

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

Facultad de Estudios Superiores Zaragoza



DISEÑO TERMOHIDRÁULICO DE
INTERCAMBIADORES DE CALOR DE PLACAS

T E S I S
PARA OBTENER EL TÍTULO DE
I N G E N I E R O Q U Í M I C O

P o r

Martín Daniel Villalobos Ortiz

DIRECTOR DE TESIS

M. en I. Cuauhtémoc Lagos Chávez

MÉXICO, D.F. Mayo, 2015



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

COMUNICADO



UNIVERSIDAD NACIONAL
AUTÓNOMA DE
MÉXICO

FACULTAD DE ESTUDIOS
SUPERIORES "ZARAGOZA"

DIRECCIÓN

JEFE DE LA UNIDAD DE ADMINISTRACIÓN
ESCOLAR
PRESENTE.

Comunico a usted que al alumno(a) Villalobos Ortiz Martín Daniel con número de cuenta 305023489 de la carrera Ingeniería Química, se le ha fijado el día 22 del mes de mayo de 2015 a las 17:00 horas para presentar su examen profesional, que tendrá lugar en la sala de exámenes profesionales del Campus II de esta Facultad, con el siguiente jurado:

PRESIDENTE	I.Q. JOSÉ ANTONIO ZAMORA PLATA
VOCAL	M. en I. CUAUHTÉMOC LAGOS CHÁVEZ
SECRETARIO	I.Q. DOMINGA ORTIZ BAUTISTA
SUPLENTE	M. en C. BALBINA PATRICIA GARCÍA AGUILAR
SUPLENTE	M. en C. BLÁS MALDONADO SÁNCHEZ

El título de la tesis que se presenta es: **Diseño Termohidráulico de Intercambiadores de Calor de Placas.**

Opción de Titulación: Tesis profesional

ATENTAMENTE
"POR MI RAZA HABLARÁ EL ESPÍRITU"
México, D. F. a 28 de abril de 2015.

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES "ZARAGOZA"
DIRECCIÓN
DR. VÍCTOR MANUEL MENDOZA NUÑEZ
DIRECTOR
ZARAGOZA
DIRECCION

RECIBÍ:

OFICINA DE EXÁMENES PROFESIONALES
Y DE GRADO

Vo.Bo.

I.Q. DOMINGA ORTIZ BAUTISTA
JEFA DE LA CARRERA DE I.Q.

Pensar en el tiempo perdido...
es una pérdida de tiempo.

A MIS PADRES:

Gracias por darme el regalo de la vida, muchas personas llegan a decir que “no pidieron venir al mundo”, pero yo sé que ustedes son mi mundo. Gracias por las enseñanzas, por los consejos, por los buenos ratos y por los malos. Sé que siempre cuento con ustedes, son mi apoyo, un ejemplo a seguir y toda una meta para la superación. Sin su ayuda esta Tesis no sería posible.

A MI PADRE:

Por ser mi héroe, siempre has tenido mi confianza, cariño y admiración. Me enseñaste el significado de perseverancia, y siempre confiaste en mí.

A MI MADRE:

Porque con tu amor y cariño supere toda adversidad, gracias por la fuerza aun cuando los problemas y las situaciones hayan sido difíciles.

A MIS HERMANOS:

Su vida es parte de mí, juntos somos uno. No hay cariño más grande que el que siento por ustedes que son el motor de mi vida. Son las personas que mejor me conocen, y aun así... aun así me aman con todas mis cualidades y defectos. Hoy y siempre quiero ser un ejemplo para ustedes.

A MIS TÍAS:

María Luisa Isabel Villalobos Rosas y Martina Teresa Villalobos Rosas, un agradecimiento especial para ustedes. Me recibieron en su casa y siempre me dieron su apoyo y comprensión. Su cariño es muy especial y espero ser digno de todo lo que me dieron e hicieron por mí.

A MIS AMIGOS Y COMPAÑEROS:

Los buenos ratos, todas las risas y la ayuda brindada siempre serán parte de mi desarrollo como profesionista. Gracias mis mejores amigos en la universidad; Jesús Heriberto Lara Juárez mi mejor amigo, Marisol Reyes Barrios mi primer amiga de la universidad, Elia Maldonado Ramírez mi sincera consejera, Yaret Montserrat Martínez González y Rosa Isela Rosas López siempre me divertí mucho en su compañía. Gracias a Nallely Herrera Ramírez, amigos desde la secundaria, me diste la mano cuando mi mundo parecía pequeño y encontré en tí parte de mí, sé que siempre serás mi amiga.

Finalmente pero no menos importante agradezco a todos los profesores que desde mi niñez dieron de su tiempo para educar a este pupilo, con su ayuda y determinación he llegado a este momento. Gracias al Maestro en Ingeniería Cuauhtémoc Lagos Chávez sus enseñanzas son parte integral de este trabajo, fue su clase la que me dio la pauta para decidir desarrollar este tema.

ÍNDICE

RESUMEN	III
NOMENCLATURA.....	IV
INTRODUCCIÓN.....	VI
CAPÍTULO 1 TEORÍA GENERAL DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR.....	1
1.1. CALOR Y TEMPERATURA.....	3
1.2. CONDUCCIÓN DE CALOR.....	5
1.3. CONVECCIÓN.....	7
1.3.1. Teoría de la capa límite	9
1.3.2. Flujo laminar y flujo turbulento	12
1.3.3. Convección natural	15
1.3.4. Convección forzada	17
1.4. RADIACIÓN.....	22
1.5. CONDUCTIVIDAD Y RESISTENCIA TÉRMICA	25
1.6. FLUJO DE CALOR.....	28
1.7. COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR	28
1.8. DIFERENCIA DE TEMPERATURA LOGARÍTMICA MEDIA	30
CAPÍTULO 2 COMPARACIÓN DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR.....	33
2.1. TIPOS DE INTERCAMBIADORES DE CALOR SEGÚN SU OPERACIÓN	35
2.1.1. Flujo paralelo.....	36
2.1.2. Contraflujo	36
2.1.3. Flujo cruzado	37
2.1.4. Intercambiadores de un solo paso y de múltiple pasos.	38
2.1.5. Intercambiadores Regenerativos y No-regenerativos	39
2.2. TIPOS DE INTERCAMBIADORES DE CALOR SEGÚN SU CONSTRUCCIÓN.....	39
2.2.1. Intercambiadores de calor tubulares	40
2.2.1.1. Intercambiadores de tubos concéntricos.....	40
2.2.1.2. Intercambiadores de coraza y tubos.....	42
2.2.2. INTERCAMBIADORES DE SUPERFICIE EXTENDIDA.....	52
2.2.3. Intercambiadores de placa.....	55
2.3. MATERIALES DE CONSTRUCCIÓN	57
2.4. ENSUCIAMIENTO Y FORMACIÓN DE INCRUSTACIONES.....	59
2.5. MANTENIMIENTO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR.....	60
2.6. COMPARACIÓN DE LOS TIPOS DE INTERCAMBIADORES DE CALOR.....	63
CAPÍTULO 3 INTERCAMBIADORES DE CALOR DE PLACAS.....	65
3.1. CONSTRUCCIÓN DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR DE PLACAS.....	68
3.1.1. Materiales y dimensiones de las placas.....	68
3.1.2. Diseño de las placas.....	69
3.1.3. Materiales de las juntas	72
3.2. OPERACIÓN DE LOS INTERCAMBIADORES DE PLACAS.....	74
3.2.1. Características y distribución del flujo.....	75
3.2.2. Flujo de fluidos y transferencia de calor	76
3.2.3. Ensuciamiento en los equipos.....	79
3.2.4. Aplicaciones principales	80



CAPÍTULO 4 CRITERIOS DE DISEÑO TERMOHIDRÁULICO	85
4.1. MEZCLADO TÉRMICO	86
4.1.1 Mezclado térmico usando placas de Alto- y Bajo- NTU	87
4.1.2 Mezclado térmico usando placas Horizontales y Verticales.....	88
4.2. ÁREA DE FLUJO.....	89
4.3. CORRELACIONES DE TRANSFERENCIA DE CALOR.....	90
4.4. CAÍDA DE PRESIÓN	91
4.5. CAÍDA DE PRESIÓN ESPECÍFICA.....	94
4.6. MÉTODOS DE DISEÑO TÉRMICO PARA PHE.....	94
4.6.1 Método de Raju & Chand	95
4.6.2 Método Jackson & Troupe NTU – ϵ	98
CAPÍTULO 5 CRITERIOS PARA EL DISEÑO MECÁNICO	101
5.1. NORMAS DE DISEÑO MECÁNICO PARA INTERCAMBIADORES DE CALOR.....	103
5.2. NORMAS HEI.....	103
5.3. ANSI-API 662.....	104
5.4. PROCEDIMIENTO DE DISEÑO MECÁNICO	104
5.5. ANÁLISIS DEL ESFUERZO	105
5.6. MATERIALES DE LAS PLACAS	106
5.7. PRESIÓN DE DISEÑO	107
5.8. TEMPERATURA DE DISEÑO	108
5.9. PRESIÓN DE TRABAJO MÁXIMA.....	108
CAPÍTULO 6 METODOLOGÍA DE DISEÑO	109
CONCLUSIONES	114
APÉNDICES	116
BIBLIOGRAFÍA	119

RESUMEN

Actualmente, uno de los diseños de intercambiadores de calor con mayores perspectivas de uso y difusión son aquellos que están formados por placas de diferentes tipos. Estos equipos presentan ventajas respecto de las formas convencionales de transferencia de calor.

