-04	1,48E-03	5,39E-03	1,64E-02	4,28E-02	9,89E-02	0,21	0,40	0,71	1,18	1,89
	Densidad	kg/m ³	746	731	716	700	684	668	651	633	615	596	576
	Viscosidad	cp	1,23	0,91	0,70	0,55	0,45	0,37	0,31	0,26	0,23	0,20	0,17
	Conductividad Térmica	W/m.K	0,14	0,13	0,13	0,12	0,12	0,11	0,11	0,10	9,9E-02	9,4E-02	8,8E-02
	Calor Específico	KJ/kg.K	1,96	2,05	2,15	2,24	2,33	2,42	2,52	2,61	2,71	2,81	2,91
	Calor de Vaporización	KJ/kg.	359	351	342	334	325	316	307	297	286	275	262
	benceno	Temperatura	°C	0	20	40	60	80	100	120	140	160	180
Presión de vapor		bar	3,87E-02	0,11	0,25	0,53	1,01	1,79	2,97	4,67	7,04	10,22	14,36
Densidad		kg/m ³	899	877	856	834	811	787	763	737	710	681	650
Viscosidad		cp	0,88	0,65	0,50	0,39	0,31	0,25	0,21	0,17	0,14	0,12	0,09
Conductividad Térmica		W/m.K	0,14	0,13	0,13	0,12	0,12	0,11	0,11	1,0E-01	9,4E-02	8,7E-02	8,0E-02
Calor Específico		KJ/kg.	1,41	1,50	1,59	1,68	1,77	1,87	1,97	2,07	2,19	2,33	2,50
Calor de Vaporización		KJ/kg.	432	422	412	402	391	378	365	349	332	312	288

tolueno	Temperatura	°C	0	20	40	60	80	100	120	140	160	180	200
	Presión de vapor	bar	1,02E-02	3,16E-02	8,32E-02	0,19	0,40	0,75	1,32	2,19	3,44	5,18	7,52
	Densidad	kg/m ³	887	869	850	831	812	792	771	749	726	702	676
	Viscosidad	cp	0,75	0,58	0,46	0,38	0,31	0,26	0,22	0,19	0,17	0,14	0,12
	Conductividad Térmica	W/m.K	0,14	0,14	0,13	0,13	0,12	0,12	0,11	0,11	0,10	9,5E-02	8,9E-02
	Calor Específico	KJ/kg.K	1,45	1,54	1,63	1,71	1,80	1,89	1,98	2,07	2,17	2,28	2,40
	Calor de Vaporización	KJ/kg.	412	404	395	386	376	366	355	342	329	313	296
	o-xileno	Temperatura	°C	0	20	40	60	80	100	120	140	160	180
Presión de vapor		bar	2,07E-03	7,50E-03	2,26E-02	5,84E-02	0,13	0,28	0,52	0,92	1,53	2,42	3,67
Densidad		kg/m ³	898	882	864	847	829	811	792	772	752	731	709
Viscosidad		cp	1,08	0,81	0,63	0,50	0,41	0,34	0,29	0,24	0,21	0,18	0,15
Conductividad Térmica		W/m.K	0,15	0,14	0,14	0,14	0,13	0,13	0,12	0,12	0,11	0,11	0,10
Calor Específico		KJ/kg.K	1,57	1,65	1,72	1,80	1,88	1,95	2,03	2,11	2,20	2,28	2,37
Calor de Vaporización		KJ/kg.	408	399	391	383	374	365	356	346	335	323	310
m-xileno		Temperatura	°C	0	20	40	60	80	100	120	140	160	180
	Presión de vapor	bar	2,37E-03	8,59E-03	2,58E-02	6,65E-02	0,15	0,31	0,59	1,03	1,72	2,71	4,09
	Densidad	kg/m ³	883	866	848	831	812	793	774	754	733	711	688
	Viscosidad	cp	0,79	0,62	0,50	0,41	0,34	0,29	0,24	0,21	0,18	0,16	0,14
	Conductividad Térmica	W/m.K	0,15	0,14	0,14	0,13	0,13	0,12	0,12	0,11	0,11	0,10	9,6E-02
	Calor Específico	KJ/kg.K	1,53	1,61	1,69	1,77	1,86	1,94	2,02	2,11	2,20	2,29	2,39
	Calor de Vaporización	KJ/kg.	407	399	390	381	372	363	353	342	330	317	303
	p-xileno	Temperatura	°C	0	20	40	60	80	100	120	140	160	180
Presión de vapor		bar	2,41E-03	8,72E-03	2,61E-02	6,72E-02	0,15	0,31	0,59	1,04	1,72	2,72	4,10
Densidad		kg/m ³	879	862	845	827	809	790	771	751	730	708	685
Viscosidad		cp	0,83	0,64	0,51	0,42	0,34	0,29	0,25	0,21	0,18	0,16	0,14
Conductividad Térmica		W/m.K	0,15	0,14	0,14	0,13	0,13	0,12	0,12	0,11	0,11	0,10	9,6E-02
Calor Específico		KJ/kg.K	1,53	1,61	1,69	1,77	1,84	1,92	2,01	2,09	2,18	2,27	2,37
Calor de Vaporización		KJ/kg.	407	398	389	380	371	362	352	341	329	316	302

estireno	Temperatura	°C	0	20	40	60	80	100	120	140	160	180	200
	Presión de vapor	bar	1,89E-03	6,89E-03	2,09E-02	5,42E-02	0,12	0,26	0,49	0,87	1,45	2,31	3,50
	Densidad	kg/m3	922	905	888	870	852	834	815	795	775	753	731
	Viscosidad	cp	1,04	0,77	0,59	0,47	0,38	0,31	0,26	0,22	0,18	0,16	0,13
	Conductividad Térmica	W/m.K	0,15	0,15	0,14	0,14	0,13	0,13	0,12	0,12	0,11	0,11	0,10
	Calor Específico	KJ/kg.K	1,57	1,62	1,67	1,73	1,79	1,86	1,93	2,00	2,07	2,16	2,24
	Calor de Vaporización	KJ/kg.	418	410	401	393	384	375	366	356	345	333	320

COMPUESTOS ORGANICOS MISCELANEOS

Acetaldehido	Temperatura	°C	0	20	40	60	80	100	120	140			
	Presión de vapor	bar	0,44	1,00	2,04	3,80	6,58	10,72	16,62	24,70			
	Densidad	kg/m3	798	772	746	718	688	655	618	576			
	Viscosidad	cp	0,28	0,22	0,18	0,14	0,12	0,09	0,07	0,05			
	Conductividad Térmica	W/m.K	0,18	0,17	0,16	0,15	0,13	0,12	0,11	0,094			
	Calor Específico	KJ/kg.K	2,20	2,27	2,35	2,45	2,57	2,73	2,94	3,28			
	Calor de Vaporización	KJ/kg.	606	585	564	542	518	494	466	434			
Acido Fórmico	Temperatura	°C	0	20	40	60	80	100	120	140	160	180	200
	Presión de vapor	bar	0,01	0,04	0,11	0,26	0,53	1,00	1,75	2,91	4,61	7,00	10,28
	Densidad	kg/m3	1241	1212	1183	1154	1123	1092	1059	1025	989	950	909
	Viscosidad	cp	2,46	1,60	1,11	0,81	0,62	0,48	0,38	0,31	0,25	0,21	0,17
	Conductividad Térmica	W/m.K	0,20	0,20	0,19	0,18	0,17	0,16	0,15	0,15	0,14	0,13	0,12
	Calor Específico	KJ/kg.K	1,45	1,48	1,50	1,53	1,55	1,58	1,62	1,66	1,71	1,78	1,87
	Calor de Vaporización	KJ/kg.	528	517	507	498	488	479	470	461	451	441	430
Acetona	Temperatura	°C	0	20	40	60	80	100	120	140	160	180	200
	Presión de vapor	bar	0,09	0,25	0,57	1,16	2,15	3,72	6,05	9,36	13,88	19,90	27,72
	Densidad	kg/m3	807	785	763	740	716	690	663	633	601	563	518
	Viscosidad	cp	0,40	0,32	0,26	0,22	0,18	0,16	0,13	0,11	0,10	0,08	0,07
	Conductividad Térmica	W/m.K	0,17	0,16	0,15	0,14	0,13	0,13	0,12	0,11	0,10	0,08	0,07
	Calor Específico	KJ/kg.K	2,04	2,10	2,18	2,25	2,34	2,43	2,54	2,68	2,86	3,11	3,54
	Calor de Vaporización	KJ/kg.	550	533	516	498	481	463	443	423	401	375	344