Este trabajo incluye los aspectos básicos teóricos para el diseño de un intercambiador de calor, comparando los equipos existentes con los equipos que usan placas y especificando las características de los equipos de placas, tanto soldadas como con juntas.

Existen dos aspectos principales del diseño de un intercambiador de calor. En primer lugar se trata el análisis térmico y el segundo incluye el diseño hidráulico. Esto nos lleva al concepto de diseño termohidráulico. El diseño mecánico es de igual importancia, sin embargo, solo se abarcan algunos aspectos básicos ya que la información del diseño mecánico es muy limitada y la tesis se centra en el diseño termohidráulico.

Se examinó un caso de estudio con el que se puede comprobar que el cálculo de un intercambiador de placas es sencillo en comparación a otros equipos y que las metodologías de diseño citadas son de mucha ayuda. Finalmente, se concluye que el material de esta Tesis puede ser de gran ayuda para los estudiantes de ingeniería química, ofreciendo los conocimientos de diseño de los equipos de placas.



NOMENCLATURA

A	Área normal de flujo, área de transferencia [m^2]
A_t	Área de transferencia total [m^2]
α	Difusividad térmica [$\frac{m^2}{s}$]
b	Diámetros Medios Hidráulicos [m]
C	Capacidad calorífica [W/K]
C_p	Calor específico a presión constante [$J/kg \cdot K$]
C^*	Relación de flujo de capacidad térmica [<i>adimensional</i>]
\dot{c}	Velocidad de la luz [299792 km/s]
CV	Distancia vertical de las conexiones de la placa [mm]
CH	Distancia horizontal de las conexiones de la placa [mm]
D	Diámetro [m]
D_e	Diámetro equivalente [m]
D_h	Diámetro hidráulico [m]
ε	Eficiencia de la transferencia de calor
f	Factor de fricción [<i>adimensional</i>]
G	Flujo masa velocidad [$kg/m^2 \cdot s$]
g	Aceleración de la gravedad [m/s^2]
g_c	Contante de proporcionalidad = 1 [<i>adimensional</i>]
H	Calor [J]
h	Coefficiente de convección [$W/m^2 \cdot K$]
h_0	Coefficiente de película [$W/m^2 K$]
J	Número de Jensen [<i>adimensional</i>]
k	Conductividad térmica [$W/m \cdot K$]
L	Longitud característica, recorrido libre medio [m]
$LMTD$	Diferencia de temperatura logarítmica media (θ_m) [K]
λ	Longitud de onda [m]
μ	Viscosidad dinámica [$Pa \cdot s$]
μ_b	Viscosidad a temperatura calórica [$Pa \cdot s$]
μ_w	Viscosidad a temperatura de pared [$Pa \cdot s$]
N_u	Número de Nusselt [<i>adimensional</i>]

NOMENCLATURA

P_e	Número de Péclet [<i>adimensional</i>]
P_r	Numero de Prandtl [<i>adimensional</i>]
Q	Flujo de calor [<i>W</i>]
q	Flux de calor [<i>W/m²</i>]
R	Resistencia térmica [<i>K/W</i>]
R_a	Número de Rayleigh [<i>adimensional</i>]
R_e	Número de Reynolds [<i>adimensional</i>]
R_d	Factor de obstrucción [<i>m² · K/W</i>]
ρ	Densidad [<i>kg/m³</i>]
T	Temperatura [<i>K</i>]
t	Tiempo [<i>s</i>]
τ_s	Tensión cortante [<i>Pa</i>]
σ	Constante de Stefan-Boltzmann [<i>5.67 * 10⁻⁸ W/m² · K⁴</i>]
V	Volumen [<i>m³</i>]
ν	Viscosidad cinemática (difusividad del momento lineal) [<i>m²/s</i>]
$\dot{\nu}$	Frecuencia de onda electromagnética [<i>m</i>]
U	Coefficiente global de transferencia de calor [<i>W/m² · K</i>]
u	Velocidad, velocidad media de las partículas [<i>m/s</i>]
u_p	Velocidad en los puertos [<i>m/s</i>]
w	Flujo másico [<i>kg/s</i>]
Y	Ancho efectivo de la placa [<i>m</i>]
y	Espesor, distancia [<i>m</i>]

Subíndices

∞	Infinito
c	Fluido caliente
f	Fluido frio
i	Entrada (inlet)
o	Salida (outlet)
Max	Máximo
Min	Mínimo
m	Media
s	Superficie



INTRODUCCIÓN

Entre los principales temas de discusión que se plantea actualmente la sociedad, demandando gran cantidad de esfuerzo en aspectos de investigación y desarrollo, existe una búsqueda por mejorar el aprovechamiento de la energía que contribuya a disminuir el consumo de combustibles. En este contexto, el estudio de los intercambiadores de calor es de suma importancia, pues la tecnología empleada está encaminada al aprovechamiento energético y a mejorar el empleo de los mecanismos de transferencia de calor.

Actualmente, uno de los diseños de intercambiadores de calor con mayores perspectivas de uso y difusión son aquellos que están formados por placas de diferentes tipos. Estos equipos presentan ventajas respecto de las formas convencionales de transferencia de calor, las características de este equipo son tales que les permiten ser colocados en sistemas líquido-líquido de flujo turbulento.

Si bien, en gran medida los intercambiadores de tubos y coraza abarcan la mayoría de diseños a nivel mundial, los esfuerzos se dirigen a obtener una mayor transferencia de calor reduciendo la superficie de trabajo efectiva del equipo. Usando equipos de transferencia con placas podemos mejorar el desempeño de esta operación unitaria.

Es necesario tomar en cuenta que las condiciones de trabajo que son capaces de soportar como presiones o temperaturas no son elevadas; sin embargo, el uso de nuevos materiales en la fabricación de empaques podría proporcionar las herramientas necesarias para mejorar el desempeño de este tipo de equipos.

El empleo de intercambiadores de placas es muy versátil y su uso se difunde ampliamente tanto en la industria alimenticia como en la química, se pueden utilizar diferentes combinaciones de placas y empaques según cada aplicación específica.

El presente trabajo establecerá las bases teóricas para comprender el funcionamiento de los intercambiadores de calor, examinará otros equipos de este tipo y se establecerán las diferencias principales entre los cambiadores de tubos y coraza y los de placas. El entendimiento de estos equipos nos dará las bases para el diseño de los intercambiadores de calor de placas.

Capítulo 1

Teoría general de los Intercambiadores de Calor

He sido un niño pequeño que, jugando en la playa, encontraba de tarde en tarde un guijarro más fino o una concha más bonita de lo normal. El océano de la verdad se extendía, inexplorado, delante de mí.

Sir Isaac Newton (1642-1727)



El diseño como tarea consiste en pensar y descubrir una estructura que posee un grupo de características deseadas, particularmente funciones; como proceso, el diseño consiste en transformar información de ciertas condiciones, necesidades y requisitos a la descripción de una estructura que la satisfaga. Hoy en día se habla de diseño como una ciencia (Hubka & Eder, 1992) y se reconoce la interacción de un gran conjunto de características dentro de su definición, por ejemplo: solución de problemas toma de decisiones creatividad, heurística, evolución, aprendizaje, conocimiento, optimización, satisfacción de necesidades, etc.; todos ellos necesarios pero no suficientes por si solos.

El diseño de equipos conlleva diferentes etapas de desarrollo, inicia con una idea básica que cubra una necesidad específica; esta debe ser conceptualizada antes de ser desarrollada. Dependiendo de la necesidad que debe ser cubierta existen diferentes áreas del diseño: neumático, hidráulico, térmico, eléctrico, mecánico, etc.; que son aplicados simultáneamente durante el desarrollo del diseño.

Existen dos aspectos principales del diseño de un intercambiador de calor. En primer lugar se trata el análisis térmico es decir, los métodos para calcular la transferencia de calor en el intercambiador y los efectos de las temperaturas, y el segundo incluye el diseño hidráulico, el cual examina, además de los efectos de las temperaturas, la importancia de la caída de presión dentro y fuera de los tubos, o sea la resistencia del equipo. Esto nos lleva al concepto de diseño **termohidráulico**. Un intercambiador de calor debe satisfacer los requerimientos de funcionamiento en cuanto a la transferencia de calor que especifica el diseño, dadas ciertas restricciones sobre la caída de presión en una de las corrientes o en ambas.