Acido Acético	Temperatura	°C	0	20	40	60	80	100	120	140	160	180	200
	Presión de vapor	bar	0,00	0,02	0,05	0,12	0,27	0,57	1,08	1,93	3,25	5,21	8,02
	Densidad	kg/m ³	1089	1066	1042	1018	993	968	942	914	886	855	823
	Viscosidad	cp	1,72	1,22	0,90	0,70	0,55	0,44	0,37	0,30	0,26	0,22	0,18
	Conductividad Térmica	W/m.K	0,18	0,18	0,17	0,16	0,16	0,15	0,14	0,13	0,13	0,12	0,11
	Calor Específico	KJ/kg.K	1,46	1,50	1,55	1,59	1,63	1,68	1,73	1,77	1,83	1,89	1,96
	Calor de Vaporización	KJ/kg.	435	426	418	410	403	395	388	380	372	364	356
Acetato de Etilo	Temperatura	°C	0	20	40	60	80	100	120	140	160	180	200
	Presión de vapor	bar	0,03	0,10	0,25	0,56	1,12	2,04	3,47	5,57	8,51	12,48	17,72
	Densidad	kg/m ³	920	896	872	847	821	793	764	734	700	662	619
	Viscosidad	cp	0,56	0,44	0,36	0,30	0,25	0,21	0,18	0,15	0,13	0,11	0,09
	Conductividad Térmica	W/m.K	0,16	0,15	0,14	0,14	0,13	0,12	0,12	0,11	0,10	0,09	0,08
	Calor Específico	KJ/kg.K	1,85	1,92	1,98	2,06	2,13	2,21	2,30	2,40	2,53	2,68	2,91
	Calor de Vaporización	KJ/kg.	418	405	391	378	364	350	335	320	303	285	264
Tetracloruro de Carbono	Temperatura	°C	0	20	40	60	80	100	120	140	160	180	200
	Presión de vapor	bar	0,04	0,12	0,29	0,59	1,12	1,96	3,20	4,96	7,36	10,52	14,60
	Densidad	kg/m ³	1624	1588	1551	1513	1474	1433	1390	1345	1296	1244	1186
	Viscosidad	cp	1,13	0,89	0,72	0,59	0,50	0,42	0,36	0,31	0,27	0,24	0,21
	Conductividad Térmica	W/m.K	0,11	0,10	0,10	0,09	0,09	0,08	0,08	0,07	0,07	0,06	0,06
	Calor Específico	KJ/kg.K	0,81	0,82	0,83	0,84	0,86	0,87	0,89	0,91	0,93	0,97	1,01
	Calor de Vaporización	KJ/kg.	216	211	205	200	194	189	183	177	171	164	157
Cloruro de Etilo	Temperatura	°C	0	20	40	60	80	100	120				
	Presión de vapor	bar	0,62	1,34	2,61	4,63	7,66	11,97	17,84				
	Densidad	kg/m ³	944	915	884	851	816	777	734				
	Viscosidad	cp	0,31	0,26	0,22	0,19	0,16	0,14	0,12				
	Conductividad Térmica	W/m.K	0,14	0,13	0,13	0,12	0,11	0,10	0,09				
	Calor Específico	KJ/kg.K	1,55	1,60	1,67	1,74	1,83	1,95	2,10				
	Calor de Vaporización	KJ/kg.	391	378	365	351	337	322	305				

Fenol	Temperatura	°C	0	20	40	60	80	100	120	140	160	180	200
	Presión de vapor	bar	1,02E-04	5,07E-04	2,05E-03	7,02E-03	2,09E-02	5,53E-02	0,13	0,28	0,54	0,97	1,64
	Densidad	kg/m ³	1101	1083	1064	1045	1025	1006	986	965	944	922	900
	Viscosidad	cp	6,91	4,24	2,70	1,85	1,33	1,00	0,78	0,62	0,50	0,41	0,34
	Conductividad Térmica	W/m.K	0,15	0,15	0,15	0,14	0,14	0,13	0,13	0,12	0,12	0,11	0,11
	Calor Específico	KJ/kg.K	1,73	1,80	1,87	1,93	1,99	2,06	2,12	2,18	2,25	2,31	2,37
	Calor de Vaporización	KJ/kg.	613	598	584	570	556	542	528	514	500	486	472
Clorobenceno	Temperatura	°C	0	20	40	60	80	100	120	140	160	180	200
	Presión de vapor	bar	0,00	0,01	0,04	0,09	0,20	0,40	0,73	1,26	2,05	3,18	4,72
	Densidad	kg/m ³	1122	1101	1080	1059	1037	1015	991	967	943	917	890
	Viscosidad	cp	1,29	0,98	0,77	0,62	0,51	0,43	0,36	0,31	0,27	0,23	0,20
	Conductividad Térmica	W/m.K	0,13	0,13	0,12	0,12	0,12	0,11	0,11	0,10	0,10	0,09	0,09
	Calor Específico	KJ/kg.K	1,25	1,31	1,36	1,41	1,46	1,52	1,57	1,62	1,68	1,73	1,79
	Calor de Vaporización	KJ/kg.	384	375	366	357	348	339	330	321	312	303	293
Anilina	Temperatura	°C	0	20	40	60	80	100	120	140	160	180	200
	Presión de vapor	bar	0,00	0,00	0,00	0,01	0,03	0,06	0,14	0,28	0,52	0,91	1,52
	Densidad	kg/m ³	1042	1025	1008	990	972	954	935	916	897	877	856
	Viscosidad	cp	7,74	4,50	2,69	1,76	1,23	0,89	0,68	0,52	0,41	0,33	0,27
	Conductividad Térmica	W/m.K	0,15	0,15	0,15	0,14	0,14	0,13	0,13	0,13	0,12	0,12	0,11
	Calor Específico	KJ/kg.K	1,68	1,76	1,83	1,90	1,97	2,04	2,10	2,17	2,24	2,30	2,37
	Calor de Vaporización	KJ/kg.	560	547	535	523	511	500	488	476	464	452	440