Bajo condiciones ordinarias, el diseño termohidráulico de un intercambiador de calor, requiere estar supervisado bajo los códigos de seguridad de TEMA (Asociación de Manufactura de Intercambiadores Tubulares) y ASME (Sociedad Americana de Ingenieros Mecánicos) por sus siglas en inglés. Estas son las principales asociaciones que publican estándares o métodos de diseño generales y fabricación de materiales para intercambiadores de calor.

1.1. Calor y temperatura

Calor y temperatura son conceptos que en el lenguaje cotidiano parecen lo mismo, sin embargo son diferentes. La temperatura es una medida del contenido de energía interna de un cuerpo. En cambio el calor es una transferencia de energía de una parte a otra de un cuerpo, o entre diferentes cuerpos, producida por una diferencia de temperatura.

El libro de Ganot de 1871 da la siguiente definición de calor:

“240. Calórico; hipótesis acerca de su naturaleza. -Se da el nombre de calórico al agente que causa en nosotros la sensación del calor; pero este agente obra también sobre los cuerpos inertes, pues es el que funde al hielo, hace hervir al agua y enrojece al hierro. Muchísimas son las opiniones que se han emitido acerca del origen del calor; pero dos son las únicas que reinan actualmente en la ciencia: el sistema de la emisión y el de las ondulaciones.

En el primero se admite que la causa del calor es un fluido material e imponderable, que puede pasar de un punto a otro, y cuyas moléculas se hallan en un estado continuo de repulsión. Este fluido existiría en todos los cuerpos en estado de combinación con las últimas partículas, oponiéndose a su contacto inmediato.

En el sistema de las ondulaciones se supone, que depende el calor de un movimiento vibratorio de las moléculas de los cuerpos calientes, un movimiento que se trasmite a las moléculas de los demás cuerpos por el intermedio de un fluido eminentemente sutil y elástico, llamado éter, y en el cual se propaga a la manera que las ondas sonoras en el aire.

Los cuerpos más calientes son, en tal caso, aquéllos cuyas vibraciones tienen mayor amplitud y mayor rapidez, de suerte que la intensidad del calor no vendría a ser otra cosa más, que la resultante de las vibraciones de las moléculas. En la primera



hipótesis pierden calórico las moléculas de los cuerpos que se enfrían, y en la segunda sólo pierden movimiento.

La teoría de las ondulaciones parece la única admisible, atendidos los progresos de la física moderna; pero con todo, como la de la emisión si simplifica las demostraciones, se la prefiere, en general, para la explicación de los fenómenos del calor.”

El libro de Rafael Blanco publicado ya en 1913 da la siguiente definición:

“Naturaleza del agente calor.- El agente calor se considera actualmente como un modo de movimiento molecular transmitido por el éter, según vibraciones transversales, es decir, en planos normales a la dirección de propagación, dependiendo la energía calorífica de la fuerza viva desarrollada por las moléculas, cuya fuerza es proporcional al movimiento de éstas; esta teoría, a la que satisfacen todos los fenómenos de calor actualmente conocidos, forma la denominada teoría de las ondulaciones. Aparece en la obra Elementos de física y nociones de meteorología de Blanco Juste, Rafael.”

El calor se define como la transferencia de energía que se da entre diferentes cuerpos o diferentes zonas de un mismo cuerpo que se encuentran a distintas temperaturas, sin embargo en termodinámica generalmente el término calor significa simplemente transferencia de energía.

La temperatura se puede definir como el grado de energía térmica medida en una escala definida. La temperatura de un cuerpo es su intensidad de calor, es decir, la cantidad de energía que puede ser transferida a otro cuerpo. Es una medida de la energía cinética de las partículas que componen el sistema.

Cuando dos sistemas están a la misma temperatura, se dice que están en equilibrio térmico y no se producirá transferencia de calor. Cuando existe una diferencia de temperatura, el calor tiende a transferirse del sistema de mayor temperatura al de menor temperatura hasta alcanzar el equilibrio térmico.

Multitud de propiedades físicas de los materiales o las sustancias dependen de la temperatura, como por ejemplo su estado de agregación, la densidad, la solubilidad, la presión de vapor, el volumen, la resistencia, la presión de un gas que se conserve a volumen constante, o bien el volumen de un gas que se conserva a presión constante, así como el color de un filamento de una lámpara o la conductividad eléctrica. Así mismo determina la velocidad a la que tienen lugar las reacciones químicas.

La energía calórica o térmica puede ser transferida por diferentes mecanismos de transferencia, estos son la radiación, la conducción y la convección, aunque en la mayoría de los procesos reales todos se encuentran presentes en mayor o menor grado. Cabe resaltar que los cuerpos no tienen calor, sino energía térmica. La energía existe en varias formas. En este caso nos enfocamos en el calor, que es el proceso mediante el cual la energía se puede transferir de un sistema a otro como resultado de la diferencia de temperatura.

1.2. Conducción de calor

La conducción es el mecanismo de transferencia de calor en escala atómica a través de la materia por actividad molecular, por el choque de unas moléculas con otras, donde las partículas más energéticas le entregan energía a las menos energéticas, produciéndose un flujo de calor desde las temperaturas más altas a las más bajas. Los mejores conductores de calor son los metales.

El aire es un mal conductor del calor. Los objetos malos conductores como el aire o plásticos se llaman aislantes.

La conducción de calor sólo ocurre si hay diferencias de temperatura entre dos partes del medio conductor. Para un volumen de espesor Δy , con área de sección transversal A y cuyas caras opuestas se encuentran a diferentes T_1 y T_2 , con $T_2 > T_1$, como se muestra en la figura 1.1, se encuentra que el calor ΔQ transferido en un tiempo Δt fluye del extremo caliente (T_2) al frío (T_1). Si se llama Q [W] (watts) al



calor transferido por unidad de tiempo, la rapidez de transferencia de calor $Q = \Delta H/\Delta t$, está dada por la ley de la conducción de calor de Fourier

$$Q = \frac{dH}{dt} = -k \frac{dT}{dy} \tag{1.1}$$

donde $k [W/m * K]$ se llama conductividad térmica del material, magnitud que representa la resistencia con la cual la sustancia se evita la conducción de calor y produce la consiguiente variación de temperatura; y $\Delta T/\Delta y$ es el gradiente de temperatura. El signo menos indica que la conducción de calor es en la dirección decreciente de la temperatura.

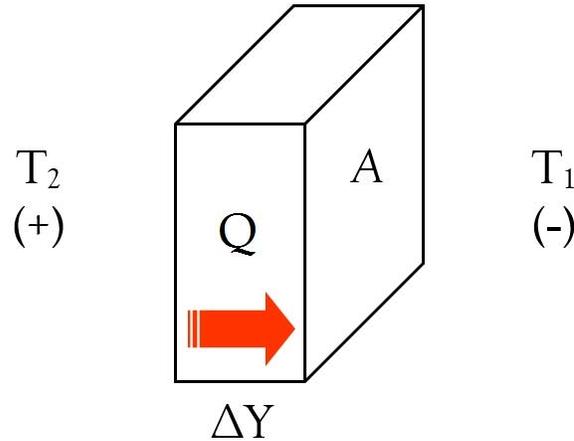


Figura 1.1. Flujo de calor a través de una pared rectangular.

Si un material en forma de barra uniforme de largo L , protegida en todo su largo por un material aislante, como se muestra en la figura 1.2, cuyos extremos de área A están en contacto térmico con fuentes de calor a temperaturas donde $T_2 > T_1$, cuando se alcanza el estado de equilibrio térmico, la temperatura a lo largo de la barra es constante. En ese caso el gradiente de temperatura es el mismo en cualquier lugar a lo largo de la barra, y la ley de conducción de calor de Fourier se puede escribir en la forma:

$$Q = kA \frac{dT}{dy} \tag{1.2}$$

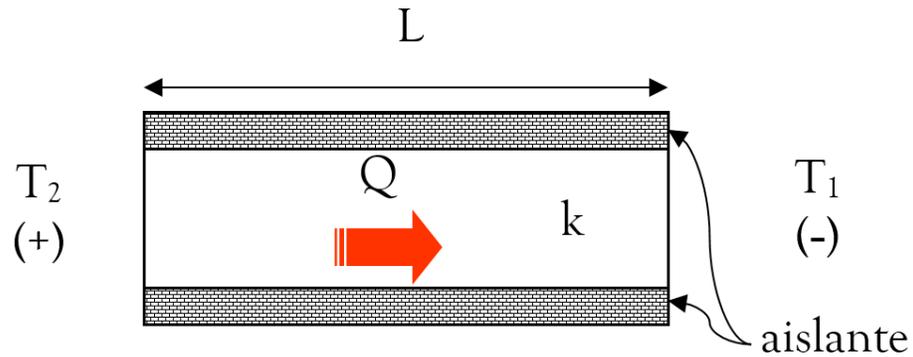


Figura 1.2. Conducción de calor en estado unidireccional estable.

1.3. Convección

La convección es el mecanismo de transferencia de calor por movimiento de masa o circulación dentro de la sustancia. Puede ser natural producida solo por las diferencias de densidades de la materia; o forzada, cuando la materia es obligada a moverse de un lugar a otro, por ejemplo el aire con un ventilador o el agua con una bomba. Sólo se produce en líquidos y gases donde los átomos y moléculas son libres de moverse en el medio.

En la naturaleza, la mayor parte del calor ganado por la atmósfera por conducción y radiación cerca de la superficie, es transportado a otras capas o niveles de la atmósfera por convección. Un modelo de transferencia de calor por convección, llamado ley de enfriamiento de Newton, es el siguiente:

$$Q = h A (T_2 - T_1) \quad (1.3)$$

donde h [W/m^2K] es el coeficiente de convección, A es la superficie que entrega calor con una temperatura T_2 al fluido adyacente, que se encuentra a una temperatura T_1 , como se muestra en el esquema de la figura 1.3.

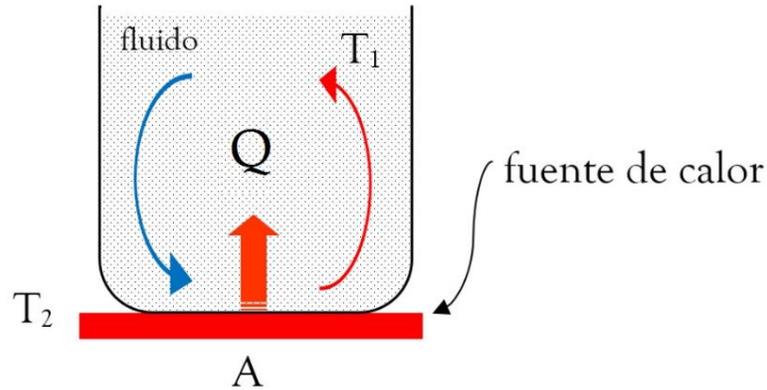


Figura 1.3. Proceso de convección.

El flujo de calor por convección es positivo ($Q > 0$) si el calor se transfiere desde la superficie de área A al fluido ($T_2 > T_1$) y negativo ($Q < 0$) si el calor se transfiere desde el fluido hacia la superficie ($T_2 < T_1$). A partir de su movimiento la convección se puede clasificar en dos categorías: convección forzada y natural.

La convección forzada es el movimiento de un fluido producido por un elemento impulsor externo como una bomba un motor o cualquier método de propulsión mecánico. Por otra parte en la convección natural el movimiento del fluido es provocado por la diferencia de densidades asociada a la variación espacial de la temperatura en presencia de un campo gravitacional.

Otro enfoque para clasificar la convección es la configuración de su flujo. El flujo externo se presenta al no estar confinado el fluido a un espacio específico, este flujo puede estar alineado o perturbado como se muestra en la figura 1.4

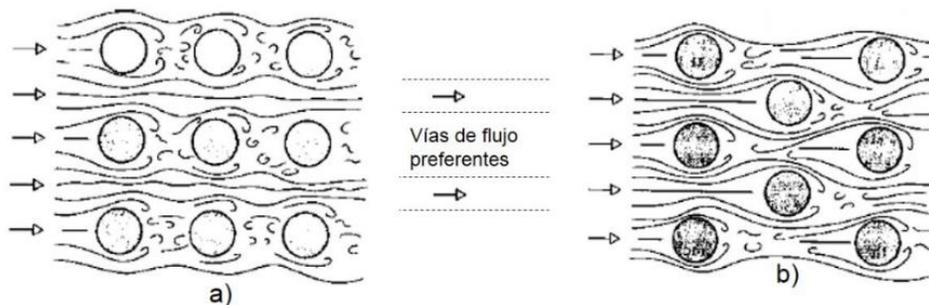


Figura 1.4 Condiciones de flujo alineado (a) y perturbado (b).

Cuando nuestro flujo se encuentra confinado en un canal y dirección específico tenemos un flujo interno el cual tiene a su alrededor una superficie que lo rodea y guía. Los flujos confinados son ideales para los intercambiadores de calor y nos proporcionan un medio de trabajo en el cual transferir calor de un fluido confinado a otro.

Cuando un fluido confinado entra en contacto con la superficie que lo rodea se observa un fenómeno conocido como capa límite que resulta de suma importancia durante la transferencia de calor.

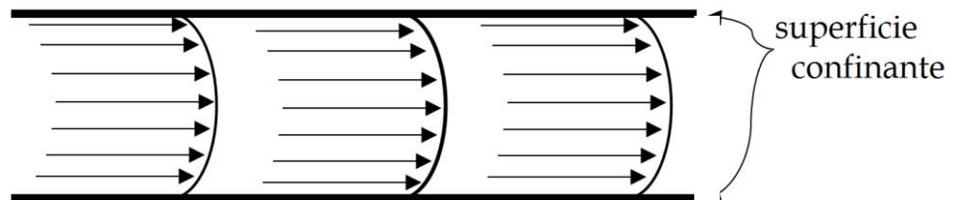


Figura 1.5 Desarrollo del flujo en un tubo circular calentado.

1.3.1. Teoría de la capa límite

En mecánica de fluidos, la capa límite es la zona donde el movimiento de éste es perturbado por la presencia de un sólido con el que está en contacto. La capa límite se entiende como aquella en la que la velocidad del fluido respecto al sólido en movimiento varía desde 0% hasta el 99% de la velocidad de la corriente no perturbada.

La capa límite puede ser laminar o turbulenta; aunque también pueden coexistir en ella zonas de flujo laminar y de flujo turbulento. En ocasiones es de utilidad que la capa límite sea turbulenta.

El espesor de la capa límite en la zona del borde de ataque o de llegada es pequeño, pero aumenta a lo largo de la superficie. Todas estas características varían en función de la forma del objeto.

La capa límite cinemática está asociada a los gradientes de velocidad provocados por la presencia de la superficie sobre el flujo. El espesor de la capa límite se define como aquella distancia a la que:

$$u = 0.95 u_{\infty} \quad (1.4)$$

donde u_{∞} es la velocidad de la corriente. Sin embargo, la capa límite responde a la distancia de la superficie confinante al centro de confinación

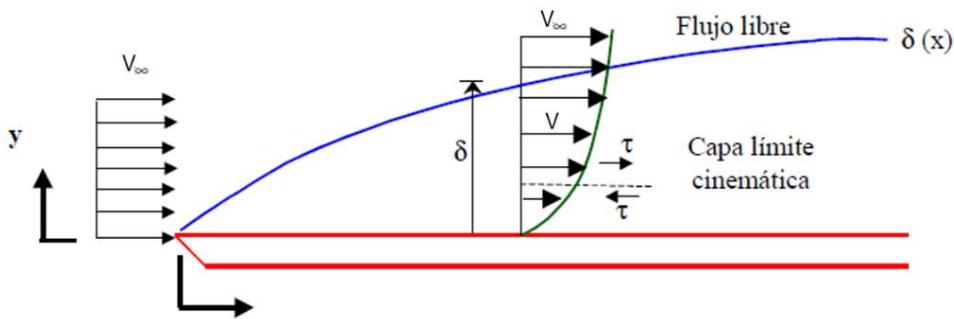


Figura 1.6 Desarrollo de la capa límite cinemática.

Las variables características serán el esfuerzo cortante, el gradiente de velocidad y la viscosidad. La existencia de la viscosidad es la que origina la capa límite cinemática. Para caracterizar este fenómeno se utiliza el coeficiente de fricción.

$$\tau_s = \mu \left[\frac{\partial u}{\partial y} \right]_{y=0} \quad \text{fluido no newtoniano} \quad (1.5)$$

La capa límite térmica está asociada a los gradientes de temperatura en el fluido provocado por la presencia de una superficie a diferente temperatura. Esta sección dentro del flujo confinado es el principal medio de transferencia que ocupan los intercambiadores de calor, en ella se transfiere calor de una pared a otra mientras exista un gradiente de temperatura entre los fluidos.

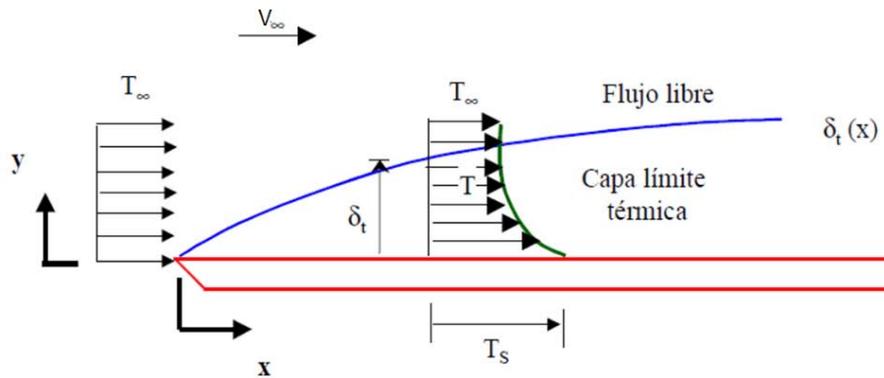


Figura 1.7 Desarrollo de la capa límite térmica en una placa plana isoterma.