TABLA A9-2 PROPIEDADES FÍSICAS DE GASES
 Calculadas con el Simulador Unisim de Honeywell. Con autorización

metano	Temperatura	°C	0	25	50	75	100	125	150	175	200	225	250
	viscosidad	cp	0,010	0,011	0,012	0,013	0,014	0,014	0,015	0,016	0,016	0,017	0,018
	conductividad térmica	W/m.K	0,03	0,03	0,04	0,04	0,05	0,05	0,05	0,06	0,06	0,07	0,07
	calor específico	J/kg.K	2,19	2,25	2,31	2,38	2,45	2,53	2,61	2,70	2,79	2,88	2,97
etano	Temperatura	°C	0	25	50	75	100	125	150	175	200	225	250
	viscosidad	cp	0,009	0,009	0,010	0,011	0,012	0,013	0,013	0,014	0,015	0,016	0,016
	conductividad térmica	W/m.K	0,019	0,021	0,024	0,027	0,030	0,034	0,037	0,041	0,044	0,048	0,052
	calor específico	J/kg.K	1,68	1,77	1,86	1,96	2,06	2,16	2,27	2,37	2,47	2,58	2,68
propano	Temperatura	°C	0	25	50	75	100	125	150	175	200	225	250
	viscosidad	cp	0,007	0,008	0,009	0,010	0,010	0,011	0,012	0,012	0,013	0,014	0,015
	conductividad térmica	W/m.K	0,015	0,018	0,020	0,023	0,026	0,029	0,032	0,035	0,038	0,042	0,045
	calor específico	J/kg.K	1,60	1,71	1,82	1,92	2,02	2,13	2,23	2,33	2,43	2,52	2,62
i-butano	Temperatura	°C	0	25	50	75	100	125	150	175	200	225	250
	viscosidad	cp	0,007	0,007	0,008	0,009	0,009	0,010	0,011	0,011	0,012	0,013	0,014
	conductividad térmica	W/m.K	0,013	0,016	0,018	0,021	0,023	0,026	0,029	0,032	0,035	0,038	0,041
	calor específico	J/kg.K	1,57	1,69	1,81	1,92	2,03	2,14	2,25	2,35	2,45	2,55	2,65
n-butano	Temperatura	°C	0	25	50	75	100	125	150	175	200	225	250
	viscosidad	cp	0,007	0,007	0,008	0,009	0,009	0,010	0,010	0,011	0,012	0,013	0,013
	conductividad térmica	W/m.K	0,013	0,016	0,018	0,020	0,023	0,026	0,029	0,032	0,035	0,038	0,041
	calor específico	J/kg.K	1,58	1,70	1,82	1,93	2,04	2,14	2,25	2,35	2,44	2,54	2,63
acetileno	Temperatura	°C	0	25	50	75	100	125	150	175	200	225	250
	viscosidad	cp	0,009	0,010	0,011	0,012	0,013	0,014	0,014	0,015	0,016	0,017	0,018
	conductividad térmica	W/m.K	0,021	0,023	0,026	0,028	0,031	0,033	0,036	0,038	0,041	0,043	0,046
	calor específico	J/kg.K	1,70	1,75	1,80	1,84	1,88	1,92	1,96	2,00	2,04	2,07	2,11

hidrogeno	Temperatura	°C	0	25	50	75	100	125	150	175	200	225	250
	viscosidad	cp	0,008	0,009	0,009	0,010	0,011	0,011	0,012	0,013	0,013	0,014	0,014
	conductividad térmica	W/m.K	0,163	0,175	0,186	0,197	0,208	0,218	0,229	0,238	0,248	0,257	0,267
	calor específico	J/kg.K	14,08	14,10	14,13	14,16	14,19	14,22	14,25	14,28	14,32	14,35	14,38
oxigeno	Temperatura	°C	0	25	50	75	100	125	150	175	200	225	250
	viscosidad	cp	0,019	0,021	0,022	0,024	0,025	0,026	0,027	0,028	0,030	0,031	0,032
	conductividad térmica	W/m.K	0,024	0,026	0,028	0,030	0,032	0,034	0,036	0,037	0,039	0,041	0,043
	calor específico	J/kg.K	0,91	0,91	0,92	0,93	0,94	0,94	0,95	0,96	0,97	0,97	0,98
nitrogeno	Temperatura	°C	0	25	50	75	100	125	150	175	200	225	250
	viscosidad	cp	0,017	0,018	0,019	0,021	0,022	0,023	0,024	0,025	0,026	0,026	0,027
	conductividad térmica	W/m.K	0,024	0,026	0,028	0,029	0,031	0,032	0,034	0,036	0,037	0,039	0,040
	calor específico	J/kg.K	1,04	1,04	1,05	1,05	1,06	1,06	1,06	1,07	1,07	1,08	1,08
argon	Temperatura	°C	0	25	50	75	100	125	150	175	200	225	250
	viscosidad	cp	0,022	0,023	0,025	0,026	0,027	0,029	0,030	0,031	0,033	0,034	0,035
	conductividad térmica	W/m.K	0,017	0,018	0,019	0,020	0,021	0,022	0,023	0,025	0,025	0,026	0,027
	calor específico	J/kg.K	0,52	0,52	0,52	0,52	0,52	0,52	0,52	0,52	0,52	0,52	0,52
helio	Temperatura	°C	0	25	50	75	100	125	150	175	200	225	250
	viscosidad	cp	0,019	0,021	0,023	0,027	0,032	0,037	0,045	0,054	0,065	0,078	0,093
	conductividad térmica	W/m.K	0,113	0,120	0,126	0,132	0,138	0,144	0,150	0,156	0,161	0,167	0,172
	calor específico	J/kg.K	5,20	5,20	5,20	5,20	5,20	5,20	5,20	5,20	5,20	5,20	5,20
NH3	Temperatura	°C	0,00	25,00	50,00	75,00	100,00	125,00	150,00	175,00	200,00	225,00	250,00
	viscosidad	cp	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,02
	conductividad térmica	W/m.K	0,02	0,03	0,03	0,03	0,04	0,04	0,04	0,05	0,05	0,05	0,06
	calor específico	J/kg.K	2,08	2,11	2,15	2,18	2,22	2,26	2,30	2,34	2,39	2,44	2,48

CO2	Temperatura	°C	0	25	50	75	100	125	150	175	200	225	250
	viscosidad	cp	0,013	0,015	0,016	0,017	0,019	0,020	0,022	0,023	0,024	0,026	0,027
	conductividad térmica	W/m.K	0,015	0,017	0,019	0,021	0,023	0,025	0,027	0,029	0,031	0,033	0,035
	calor específico	J/kg.K	0,86	0,87	0,89	0,91	0,93	0,94	0,96	0,97	0,99	1,00	1,02
CO	Temperatura	°C	0	25	50	75	100	125	150	175	200	225	250
	viscosidad	cp	0,017	0,018	0,019	0,020	0,021	0,022	0,023	0,024	0,025	0,026	0,027
	conductividad térmica	W/m.K	0,024	0,025	0,027	0,028	0,030	0,032	0,033	0,035	0,036	0,038	0,039
	calor específico	J/kg.K	1,04	1,04	1,04	1,04	1,05	1,05	1,05	1,06	1,06	1,07	1,07
SO2	Temperatura	°C	0	25	50	75	100	125	150	175	200	225	250
	viscosidad	cp	0,011	0,012	0,013	0,014	0,015	0,016	0,017	0,019	0,020	0,021	0,022
	conductividad térmica	W/m.K	0,009	0,010	0,012	0,013	0,014	0,015	0,016	0,017	0,019	0,020	0,021
	calor específico	J/kg.K	0,61	0,63	0,64	0,66	0,67	0,68	0,70	0,71	0,72	0,73	0,74
SO3	Temperatura	°C	0	25	50	75	100	125	150	175	200	225	250
	viscosidad	cp	15,799	6,142	0,012	0,013	0,014	0,015	0,016	0,017	0,018	0,020	0,021
	conductividad térmica	W/m.K	0,139	0,131	0,011	0,012	0,014	0,015	0,016	0,018	0,019	0,020	0,022
	calor específico	J/kg.K	1,36	1,40	0,67	0,69	0,71	0,73	0,75	0,77	0,79	0,81	0,82
SH2	Temperatura	°C	0	25	50	75	100	125	150	175	200	225	250
	viscosidad	cp	0,011	0,012	0,013	0,014	0,015	0,016	0,017	0,018	0,019	0,020	0,021
	conductividad térmica	W/m.K	0,015	0,016	0,018	0,020	0,021	0,023	0,024	0,026	0,027	0,029	0,030
	calor específico	J/kg.K	1,01	1,01	1,02	1,03	1,04	1,05	1,06	1,07	1,08	1,09	1,11
HCN	Temperatura	°C	0	25	50	75	100	125	150	175	200	225	250
	viscosidad	cp	0,232	0,207	0,006	0,006	0,007	0,007	0,008	0,008	0,009	0,010	0,010
	conductividad térmica	W/m.K	0,230	0,213	0,014	0,016	0,017	0,018	0,020	0,021	0,023	0,024	0,026
	calor específico	J/kg.K	3,26	3,37	1,39	1,42	1,45	1,47	1,50	1,52	1,54	1,56	1,59