El espesor de la capa límite térmica se define para aquella distancia a la que:

$$\frac{T_s - T(\delta_t)}{T_s - T_\infty} = 95\% \quad (1.6)$$

Las variables características de la capa límite térmica son el calor transmitido, el gradiente de temperaturas y la conductividad térmica. En un punto del fluido en contacto con la superficie la velocidad es nula, por lo que el flujo de calor se transmite por conducción:

$$Q_s = -k_f \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{y=0} \quad (1.7)$$

Para caracterizar este fenómeno se utiliza el coeficiente de convección:

$$h = \frac{Q_s}{(T_s - T_\infty)} \quad (1.8)$$

La capa límite térmica viene condicionada por la cinemática, existiendo una relación de proporcionalidad entre ambas, que depende fundamentalmente de la relación entre: viscosidad cinemática y difusividad térmica. Al aumentar la distancia x desde el borde de ataque, el espesor de las capas límite cinemática y térmica aumenta. Ello provoca que los gradientes de velocidad y temperatura se reduzcan. Además, al pasar de flujo laminar a turbulento se produce una brusca variación de $h(x)$ y $\delta(x)$.

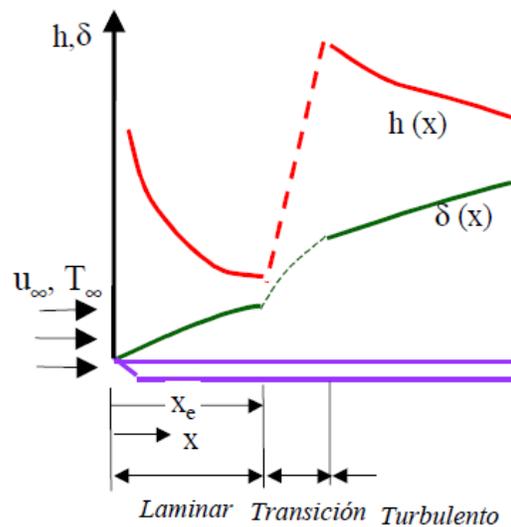


Figura 1.8 Cambio de flujo laminar a turbulento en la capa límite.

1.3.2. Flujo laminar y flujo turbulento

Los flujos se pueden clasificar en laminares y turbulentos, teniendo en cuenta la estructura interna de flujo. En un flujo laminar, la estructura del flujo se caracteriza por el movimiento en láminas o capas. En régimen turbulento la estructura del flujo se caracteriza por movimientos tridimensionales aleatorios de las partículas de fluido, superpuesto al movimiento promedio.

Un parámetro muy importante en los flujos reales es el número de Reynolds (Re), que se define como el cociente entre las fuerzas inerciales y las fuerzas viscosas, y se suele expresar como:

$$R_e = \frac{u_s D}{\nu} = \frac{\rho u_s D}{\mu} \quad (1.9)$$

donde u_s es la velocidad característica del fluido D es el diámetro de la tubería, ρ es la densidad del fluido, ν y μ son viscosidad cinemática y dinámica del fluido respectivamente.

Según el valor del número de Reynolds el flujo puede ser caracterizado como laminar, turbulento o crítico. El flujo laminar constituye un movimiento totalmente ordenado, de forma que el fluido se mueve en láminas paralelas. En este tipo de régimen, llamado también viscoso, predominan las fuerzas viscosas sobre las de inercia y, por lo tanto, está asociado a números de Reynolds pequeños. Será un movimiento propio de fluidos de viscosidad elevada.

En el caso de régimen turbulento, al contrario que en el caso anterior, las partículas del fluido se mueven en trayectorias desordenadas, caóticas y variables con formación de torbellinos. Es el más común en hidráulica y no puede ser estudiado por procedimientos matemáticos teniendo que recurrir a procedimientos experimentales. En este movimiento predominan las fuerzas de inercia sobre las viscosas, por lo que los números de Reynolds serán elevados.

Se define el movimiento como crítico cuando se produce el paso de laminar a turbulento. Esto tiene lugar de forma paulatina a medida que aumenta la velocidad de un fluido que en principio se encuentra en régimen laminar. Primero aparecen ondulaciones (régimen crítico) y si prosigue el aumento de la velocidad se alcanza el régimen turbulento. En régimen crítico el número de Reynolds se sitúa entre 2000 y 4000.

La importancia de este parámetro radica principalmente en el hecho de permitir definir si el flujo es laminar o turbulento. Esto ya que muchos estudios empíricos han permitido estimar, en función del número de Reynolds, el tipo de flujo que se tiene.

Es así por ejemplo que se sabe que para números de Reynolds pequeños ($R_e < 2000$ en tuberías o $R_e < 1500$ en un canal abierto, considerándose $R_e = 2300$ como el punto de transición) se tendrán flujos laminares en cambio si se tienen números de Reynolds grandes se tendrán flujos turbulentos.

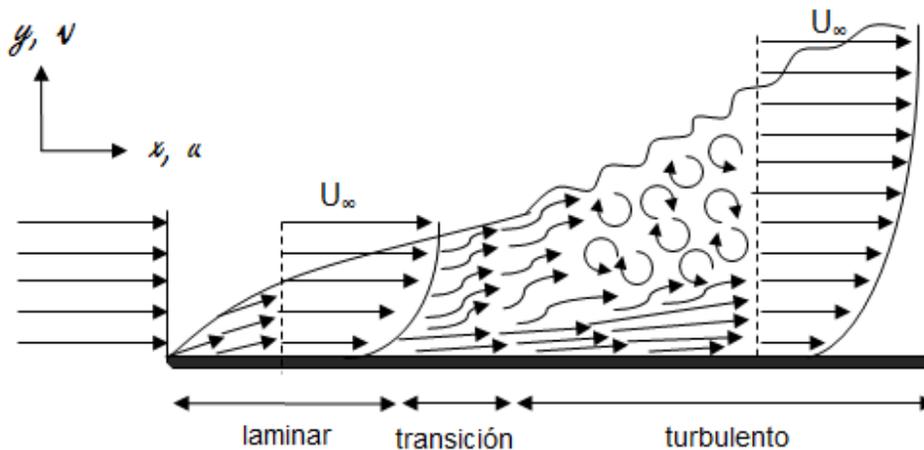


Figura 1.9. Flujo en transición de laminar a turbulento.

Existen pocos casos en la naturaleza de flujo laminar, un ejemplo particular es el flujo sanguíneo, y algunos sectores de los flujos lentos como al inicio del movimiento de una columna de humo; por ejemplo, humo del cigarrillo.

Un experimento clásico para mostrar las diferencias cualitativas entre el flujo laminar y el flujo turbulento es el inyectar un delgado filamento de tinta en un flujo. Cuando la velocidad del flujo es baja (bajo número de Reynolds) la tinta inyectada permanece en un solo filamento, porque el flujo es laminar, y no hay mezcla entre las diferentes capas de fluido. Mientras que para flujos altos (alto número de Reynolds) el filamento de tinta se vuelve inestable y se rompe en un movimiento aleatorio, la línea de tinta se estira y se tuerce y rápidamente se dispersa por todo el campo de flujo. La solución de las ecuaciones de flujo pueden resolverse analíticamente para algunos casos sencillos de flujos laminares. Pero en el caso de flujo turbulento esto no es posible, por lo tanto se debe confiar en teorías semiempíricas y datos experimentales. Los flujos turbulentos favorecen el intercambio de calor debido a que aumenta la convección de los fluidos confinados.

1.3.3. Convección natural

En convección natural el flujo resulta solamente de la diferencia de temperaturas del fluido en la presencia de una fuerza gravitacional. La densidad de un fluido disminuye con el incremento de temperatura. En un campo gravitacional, dichas diferencias en densidad causadas por las diferencias en temperaturas originan fuerzas de flotación. Sin embargo, en convección natural las fuerzas de flotación generan el movimiento del fluido. Sin una fuerza gravitacional la convección natural no es posible.

En convección natural una velocidad característica no es fácilmente disponible. Algunos ejemplos de transferencia de calor por convección natural son: el enfriamiento de café en una taza, transferencia de calor de un calefactor, enfriamiento de componentes electrónicos en computadoras sin ventilador para enfriar, y la transferencia de calor del cuerpo humano cuando una persona está en descanso.

El estudio de la convección natural se basa de dos principios de la mecánica de fluidos: conservación de masa, conservación de momento y del principio de termodinámica que es la conservación de energía. Las ecuaciones de los principios mencionados se reducen al tomar en cuenta las siguientes suposiciones:

$\rho = \text{constante}$, La densidad es constante

$\frac{\partial}{\partial t} = 0$, No se toma en cuenta las variaciones con respecto al tiempo

$2 - D$, El fluido se considera bidimensional

$\nu = \text{constante}$ La viscosidad cinemática es constante

$\frac{\partial p}{\partial y} = 0$, No se considera la diferencia en presiones en el eje y

$\tau_y \approx 0$, No hay esfuerzos cortantes a lo largo del eje y

$C_p = \text{constante}$, El calor específico es constante

$k = \text{constante}$, La conductividad térmica es constante



Conservación de la masa,

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (1.10)$$

Conservación del momento,

$$\rho \left(v \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} \right) = g\rho\beta(T - T_\infty) + \mu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \quad (1.11)$$

Conservación de energía,

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \alpha \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \quad (1.12)$$

En la convección natural se tiene un parámetro llamado coeficiente volumétrico de expansión térmica, β . Dicho coeficiente define la variación del volumen cuando se cambia la temperatura, es decir, la expansión de las partículas para tener convección natural. El coeficiente volumétrico de expansión térmica se define de la siguiente manera:

$$\beta = \frac{1}{V} \left(\frac{dV}{dT} \right)_p \quad (1.13)$$

donde V es volumen y T es temperatura. Si asumimos que el fluido se comporta como un gas ideal, la ecuación se reduce a la siguiente forma:

$$\beta = \frac{1}{T} \quad (1.14)$$

De las tres ecuaciones diferenciales resulta el número adimensional de Grashof (G_r), que sirve para determinar el coeficiente de convectividad en convección natural.

$$G_r = \frac{g\beta\Delta T x^3}{U_s^2} \quad (1.15)$$

El número de Grashof es similar al número de Reynolds, es decir, tienen el mismo significado físico (relación de fuerzas de movimiento entre fuerzas de resistencia o viscosas); el número de Grashof es utilizado en convección natural mientras que el número de Reynolds se emplea en convección forzada. Si el flujo de calor es constante se tiene el número de Grashof modificado:

$$G_r^* = \frac{g\beta q_w x^3}{U_s^2 k} \quad (1.16)$$

El coeficiente de convección en la convección natural no tiene influencia significativa del tiempo y está en función de los siguientes parámetros:

$$h = f \left(\begin{array}{l} \text{propiedades} \\ \text{del fluido} \end{array}, \begin{array}{l} \text{geometría} \\ \text{del sistema} \end{array}, \Delta T, \right) \quad (1.17)$$

Los números adimensionales son obtenidos mediante técnicas experimentales tales como técnicas con burbujas de hidrógeno, técnicas ópticas y técnicas de interferometría holográfica.

En convección natural también se define otro número adimensional llamado Rayleigh (R_a):

$$R_a = G_r P_r \quad (1.18)$$

$$R_a = \frac{g\beta\Delta T L^3}{\nu \alpha} \quad (1.19)$$

1.3.4. Convección forzada

En convección forzada se pueden alcanzar flujos de calor superiores a los que se da en convección natural. En este caso el flujo de calor transferido dependerá de las características del fluido, de la geometría y en alto grado de la velocidad tangencial del fluido respecto de la pared.



Se conocen dos difusividades moleculares importantes, aparte de la difusividad en masa, en el caso de transferencia de masa, estas difusividades son:

$$\text{Difusividad del momento lineal: } \nu = \frac{\mu}{\rho} = \left[\frac{L^2}{t} \right] \quad (1.20)$$

$$\text{Difusividad térmica: } \alpha = \frac{k}{\rho c_p} = \left[\frac{L^2}{t} \right] \quad (1.21)$$

La difusividad térmica, mide la capacidad de un material para conducir energía térmica en relación con su capacidad para almacenar energía térmica.

La forma semejante en que se representan las dos propiedades indicaría que deben tener papeles similares en sus respectivas formas de transferencia. Ambas tienen las mismas dimensiones, y su relación matemática se conoce como el número de Prandtl (P_r) el cual es, obviamente, adimensional.

$$P_r = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\mu c_p}{k} \quad (1.22)$$

Se observa que el número de Prandtl es una combinación de las propiedades del fluido, por lo cual, algunos autores lo consideran una propiedad. Suele ser considerado como la relación de transferencia de calor dentro de la capa límite térmica. Este número es principalmente una función de la temperatura, y se puede encontrar tabulado para diferentes fluidos a diferentes temperaturas en todas las referencias bibliográficas de transferencia de calor. Considerando una película de fluido de espesor L y sometido a una diferencia de temperatura ΔT . Si tal elemento de fluido se encuentra en reposo, y esas placas de fluido tienen área A , entonces el flujo de calor entre ambas placas que son la frontera de ese elemento fluido, se evaluará por conducción, mediante la ley de Fourier, ecuación 1.2.

Pero, si el fluido está en movimiento, tal flujo de calor se determina mediante la ley de enfriamiento de Newton, ecuación 1.3.

La relación entre estos dos flujos de calor, es una medida de la tasa de transferencia de calor por convección en el fluido, a la tasa por conducción. Tal relación es el número de Nusselt, (N_u).

$$\frac{q_{convección}}{q_{conducción}} = \frac{h A \Delta T}{k A \Delta T / L} = \frac{h L}{k} = N_u \quad (1.23)$$

Del análisis dimensional de la transferencia de energía por convección, se obtiene un resultado parcial que indica que el número de Nusselt, es la relación de un grupo de propiedades, que representadas como una sola variable es función del número de Reynolds, y del número de Prandtl, grupos de variables que en su relación matemática, también son adimensionales.

Esta adimensionalización de variables, por grupos, es frecuente en los análisis de convección, en transferencia de masa y de calor, y su mayor importancia radica en que disminuye considerablemente el número de variables en correlaciones de cálculo, simplificando el trabajo y haciéndolo más práctico en el campo de la ingeniería.

Lo dicho anteriormente, se expresa como:

$$N_u = f(R_e, P_r) \quad (1.24)$$

que en términos integrales puede establecerse como relaciones de la forma:

$$N_u = c * R_e^m P_r^n \quad (1.25)$$

Los parámetros c , m y n son constantes, y provienen de un análisis exacto de la capa límite hidrodinámica y térmica.

Para el cálculo de una placa plana admitimos que el flujo en la capa límite se produce libremente, sin restricciones impuestas por las superficies contiguas. En



consecuencia, siempre existe una región de flujo fuera de la capa límite en la que los gradientes de velocidad y temperatura son despreciables.

Un estudio más simplificado se tomarán en cuenta en este estudio aquellos casos en que las velocidades son relativamente bajas, y donde no existe cambio de fase, así como será válida la suposición del movimiento de flujo mediante dispositivos específicos.

Tomando los márgenes de errores aceptables en las propiedades de los fluidos son constantes, y que por variar con la temperatura debido a la presencia de los gradientes de temperatura en la capa límite, se estimarán haciendo uso de la denominada temperatura de película (T_f), que no es más que el promedio aritmético entre la temperatura del fluido y la temperatura de la superficie de la placa.

$$T_f = \frac{T_s + T_\infty}{2} \quad (1.26)$$

Por otro lado, un método alternativo es evaluar todas las propiedades a la temperatura del fluido libre, T_∞ , y multiplicar el lado derecho de la expresión general de N_u escrita anteriormente, por el parámetro de la forma:

$$\left(\frac{P_{r\infty}}{P_{rS}}\right)^r \text{ ó uno de la forma: } \left(\frac{\mu_\infty}{\mu_S}\right)^r \quad (1.27)$$

donde los subíndices ∞ y S designan la evaluación de las propiedades en las temperaturas de flujo libre y de la superficie, respectivamente.

Número de Nusselt local sobre la placa plana:

Flujo laminar:

$$N_{u,x} = \frac{h_x x}{k} = 0.332 Re_x^{1/2} * P_{rx}^{1/3} \dots P_r \geq 0.60 \quad (1.28)$$

Flujo turbulento:

$$N_{u,x} = \frac{h_x x}{k} = 0.0296 Re_x^{0.8} * Pr_x^{\frac{1}{3}} \dots 0.60 \leq Pr \leq 60 \text{ y con } 5 * 10^5 \leq Re \leq 10^7 \quad (1.29)$$

Número de Nusselt promedio sobre la placa completa:

Flujo laminar:

$$N_{u,x} = \frac{h_x x}{k} = 0.664 Re_x^{1/2} * Pr_x^{1/3} \dots Re \leq 5 * 10^5 \quad (1.30)$$

Flujo turbulento:

$$N_{u,x} = \frac{h_x x}{k} = 0.037 Re_x^{0.8} * Pr_x^{\frac{1}{3}} \dots 0.60 \leq Pr \leq 60 \text{ y con } 5 * 10^5 \leq Re \leq 10^7 \quad (1.31)$$

La correlación de Churchill y Ozoe (1973) se recomienda como única, y aplica a todos con cualquier valor de número de Prandtl (Pr) para el flujo laminar sobre una placa isotérmica:

$$N_{u_x} = \frac{0.3387 Re_x^{1/2} * Pr_x^{1/3}}{\left[1 + \left(\frac{0.0468}{Pr}\right)^{2/3}\right]^{1/4}} \dots Pe \geq 100 \quad (1.32)$$

donde, Pe es el llamado número adimensional de Peclet, parámetro de transferencia de calor independiente, que por definición es:

$$Pe = Re_x * Pr \quad (1.33)$$

Con esta correlación se establece: $N_{u_x} = 2N_{u_x}$ lo que indica que el número de Nusselt promedio en la placa es el doble del Nusselt local.