TABLA A9-3 PROPIEDADES FISICAS DE SOLUCIONES DE AMINAS Y GLICOLES
Calculadas con el Simulador Unisim de Honeywell. Con autorización

Mono Etanol Amina 20%/w/w	Temperatura	°C	20	30	40	50	60	70	80	90	100	120	130
	Densidad	kg/m3	1004	1002	999	995	991	986	980	974	968	953	946
	Viscosidad	cp	0,69	0,66	0,64	0,61	0,59	0,56	0,54	3,26	2,74	0,45	0,43
	Conductividad Térmica	W/m.K	0,52	0,53	0,54	0,55	0,56	0,57	0,58	0,58	0,59	0,59	0,59
	Calor Específico	KJ/kg.K	3,85	3,90	3,95	4,00	4,05	4,11	4,16	4,21	4,26	4,36	4,41
Mono Etanol Amina 30%/w/w	Temperatura	°C	20	30	40	50	60	70	80	90	100	120	130
	Densidad	kg/m3	1007	1005	1002	999	995	990	985	979	973	959	951
	Viscosidad	cp	0,72	0,69	0,66	0,64	0,61	0,59	4,02	3,26	0,51	0,46	0,44
	Conductividad Térmica	W/m.K	0,48	0,49	0,50	0,51	0,52	0,52	0,53	0,54	0,54	0,55	0,55
	Calor Específico	KJ/kg.K	3,72	3,77	3,82	3,87	3,92	3,97	4,02	4,06	4,11	4,21	4,26
Di Etanol Amina 20%/w/w	Temperatura	°C	20	30	40	50	60	70	80	90	100	120	130
	Densidad	kg/m3	1022	1019	1015	1011	1005	1000	993	986	979	962	954
	Viscosidad	cp	436,04	0,68	0,65	0,63	0,60	0,58	0,55	0,53	0,51	0,46	0,44
	Conductividad Térmica	W/m.K	0,50	0,51	0,53	0,54	0,55	0,55	0,56	0,57	0,57	0,58	0,58
	Calor Específico	KJ/kg.K	3,78	3,83	3,89	3,94	3,99	4,04	4,09	4,14	4,19	4,30	4,35
Di Etanol Amina 30%/w/w	Temperatura	°C	20	30	40	50	60	70	80	90	100	120	130
	Densidad	kg/m3	1034	1031	1027	1022	1017	1010	1004	996	989	972	963
	Viscosidad	cp	436,04	205,42	0,70	58,16	0,64	0,61	0,59	0,56	0,54	0,49	0,47
	Conductividad Térmica	W/m.K	0,45	0,46	0,47	0,48	0,49	0,50	0,51	0,51	0,52	0,52	0,53
	Calor Específico	KJ/kg.K	3,62	3,67	3,72	3,77	3,82	3,87	3,92	3,97	4,02	4,11	4,16
Di Etanol Amina 40%/w/w	Temperatura	°C	20	30	40	50	60	70	80	90	100	120	130
	Densidad	kg/m3	1046	1043	1039	1034	1028	1021	1014	1007	999	982	972
	Viscosidad	cp	436,04	205,42	105,35	0,71	0,69	0,66	0,63	0,60	0,57	0,52	2,89
	Conductividad Térmica	W/m.K	0,40	0,41	0,42	0,43	0,44	0,45	0,46	0,47	0,47	0,48	0,48
	Calor Específico	KJ/kg.K	3,46	3,51	3,56	3,61	3,65	3,70	3,75	3,79	3,84	3,93	3,97

Metil di Etanol Amine (MDEA) 30%w/w	Temperatura	°C	20	30	40	50	60	70	80	90	100	120	130
	Densidad	kg/m ³	1026	1022	1018	1012	1006	999	991	983	975	957	947
	Viscosidad	cp	0,77	0,74	0,71	0,68	0,65	0,96	0,60	0,57	0,54	0,50	0,47
	Conductividad Térmica	W/m.K	0,42	0,44	0,45	0,46	0,47	0,48	0,48	0,49	0,49	0,50	0,50
	Calor Específico	KJ/kg.K	3,61	3,67	3,72	3,78	3,83	3,89	3,95	4,00	4,06	4,18	4,24
Metil di Etanol Amine (MDEA) 40%w/w	Temperatura	°C	20	30	40	50	60	70	80	90	100	120	130
	Densidad	kg/m ³	1036	1031	1026	1020	1013	1006	998	989	980	961	951
	Viscosidad	cp	6,50	0,79	0,76	0,73	1,73	0,67	0,64	0,61	0,59	0,53	0,51
	Conductividad Térmica	W/m.K	0,37	0,38	0,39	0,40	0,41	0,42	0,43	0,43	0,44	0,45	0,45
	Calor Específico	KJ/kg.K	3,45	3,50	3,56	3,61	3,67	3,72	3,78	3,84	3,90	4,02	4,08
Etilen glicol 50% w/w	Temperatura	°C	20	30	40	50	60	70	80	90	100	120	130
	Densidad	kg/m ³	1075	1067	1059	1051	1042	1034	1026	1017	1008	990	981
	Viscosidad	cp	3,63	2,79	2,20	1,78	1,45	1,21	1,02	0,87	0,74	0,57	0,50
	Conductividad Térmica	W/m.K	0,52	0,53	0,53	0,54	0,54	0,55	0,55	0,55	0,55	0,55	0,55
	Calor Específico	KJ/kg.K	3,40	3,43	3,46	3,48	3,50	3,52	3,55	3,57	3,60	3,67	3,72
Etilen Glicol 80% w/w	Temperatura	°C	20	30	40	50	60	70	80	90	100	120	130
	Densidad	kg/m ³	1105	1098	1090	1082	1074	1066	1058	1050	1042	1024	1016
	Viscosidad	cp	10,89	7,96	5,74	4,29	3,30	2,60	2,09	1,71	1,42	1,02	0,88
	Conductividad Térmica	W/m.K	0,41	0,41	0,41	0,41	0,41	0,41	0,41	0,40	0,40	0,39	0,39
	Calor Específico	KJ/kg.K	2,91	2,96	3,00	3,04	3,08	3,12	3,16	3,20	3,25	3,34	3,39

TABLA A9-4 PROPIEDADES DE LIQUIDOS A BAJAS TEMPERATURAS
Calculadas con el Simulador Unisim de Honeywell. Con autorización

Etilen Glicol 80%w/w	Temperatura	°C	-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	5	10	15	20
	Densidad	kg/m ³	1143	1139	1135	1132	1128	1124	1121	1117	1113	1109	1105
	Viscosidad	cp	66,57	51,19	40,35	32,50	26,66	22,23	18,80	16,10	13,93	12,18	10,73
	Conduct. Térmica	W/m.K	0,40	0,40	0,41	0,41	0,41	0,41	0,41	0,41	0,41	0,41	0,41
	Calor Especifico	KJ/kg.K	2,72	2,74	2,76	2,77	2,79	2,81	2,83	2,84	2,86	2,89	2,91
	Etilen glicol 50% w/w	Temperatura	°C	-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	5	10	15
Densidad		kg/m ³	1113	1109	1105	1101	1098	1094	1090	1086	1082	1078	1075
Viscosidad		cp	16,93	14,40	12,40	10,79	9,47	7,79	6,50	5,48	4,68	4,02	3,49
Conduct. Térmica		W/m.K	0,47	0,47	0,48	0,48	0,49	0,50	0,50	0,51	0,51	0,51	0,52
Calor Especifico		KJ/kg.K	3,27	3,28	3,29	3,30	3,32	3,33	3,34	3,32	3,35	3,38	3,40
Tri Etilen glicol 50% w/w		Temperatura	°C	-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	5	10	15
	Densidad	kg/m ³	1138	1134	1130	1126	1122	1117	1113	1109	1105	1100	1096
	Viscosidad	cp	21,18	18,03	15,53	13,53	11,89	10,54	8,89	7,50	6,39	5,50	4,78
	Conduct. Térmica	W/m.K	0,48	0,49	0,50	0,51	0,52	0,52	0,53	0,54	0,54	0,55	0,55
	Calor Especifico	KJ/kg.K	3,16	3,17	3,18	3,19	3,21	3,22	3,22	3,21	3,23	3,26	3,28
	Amoniaco	Temperatura	°C	-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	5	10	15
Presión de vapor		bar	1,17	1,49	1,87	2,33	2,87	3,50	4,24	5,10	6,08	7,21	8,49
Densidad		kg/m ³	670	663	657	651	645	639	632	626	619	612	605
Viscosidad		cp	0,24	0,22	0,21	0,20	0,19	0,18	0,17	0,16	0,15	0,14	0,13
Conduct. Térmica		W/m.K	0,61	0,59	0,58	0,57	0,56	0,55	0,54	0,53	0,51	0,50	0,49
Calor Especifico		KJ/kg.K	4,47	4,50	4,54	4,57	4,61	4,66	4,70	4,76	4,81	4,88	4,94
Propano	Temperatura	°C	-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	5	10	15	20
	Presión de vapor	bar	1,68	2,03	2,44	2,91	3,44	4,05	4,73	5,50	6,35	7,30	8,36
	Densidad	kg/m ³	567	561	555	549	542	536	529	522	515	508	500
	Viscosidad	cp	0,17	0,16	0,16	0,15	0,14	0,13	0,13	0,12	0,12	0,11	0,10
	Conduct. Térmica	W/m.K	0,13	0,12	0,12	0,12	0,12	0,11	0,11	0,11	0,10	0,10	0,10
	Calor Especifico	KJ/kg.K	2,27	2,31	2,35	2,39	2,44	2,48	2,53	2,59	2,64	2,70	2,77

TABLA A-9-5- Propiedades Físicas y equilibrio Líquido -Vapor para el Agua
 Calculadas con el Simulador Unisim de Honeywell' Paquete de Propiedades ASME Steam . Con autorización

Temp	Presión	Propiedades del Líquido							Propiedades del Vapor				
		Densidad	Conduct. Térmica	Viscosidad	Calor específico	Tensión superfic.	Calor de vaporización	Entalpía	Enthalpía	Densidad	Conduct. Térmica	Viscosidad	Calor específico
°C	bar	kg/m ³	W/m.K	cp	KJ/kg.K	dyn/cm	kJ/kg	KJ/kg	KJ/kg	kg/m ³	W/mK	cp	KJ/kg.K
0	0,0061	1000	0,57	<empty>	4,22	76,4	2502	-15910	-13411	4,85E-03	1,76E-02	8,04E-03	1,86
5	0,0087	1000	0,58	1,50	4,21	75,5	2490	-15889	-13401	6,79E-03	1,79E-02	8,24E-03	1,86
10	0,012	999	0,59	1,30	4,20	74,7	2479	-15868	-13392	9,39E-03	1,82E-02	8,45E-03	1,86
15	0,017	999	0,60	1,14	4,19	73,8	2467	-15848	-13383	1,28E-02	1,85E-02	8,65E-03	1,86
20	0,023	998	0,60	1,00	4,19	73,0	2455	-15827	-13374	1,73E-02	1,88E-02	8,85E-03	1,87
25	0,032	997	0,61	0,89	4,18	72,1	2443	-15806	-13365	2,30E-02	1,91E-02	9,06E-03	1,87
30	4,24E-02	995	0,62	0,80	4,18	71,2	2431	-15785	-13356	3,04E-02	1,95E-02	9,26E-03	1,88
35	5,62E-02	994	0,63	0,72	4,18	70,4	2419	-15764	-13347	3,96E-02	1,98E-02	9,46E-03	1,88
40	7,38E-02	992	0,63	0,65	4,18	69,5	2408	-15743	-13338	5,11E-02	2,01E-02	9,67E-03	1,89
45	9,58E-02	990	0,64	0,59	4,18	68,6	2396	-15722	-13329	6,54E-02	2,04E-02	9,87E-03	1,89
50	1,23E-01	988	0,64	0,54	4,19	67,7	2384	-15701	-13320	8,30E-02	2,08E-02	1,01E-02	1,90
55	1,57E-01	985	0,65	0,50	4,19	66,9	2371	-15680	-13311	1,04E-01	2,11E-02	1,03E-02	1,91
60	1,99E-01	983	0,65	0,46	4,19	66,0	2359	-15660	-13303	0,130198	2,15E-02	1,05E-02	1,92
65	2,50E-01	980	0,66	0,43	4,19	65,1	2347	-15639	-13294	0,161187	2,18E-02	1,07E-02	1,93
70	3,12E-01	977	0,66	0,40	4,19	64,2	2335	-15618	-13285	0,198112	2,22E-02	1,09E-02	1,94
75	3,85E-01	974	0,67	0,37	4,20	63,3	2322	-15597	-13277	0,241825	2,26E-02	1,11E-02	1,95
80	4,74E-01	971	0,67	0,35	4,20	62,3	2309	-15576	-13268	0,293254	2,29E-02	1,13E-02	1,96
85	5,78E-01	968	0,67	0,33	4,21	61,4	2297	-15555	-13260	0,353409	2,33E-02	1,15E-02	1,98
90	7,01E-01	965	0,68	0,31	4,21	60,5	2284	-15534	-13252	0,423381	2,37E-02	1,17E-02	1,99
95	8,45E-01	961	0,68	0,29	4,21	59,5	2271	-15513	-13244	0,504347	2,41E-02	1,19E-02	2,01
100	1,01E+00	958	0,68	0,28	4,22	58,6	2258	-15492	-13236	0,597567	2,45E-02	1,20E-02	2,03
105	1,21E+00	954	0,68	0,27	4,23	57,7	2244	-15471	-13229	0,704393	2,49E-02	1,22E-02	2,05
110	1,43E+00	950	0,68	0,25	4,23	56,7	2231	-15449	-13221	0,826265	2,53E-02	1,24E-02	2,07
115	1,69E+00	947	0,69	0,24	4,24	55,7	2217	-15428	-13214	0,964715	2,57E-02	1,26E-02	2,10
120	1,99E+00	943	0,69	0,23	4,25	54,7	2203	-15407	-13206	1,12137	2,61E-02	1,28E-02	2,12
125	2,32E+00	938	0,69	0,22	4,26	53,8	2189	-15386	-13199	1,297955	2,65E-02	1,30E-02	2,15

TABLA A-9-5- Propiedades Físicas y equilibrio Líquido -Vapor para el Agua (Cont)