1.4. Radiación

La radiación térmica es energía emitida por la materia que se encuentra a una temperatura dada, se produce directamente desde la fuente hacia afuera en todas las direcciones. Esta energía es producida por los cambios en las configuraciones electrónicas de los átomos o moléculas constitutivos y transportada por ondas electromagnéticas o fotones, por lo recibe el nombre de radiación electromagnética. La masa en reposo de un fotón es idénticamente nula.

Por lo tanto, atendiendo a relatividad especial, un fotón viaja a la velocidad de la luz y no se puede mantener en reposo. La radiación electromagnética es una combinación de campos eléctricos y magnéticos oscilantes y perpendiculares entre sí, que se propagan a través del espacio transportando energía de un lugar a otro.

A diferencia de la conducción y la convección, o de otros tipos de onda, como el sonido, que necesitan un medio material para propagarse, la radiación electromagnética es independiente de la materia para su propagación, de hecho, la transferencia de energía por radiación es más efectiva en el vacío.

Sin embargo, la velocidad, intensidad y dirección de su flujo de energía se ven influidos por la presencia de materia. Así, estas ondas pueden atravesar el espacio interplanetario e interestelar y llegar a la Tierra desde el Sol y las estrellas. La longitud de onda (λ) y la frecuencia (ν) de las ondas electromagnéticas, relacionadas mediante la expresión $\lambda\nu = c$, son importantes para determinar su energía, su visibilidad, su poder de penetración y otras características.

Independientemente de su frecuencia y longitud de onda, todas las ondas electromagnéticas se desplazan en el vacío con una rapidez constante $c = 299792 \text{ km/s}$, llamada velocidad de la luz. Los fotones son emitidos o absorbidos por la materia. La longitud de onda de la radiación está relacionada con la energía de los fotones, por una ecuación desarrollada por Planck:

$$Q = \underline{h} A (T_2 - T_1) \tag{1.34}$$

donde h se llama constante de Planck, su valor es $6.6261 \times 10^{-34} \text{ J s}$. La Ley de Stefan asegura que todos los objetos emiten energía radiante, cualquiera sea su temperatura, por ejemplo el Sol, la Tierra, la atmósfera, los Polos, las personas, etc. La energía radiada por el Sol a diario afecta nuestra existencia en diferentes formas. Esta influye en la temperatura promedio de la tierra, las corrientes oceánicas, la agricultura, el comportamiento de la lluvia, etc.

Considerando la transferencia de radiación por una superficie de área A , que se encuentra a una temperatura T ; la radiación que emite la superficie, se produce a partir de la energía térmica de la materia limitada por la superficie, y la rapidez a la cual se libera energía se llama potencia de radiación y es equivalente a la transferencia de calor Q , su valor es proporcional a la cuarta potencia de la temperatura absoluta. Esto se conoce como la ley de Stefan (Joseph Stefan, austriaco, 1835-1893), que se escribe como:

$$Q = \varepsilon \sigma A T^4 \quad (1.35)$$

donde $\sigma = 5.67 \times 10^{-8} \text{ W/(m}^2\text{K}^4)$ se llama constante de Stefan-Boltzmann (Ludwig Boltzmann, 1844-1906) y ε es una propiedad de la superficie llamada emisividad, sus valores varían en el rango $0 < \varepsilon < 1$, es una medida de la eficiencia con que la superficie emite energía radiante la cual depende del material.

Un cuerpo emite energía radiante con una rapidez dada por la ecuación 1.5, pero al mismo tiempo absorbe radiación; si esto no ocurriera, el cuerpo en algún momento irradiaría toda su energía y su temperatura llegaría al cero absoluto.

La energía que un cuerpo absorbe proviene de sus alrededores, los cuales también emiten energía radiante. Si un cuerpo se encuentra a temperatura T_2 y el ambiente a una temperatura T_1 , la energía neta ganada o perdida por segundo como resultado de la radiación es:

$$Q_{neta} = \varepsilon \sigma A (T_2^4 - T_1^4) \quad (1.36)$$



Cuando el cuerpo está en equilibrio con los alrededores, irradia y absorbe la misma cantidad de energía, por lo tanto su temperatura permanece constante. Cuando el cuerpo está más caliente que el ambiente, irradia más energía de la que absorbe, y por lo tanto se enfría. Un absorbedor perfecto se llama cuerpo negro, que se define como un objeto ideal que absorbe toda la radiación que llega a su superficie y su emisividad es igual a 1.

Sin embargo, no se conoce ningún objeto así, aunque una superficie de negro de carbono puede llegar a absorber aproximadamente un 97% de la radiación incidente. El Sol, la Tierra, la nieve, etc. bajo ciertas condiciones se comportan como un cuerpo negro.

En teoría, un cuerpo negro sería también un emisor perfecto de radiación, y emitiría a cualquier temperatura la máxima cantidad de energía disponible. A una temperatura dada, emitiría una cantidad definida de energía en cada longitud de onda. En contraste, un cuerpo cuya emisividad sea igual a cero, no absorbe la energía incidente sobre él, sino que la refleja toda, es un reflector perfecto.

Los cuerpos con emisividades entre 0 y 1 se llaman cuerpos grises, son los objetos reales. A raíz del fracaso de los intentos de calcular la radiación de un cuerpo negro ideal según la física clásica, se desarrollaron por primera vez los conceptos básicos de la teoría cuántica. Una buena aproximación de un cuerpo negro es el interior de un objeto hueco, como se muestra en la figura 1.10. La naturaleza de la radiación emitida por un cuerpo hueco a través de un pequeño agujero sólo depende de la temperatura de las paredes de la cavidad.

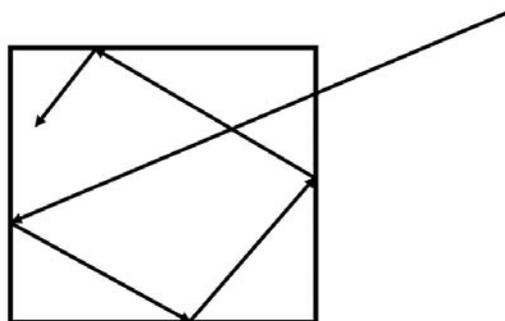


Figura 1.10. Representación de un cuerpo negro.

1.5. Conductividad y resistencia térmica

El proceso de transferencia de energía térmica es un proceso aleatorio. La energía no “entra” simplemente por un extremo de la muestra y prosigue directamente en “trayectos rectilíneos” hacia el otro extremo, sino que se difunde a través de la muestra sufriendo frecuentes colisiones. Este hecho hace que un factor importante en la conductividad sea el recorrido libre medio de una partícula entre colisiones. A partir de la teoría cinética de los gases se tiene que dentro de una cierta aproximación es válida la siguiente expresión para la conductividad térmica:

$$k = \frac{1}{3} C_p u_m L \quad (1.37)$$

donde C_p es la capacidad calorífica, u_m es la velocidad media de las partículas y L es el recorrido libre medio.

En metales de alta pureza, el mecanismo de transporte de calor se realiza fundamentalmente por los electrones. Los valores de la conductividad son los más altos ya que los electrones no son tan fácilmente dispersados y además existe un gran número de electrones libres que participan en la conducción térmica. Los valores de k oscilan entre 20 y 400 $W/m \cdot K$, los más altos corresponden a la plata, al oro y al cobre.

A temperaturas mucho más altas la conductividad empieza a aumentar, lo cual se debe a la transferencia de calor por radiación; cantidades significativas de radiación infrarroja pueden ser transportadas a través de un material cerámico transparente y la eficiencia de este proceso aumenta con la temperatura. Además pueden excitarse algunos electrones hacia la banda de conducción por lo que también aumenta k .



La resistencia térmica que ejercen los materiales al flujo de calor está ligada al coeficiente de transferencia de calor y es inversamente proporcional el mismo:

$$R = \frac{Y}{k A} \quad (1.38)$$

Los equipos de proceso se suelen aislar para minimizar las pérdidas de calor hacia el entorno. Si no se aíslan, los equipos pueden tener pérdidas de calor por cualquiera de los tres mecanismos de transmisión de calor: conducción, convección o radiación. Las pérdidas de calor por conducción a través del aire serán pequeñas debido a su baja conductividad ($k_{\text{aire}}=0.0258 \text{ W/m} \cdot \text{K}$ a $30 \text{ }^\circ\text{C}$); sin embargo, las corrientes de convección se desarrollarán fácilmente si existe una diferencia de temperatura entre el cuerpo y su entorno. Además, pueden aumentar las pérdidas de calor por convección si las corrientes de aire son altas.