Temp	Presión	Propiedades del líquido							Propiedades del vapor				
		Densidad	Conduct.	Viscosidad	Calor	Tensión	Calor de	Entalpía	Enthalpía	Densidad	Conduct.	Viscosidad	Calor
			Térmica	específico	superfic.	vaporización			Térmica	específico			
°C	bar	kg/m ³	W/m.K	cp	KJ/kg.K	dyn/cm	kJ/kg	KJ/kg	KJ/kg	kg/m ³	W/mK	cp	KJ/kg.K
130	2,70E+00	934	0,69	0,21	4,27	52,8	2174	-15365	-13192	1,496294	2,69E-02	1,32E-02	2,18
135	3,13E+00	930	0,69	0,20	4,28	51,8	2160	-15343	-13186	1,718316	2,73E-02	1,34E-02	2,21
140	3,61E+00	926	0,69	0,19	4,29	50,7	2145	-15322	-13179	1,966059	2,77E-02	1,35E-02	2,24
145	4,16E+00	921	0,69	0,19	4,30	49,7	2129	-15300	-13173	2,241671	2,82E-02	1,37E-02	2,28
150	4,76E+00	917	0,69	0,18	4,31	48,7	2114	-15279	-13167	2,54742	2,86E-02	1,39E-02	2,32
155	5,43E+00	912	0,69	0,17	4,33	47,6	2098	-15257	-13161	2,8857	2,90E-02	1,41E-02	2,36
160	6,18E+00	907	0,68	0,17	4,34	46,6	2082	-15235	-13156	3,259035	2,95E-02	1,43E-02	2,40
165	7,01E+00	902	0,68	0,16	4,36	45,5	2065	-15214	-13150	3,670091	2,99E-02	1,44E-02	2,45
170	7,92E+00	897	0,68	0,16	4,38	44,4	2048	-15192	-13145	4,121682	3,04E-02	1,46E-02	2,49
175	8,92E+00	892	0,68	0,15	4,39	43,4	2031	-15170	-13141	4,616783	3,08E-02	1,48E-02	2,54
180	1,00E+01	887	0,68	0,15	4,41	42,3	2014	-15148	-13136	5,158543	3,13E-02	1,50E-02	2,60
185	1,12E+01	881	0,67	0,15	4,43	41,2	1996	-15126	-13132	5,750295	3,17E-02	1,51E-02	2,66
190	1,26E+01	876	0,67	0,14	4,45	40,1	1977	-15103	-13128	6,395574	3,22E-02	1,53E-02	2,72
195	1,40E+01	870	0,67	0,14	4,48	38,9	1958	-15081	-13125	7,098134	3,27E-02	1,55E-02	2,78
200	1,55E+01	864	0,66	0,13	4,50	37,8	1939	-15059	-13121	7,861967	3,31E-02	1,56E-02	2,85

TABLA A9-6 CONSTANTES PARA LA CAPACIDAD CALORIFICA DE GAS IDEAL
 EN LA ECUACION $c = A + B.T + C.T^{**2} + D.T^{**3}$
 Donde c está en Kcal/Kmol.K y T es la temperatura absoluta en K
 Valores tomados de "The Properties of Gases and Liquids " R.Reid, J. Praunitz y T. Sherwood' Mc Graw Hill Book.Co
 Reproducida con Permiso

		A	B	C	D
GASES DE COMBUSTION					
H2	HIDROGENO	6,483	2,22E-03	-3,30E-06	1,83E-09
Ar	ARGON	4,969	-7,67E-06	1,23E-08	0
O2	OXIGENO	6,713	-8,79E-07	4,17E-06	-2,54E-09
N2	NITROGENO	7,44	-3,24E-03	6,40E-06	-2,79E-09
H2O	AGUA	7,701	4,59E-04	2,53E-06	-8,59E-10
CO2	DIOXIDO DE CARBONO	4,728	1,75E-02	-1,34E-05	4,10E-09
SO2	DIOXIDO DE AZUFRE	5,697	1,60E-02	-1,19E-05	3,17E-09
CO	MONOXIDO DE CARBONO	7,373	-3,07E-03	6,66E-06	-3,04E-09
COMPUESTOS DE NITROGENO Y AZUFRE					
NO	OXIDO NITROSO	7,009	-2,24E-04	2,33E-06	-1,00E-09
NO2	DIOXIDO DE NITROGENO	5,788	1,16E-02	-4,97E-06	7,00E-11
CS2	DISULFURO DE CARBONO	6,555	1,94E-02	-1,83E-05	6,38E-09
COS	SULFURO DE CARBONO	5,629	1,91E-02	-1,68E-05	5,86E-09
SH2	SULFURO DE HIDROGENO	7,629	3,43E-04	5,81E-06	-2,81E-09
NH3	AMONIACO	6,524	5,69E-03	4,08E-06	-2,83E-09
SO3	TRIOXIDO DE AZUFRE	5,697	1,60E-02	-1,19E-05	3,18E-09
HALOGENOS Y DERIVADOS					
Cl2	COLORO	6,432	8,08E-03	-9,24E-06	3,70E-09
Br2	BROMO	8,087	2,69E-03	-2,85E-06	1,08E-09
I2	iodo	8,501	1,56E-03	-1,67E-06	6,77E-10
F2	FLUOR	5,545	8,73E-03	-8,27E-06	2,88E-09
ClH	CLORURO DE HIDROGENO	7,235	-1,72E-03	2,98E-06	-9,31E-10
BrH	BROMURO DE HIDROGENO	7,32	-2,26E-03	4,11E-06	-1,49E-09
IH	IODURO DE HIDROGENO	7,442	-3,41E-03	7,10E-06	-3,23E-09
FH	FLUORURO DE HIDROGENO	6,941	1,58E-04	-4,85E-07	5,98E-10
HIDROCARBUROS SATURADOS					
CH4	METANO	4,598	1,25E-02	2,86E-06	-2,70E-09
C2H6	ETANO	1,292	4,25E-02	-1,66E-05	2,08E-09

C3H8	PROPANO	-1,009	7,32E-02	-3,79E-05	7,68E-09
nC4H10	n BUTANO	2,266	7,91E-02	-2,65E-05	-6,74E-10
iC4H10	iso BUTANO	-0,332	9,19E-02	-4,41E-05	6,92E-09
C5H12	n PENTANO	-0,886	1,16E-01	-6,16E-05	1,27E-08
HIDROCARBUROS NO SATURADOS					
C2H2	ACETILENO	6,406	1,81E-02	-1,20E-05	3,37E-09
C2H4	ETILENO	0,909	3,74E-02	-1,99E-05	4,19E-09
C3H6	PROPILENO	0,886	5,60E-02	-2,77E-05	5,27E-09
C4H8	1-BUTENO	-0,715	8,44E-02	-4,75E-05	1,07E-08
C4H8	CIS-2-BUTENO	0,105	7,05E-02	-2,43E-05	-1,47E-09
C4H8	TRANS-2-BUTENO	4,375	6,12E-02	-1,68E-05	-2,15E-09
COMPUESTOS ORGANICOS HALOGENADOS					
CH3Cl	CLORURO DE METILO	3,314	2,42E-02	9,29E-06	6,13E-10
CH3F	FLUORURO DE METILO	3,302	2,06E-02	-4,95E-06	-4,79E-10
CH3Br	BROMURO DE METILO	3,446	2,61E-02	-1,29E-05	2,39E-09
C2H3Cl	CLORURO DE VINILO	1,421	4,82E-02	-3,67E-05	1,14E-08
C2H5Br	BROMURO DE ETILO	1,59	5,61E-02	-3,52E-05	9,09E-09
C2H5Cl	CLORURO DE ETILO	-0,132	6,23E-02	-4,39E-05	1,33E-08
COMPUESTOS ORGANICOS OXIGENADOS					
CH2O	FORMALDEHIDO	5,607	7,54E-03	7,13E-06	-5,49E-09
CH2O2	ACIDO FORMICO	2,798	3,24E-02	-2,01E-05	4,82E-09
CH4O	METANOL	5,052	1,69E-02	6,18E-06	-6,81E-09
C2H4O	ACETALDEHIDO	1,843	4,35E-02	-2,40E-05	5,69E-09
C2H4O	OXIDO DE ETILENO	-1,796	5,31E-02	-3,00E-05	6,19E-09
C2H4O2	ACIDO ACETICO	1,156	6,09E-02	-4,19E-05	1,18E-08
C2H6O	ETHANOL	2,153	5,11E-02	-2,00E-05	3,28E-10
C2H6O2	ETHILEN GLICOL	8,526	5,93E-02	-3,58E-05	7,19E-09
C3H8O	1-PROPANOL	0,59	7,94E-02	-4,43E-05	1,03E-08
C3H6O	ACETONA	1,505	6,22E-02	-2,99E-05	4,87E-09
OTROS					
CH4S	METIL MERCAPTANO	3,169	3,48E-02	-2,04E-05	4,96E-09
C2H6S	ETIL MERCAPTANO	3,564	5,62E-02	-3,24E-05	7,55E-09
CH5N	METIL AMINA	2,741	3,41E-02	-1,27E-05	1,14E-09
C2H7N	ETIL AMINA	0,882	6,57E-02	-3,78E-05	9,10E-09

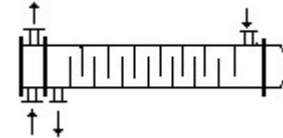
Apéndice 10

Hoja de Datos de Intercambiador de Calor

Este Apéndice incluye el formulario a ser usado para la especificación de un intercambiador de calor de casco y tubos de acuerdo al Standard de TEMA.
Se incluye un formulario en blanco y un formulario completado con los datos correspondientes al Ejemplo 7-5 del texto

HEAT EXCHANGER SPECIFICATION SHEET				
1	Customer			Job No:
2				Reference No:
3	Address			Proposal No
4	Plant Location			Date
5	Service of Unit			Tag:
6	Size:	Type		Connected in:
7	Surface/Unit (Gross/Eff)	Shells/Unit		Surf/Shell
8	PERFORMANCE OF ONE UNIT			
9			Shell Side	Tubes Side
10	Fluid Name			
11	Fluid Quantity Total (kg/s)			
12	Vapor (In/Out)			
13	Liquid(In/Out)			
14	Steam			
15	Water			
16	Non condensables			
17	Temp (In/Out) °C			
18	Specific Gravity			
19	Viscosity Liquid cp			
20	Molecular weight vapor			
21	Molecular weight noncondensable			
22	Specific Heat J/kg°C			
23	Thermal Conductivity W/m°C			
24	Latent Heat J/kg			
25	Inlet Pressure kPa (abs)			
26	velocity m/s			
27	Pressure Drop Allow/Calc kPa			
28	Fouling resistance (Min) Sqm°C/W			
29	Heat Exchanged KW		MTD Corrected	°C
30	Transfer Rate, Service		Clean	W/m2K
31	CONSTRUCTION OF ONE SHELL			
32			Shell Side	Tube Side
33	Design/Test pressure kPa(g)			Sketch
34	Design Temp (Max/Min) °C			
35	No Passes per shell			
36	Corrosion Allowance mm			
37	Connections In			
38	Size & Out			
39	Rating Intermediate			
40	Tube No	OD mm; Thk mm ; Length	Pitch mm	30° 60° 90° 45°
41	Tube Type	Plain	Material	
42	Shell ID	OD mm	Shell Cover (Integr)	(Remov)
43	Channel or Bonnet		Channel Cover	
44	Tubesheet Stationary		Tubesheet Floating	
45	Floating Head Cover		Impingement Protection	
46	Baffles Cross	Segment Type	%Cut(Diam/Area)	Spacing:c/c inlet mm
47	Baffles Long		Seal Type	
48	Supports Tube	U bend	Type	
49	By pass seal arrangement		Tube to tubesheet joint	
50	Expansion joint		Type	
51	pv2 Inlet Nozzle	Bundle entrance	Bundle Exit	
52	Gaskets Shell Side		Tube side	
53	Floating Head			
54	Code Requirements		TEMA Class	
55	Weight Shell	Filled with water	Bundle	
56	Remarks			
57				

HEAT EXCHANGER SPECIFICATION SHEET			
1	Customer		Job No:
2			Reference No:
3	Address		Proposal No
4	Plant Location		Date
5	Service of Unit <i>Secondary Heat Recovery</i>		Tag:
6	Size: 609x4266	Type AES	Connected in:
7	Surface/Unit (Gross/Eff) 105.4/103.2	Shells/Unit 1	Surf/Shell (Gross/Eff)105.4/103.2
PERFORMANCE OF ONE UNIT			
9		Shell Side	Tubes Side
10	Fluid Name	<i>Process stream A</i>	<i>Process stream B</i>
11	Fluid Quantity Total (kg/s)	33.33	38.88
12	Vapor (In/Out)		
13	Liquid(In/Out)	33.33	38.88
14	Steam		
15	Water		
16	Non condensables		
17	Temp (In/Out) °C	104/85	40/60
18	Specific Gravity	0.578	0.578
19	Viscosity Liquid cp	0.16	0.62
20	Molecular weight vapor		
21	Molecular weight noncondensable		
22	Specific Heat J/kg°C	2640	2140
23	Thermal Conductivity W/m°C	0.0917	0.129
24	Latent Heat J/kg		
25	Inlet Pressure kPa (abs)	850	500
26	velocity m/s		
27	Pressure Drop Allow/Calc kPa	50/39.4	10/5.7
28	Fouling resistance (Min) Sqm°C/W	5E-4	4E-4
29	Heat Exchanged 1664 KW	MTD Corrected 43 °C	
30	Transfer Rate, Service 374 Dirty 417 Clean 668 W/m2K		
CONSTRUCTION OF ONE SHELL			
32		Shell Side	Tube Side
33	Design/Test pressure kPa(g)	1000/code	600/Code
34	Design Temp (Max/Min) °C	200	160
35	No Passes per shell	1	1
36	Corrosion Allowance mm	3	3
37	Connections In	8"/#150	8"/#150
38	Size & Out	8"/#150	8"/#150
39	Rating Intermediate		
40	Tube No 414OD 19mm; Thk 1.6mm ; Length 4267mm Pitch 25.4mm 30° 60° 90° 45°		
41	Tube Type Plain	Material <i>Carbon steel</i>	
42	Shell CS ID 609 OD mm	Shell Cover (Integr)	(Remov)
43	Channel or Bonnet CS	Channel Cover CS	
44	Tubesheet Stationary CS	Tubesheet Floating CS	
45	Floating Head Cover	Impingement Protection None	
46	Baffles Cross Segment Type 25 %Cut(Diam/Area) Spacing:c/c 234 Inlet 633 mm		
47	Baffles Long <i>none</i> Seal Type		
48	Supports Tube <i>none</i> U bend Type		
49	By pass seal arrangement <i>seal strip</i> Tube to tubesheet joint <i>expanded</i>		
50	Expansion joint <i>none</i> Type		
51	ρv2 Inlet Nozzle 1760 kg/m2s Bundle entrance 593.88 Bundle Exit 992.25		
52	Gaskets Shell Side Tube side		
53	Floating Head		
54	Code Requirements TEMA Class C		
55	Weight Shell 3647 Filled with water 5058 Bundle 1479		
56	Remarks		
57	<i>Corresponds to data of example 7-5</i>		



Apéndice 11

Conversión de Unidades

CONVERSION DE UNIDADES

Temperatura		
De °C a °F	$T(^{\circ}\text{F})=T(^{\circ}\text{C})\times 1.8+32$	Ej: 100°F se convierten como $T(^{\circ}\text{F})=100\times 1.8+32=212$
De °F a °C	$T(^{\circ}\text{C})=(T(^{\circ}\text{F})- 32)\times 0.555$	Ej: 212°F se convierten como $T(^{\circ}\text{C})=(212-32)\times 0.555=100$

Longitud			
	m	in	ft
m	1	39.37	3.2808
in	0.0254	1	0.0833
ft	0.3048	12	1

Masa
1lb=0.454 kg
1 kg= 2.202 lb

Area			
	m ²	in ²	ft ²
m ²	1	1550	10.764
in ²	6.451×10^{-4}	1	6.944×10^{-3}
ft ²	0.0929	144	1

Densidad
1kg/m ³ =0.0625 lb/ft ³
1 lb/ft ³ =16 kg/m ³
1 kg/dm ³ =62.5lb/ft ³

Volumen					
	m ³	in ³	ft ³	cm ³	litros
m ³	1	61023.7	35.314	10^6	1000
in ³	1.638×10^{-5}	1	5.787×10^{-4}	16.38	0.01638
ft ³	0.02831	1728	1	28317	28.32
cm ³	10^{-4}	0.061	3.53×10^{-5}	1	10^{-3}
litros	10^{-3}	61.023	0.0353	1000	1

FACTORES DE CONVERSION (CONT)

Presión								
	bar	N/m ²	atm	psi	kg/cm ²	mmHg	inHg	lb/ft ²
bar	1	10 ⁵	0.9869	14.504	1.0197	750.06	29.526	2088
N/m ²	10 ⁻⁵	1	9.87x10 ⁻⁶	1.454x10 ⁻⁴	1.0197x10 ⁻⁶	7.5x10 ⁻³	2.952x10 ⁻⁴	0.02088
atm	1.013	1.013x10 ⁵	1	14.696	1.033	760	29.92	2116
psi	0.06894	6894.7	0.06804	1	0.07031	51.715	2.036	144
kg/cm ²	0.9807	98068	0.9678	14.22	1	735.6	28.96	2048.16
mmHg	1.333x10 ⁻³	133.32	1.315x10 ⁻³	1.933x10 ⁻²	1.359x10 ⁻³	1	3.937x10 ⁻²	2.7845
inHg	3.386x10 ⁻²	3386.4	3.34x10 ⁻²	0.49116	0.03453	25400	1	70.727
lb/ft ²	4.788x10 ⁻⁴	47.88	4.725x10 ⁻⁴	6.944x10 ²	4.882x10 ⁻⁴	0.35913	1.414x10 ⁻²	1

Energía					
	J	kwh	kcal	BTU	HPhr
J	1	2.77x10 ⁻⁷	2.3901x10 ⁻⁴	9.478x10 ⁻⁴	3.725x10 ⁻⁷
Kwh	3.6x10 ⁶	1	860.4	3.4122x10 ⁻³	1.3410
kcal	4184	1.1622x10 ⁻³	1	3.9657	1.558x10 ⁻³
BTU	1055	2.93x10 ⁻⁴	0.2522	1	3.9302x10 ⁻⁴
HPhr	2.686x10 ⁶	7.457x10 ⁻¹	641.62	2544.5	1

Fuerza			
	N	kgf	lbf
N	1	0.10198	0.2246
kgf	9.806	1	2.202
lbf	4.4519	0.454	1

Calor Específico			
	J/kg.K	kcal/kg°C	Btu/lb°F
J/kg.K	1	2.39x10 ⁻⁴	2.39x10 ⁻⁴
kcal/kg°C	4184	1	1
Btu/lb°F	4184	1	1

Potencia o Flujo de Calor				
	W	kcal/h	Btu/h	HP
W	1	0.8604	3.413	1.341x10 ⁻³
kcal/h	1.163	1	3.9657	1.555x10 ⁻³
Btu/h	0.2926	0.2522	1	3.929x10 ⁻⁴
HP	745.7	641.62	2545	1

Constantes Físicas

Constante de Gas Ideal R
 =0.082 atm.m³/kmol.K
 =4.968x10⁴ lb.ft².s⁻².lbmol⁻¹°R
 =1.987 kcal/kmol.K
 =1.987 Btu/lbmol°R

Aceleración de la gravedad
 =9.806 m/s²
 =32.174 ft/s²
 =4.18x10⁸ ft/h²

FACTORES DE CONVERSION (CONT)

Conductividad Térmica					
	W/m²°C/m	Btu/h.ft² °F/ft	cal/s.cm² °C/cm	W/cm² °C/cm	kcal/h m² °C/m
W/m²°C/m	1	0.5779	0.002388	0.01	0.86
Btu/h.ft² °F/ft	1.731	1	0.004134	0.01731	1.488
cal/s.cm² °C/cm	418.7	241.9	1	4.187	360
W/cm² °C/cm	100	57.79	0.2388	1	86
kcal/h m² °C/m	1.163	0.672	0.002778	0.01163	1

Coefficiente de Transferencia de Calor					
	W/m²°C	Btu/h.ft² °F	cal/s cm²°C	W/cm² °C	kcal/h m²°C
W/m²°C	1	0.1761	0.00002388	0.0001	0.86
Btu/h.ft² °F	5.678	1	0.0001355	0.0005678	4.882
cal/s cm²°C	41870	7373	1	4.187	36000
W/cm² °C	10000	1.761	0.2388	1	8600
kcal/h m²°C	1.163	0.2048	0.00002778	0.0001163	1

Densidad de Flujo de Calor					
	W/m²	Btu/hft²	cal/s.cm²	W/cm²	
W/m²	1	0.3170	0.00002388	0.0001	0.86
Btu/hft²	3.154	1	0.00007535	0.0003154	2.712
cal/s.cm²	41870	13272	1	4.187	36000
W/cm²	100000	3170	0.2388	1	8600
kcal/h m²	1.163	0.3687	0.00002778	0.0001163	1

Viscosidad						
	Ns/m²	centipoise	lb/s ft	lbf s/ft²	lb/h ft	kg/h m
Ns/m²	1	1000	0.672	0.0209	2420	3600
centipoise	0.001	1	0.000672	0.0000209	2.42	3.60
lb/s ft	1.49	1490	1	0.0311	3600	5350
lbf s/ft²	47.88	47880	32.2	1	116000	172000
lb/h ft	0.0004134	0.4134	0.000278	0.00000864	1	1.49
kg/h.m	0.000278	0.278	0.000187	0.0000581	0.672	1

TRANSFERENCIA DE CALOR EN INGENIERÍA DE PROCESOS

Este libro ha sido escrito con la doble finalidad de servir en el ámbito universitario para la enseñanza de las operaciones unitarias como también como libro de consulta en el campo profesional de la ingeniería de procesos. Por lo tanto incluye fundamentos teóricos y herramientas prácticas de diseño.



El ingeniero Eduardo Cao se ha especializado en temas de transferencia de calor tanto en su actividad profesional como académica. Posee una dilatada trayectoria en ingeniería de procesos desarrollada en empresas de primer nivel como Techint, Skanska, Tecnor, Comisión Nacional de Energía Atómica y como consultor independiente.

Fue Profesor Titular en los Departamentos de Ingeniería Química de la Universidad Nacional de Buenos Aires y del Instituto Tecnológico de Buenos Aires