Con el propósito de mejorar la eficiencia de un intercambiador de calor estos equipos de proceso deben construirse de materiales metálicos. El uso de materiales metálicos también apoya a la resistencia estructural del equipo, ayudándolo a soportar caídas de presión más elevadas. Por otra parte, las incrustaciones de minerales en los materiales metálicos reducen la transferencia de calor.

Para el caso de medios aislantes compuestos cada uno de los medios ejerce una conductividad térmica y por tanto una resistencia al flujo térmico. Supongamos que tenemos dos medios separando zonas que están a temperaturas T_2 y T_1 , donde T_2 es menor que T_1 , en serie como se ilustra en la figura 1.11a, tenemos que por conservación de energía el flujo a través de la medio 1, en el equilibrio, debe de ser igual al flujo a través del medio 2.

Si llamamos T_m a la temperatura de la interfaces 1 y 2 tenemos:

$$Q_1 = Q = -kA \frac{T_2 - T_m}{Y_1} \quad y \quad Q_2 = Q = -kA \frac{T_m - T_1}{Y_2} \quad (1.39)$$

despejando Q y T_m de estas ecuaciones tenemos:

$$Q = -\frac{T_2 - T_1}{R_1 + R_2} = -\frac{T_2 - T_1}{R_{12}} \quad (1.40)$$

Por un razonamiento similar, para el caso de dos medio en paralelo como en la figura 1.11b, tenemos que $Q = Q_1 + Q_2$, de donde obtenemos que:

$$Q = -\frac{T_2 - T_1}{R_{12}} \quad \text{con} \quad \frac{1}{R_{12}} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \quad (1.41)$$

Este modo de combinar resistencia térmicas es similar a como se combinan las resistencias en serie y paralelo. De hecho todas las técnicas que se usan para el caso eléctrico pueden ser usadas para el caso térmico. Claramente, estas expresiones pueden generalizarse para combinaciones más complejas de medios en serie y paralelo. En los edificios y casas, una de las mayores fuentes de pérdida de calor son las aberturas y ventanas.

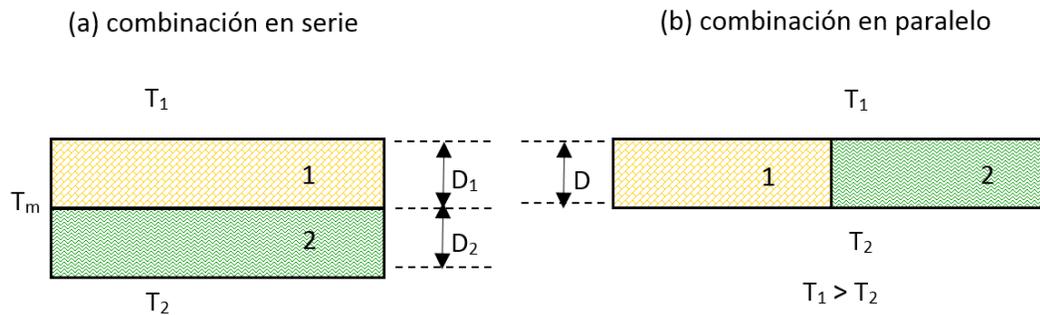


Figura 1.11. Conducción a través de combinación de medio en serie (izquierda) y en Paralelo (derecha).

En transferencia de calor el aire puede tomarse como una resistencia en paralelo para un equipo de transferencia, con lo que ambas resistencias se integran a la ecuación para el flujo de calor y el diseño de intercambiadores.



1.6. Flujo de calor

Consideremos que existen dos flujos en un intercambiador de calor tubular simple, el fluido caliente tiene una capacidad calorífica definida como $C_c = W_c C_{p_c} [W/K]$ donde $W_c [kg/s]$ es el flujo másico y $C_{p_c} [J/kgK]$ es su capacidad calorífica a presión constante y análogamente para el fluido frío se tiene $C_f = W_f C_{p_f} [W/K]$, entonces, con base en la Primera Ley de la Termodinámica o Conservación de la Energía, se establece que el calor transferido entre ambos flujos se puede describir por un balance de entalpía de la forma:

$$Q = C_c(T_1 - T_2) = C_f(t_2 - t_1) \quad (1.42)$$

La ecuación 1.42 es una representación ideal donde no se consideran pérdidas de calor y ésta sólo describe el calor que será transferido (la capacidad o comportamiento del intercambiador) para el caso donde se conocen los flujos másicos y las temperaturas de operación. Sin embargo, dicha ecuación no provee ninguna indicación del tamaño del intercambiador necesaria para mejorar su capacidad o eficacia. Si consideramos el tamaño del intercambiador en la ecuación 1.42 podemos escribir:

$$Q = U_{cal} A \theta_m = U_{frío} A \theta_m \quad (1.43)$$

Esta ecuación involucra el área de intercambio y permite la corrección de los parámetros de diseño. Así, el proceso de intercambio de calor completo se puede representar como:

$$Q = U_{cal} A \theta_m = U_{frío} A \theta_m = C_{cal}(T_1 - T_2) = C_{frío}(t_2 - t_1) \quad (1.44)$$

1.7. Coeficiente global de transferencia de calor

En un intercambiador se tienen dos flujos de fluido, uno con mayor temperatura que el otro, el calor se transfiere del fluido caliente al fluido frío a través de una o

más resistencias. Las resistencias dentro del intercambiador de calor se pueden simplificar en 3 campos, pared del intercambiador y dos por las capas límites térmicas de cada fluido.

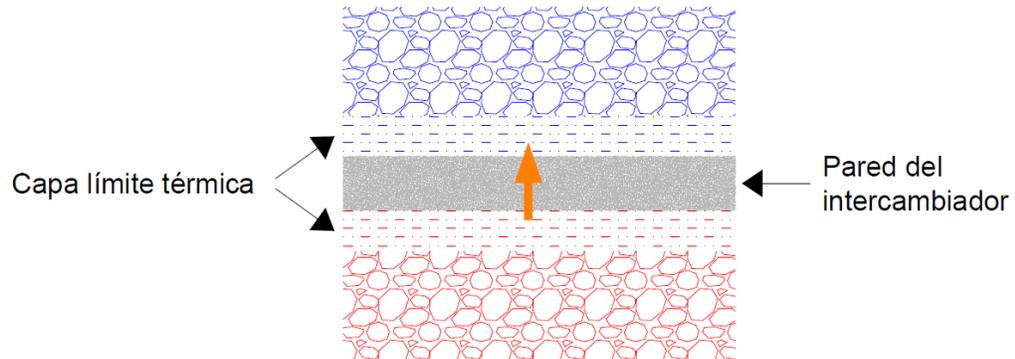


Figura 1.12 Resistencia presentes en un intercambiador de calor.

Tomando en cuenta que la capa límite térmica sigue un régimen de flujo laminar se comporta como una pared, por lo que, se representa como una suma de resistencias. Además, el flujo en el intercambiador experimenta una convección forzada que se expresa en el coeficiente de película h_0 . La ecuación de Fourier presenta la sumatoria de las resistencias presentes:

$$q = \frac{Q}{A} = \frac{\Delta T}{\Sigma R} \quad (1.45)$$

$$\Sigma R = \frac{1}{h_{i0}} + \frac{y}{k} + \frac{1}{h_0} \quad (1.46)$$

donde h_{0f} y h_{0c} son los coeficiente de película para cada lado de la pared del intercambiador y y/k es la resistencia de la pared del intercambiador. ΣR es la resistencia total al flujo de calor. Esta suma sumatoria de resistencias en paralelo se puede expresar como, $\Sigma R = 1/U$, U es el coeficiente global de transferencia de calor.

Generalmente, la resistencia de la pared del intercambiador se desprecia, teniendo la siguiente expresión para el coeficiente global de transferencia de calor, U :



$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_{i0}} + \frac{1}{h_0} \quad (1.47)$$

$$U = \frac{h_{i0} * h_0}{h_{i0} + h_0} \quad (1.48)$$

1.8. Diferencia de Temperatura Logarítmica Media

Para los arreglos básicos simples de intercambiadores, θ_m en las ecuaciones 1.43 y 1.44 es la diferencia de temperatura media logarítmica (*LMTD*). Dado que la temperatura diferencia de temperatura varía en diferentes posiciones dentro del intercambiador de calor, es necesario establecer una diferencia en temperatura media.

La diferencia en temperatura es inicialmente grande, pero a medida que nos movemos a través de la dirección horizontal del intercambiador de calor, ambas temperaturas tanto la caliente como la fría se aproximan, asintóticamente por lo que la ΔT tiende a cero. Se debe destacar que la temperatura del fluido frío en la salida nunca rebasa la del fluido caliente, puesto que el fluido caliente no puede calentar a otro fluido por encima de su propia temperatura.

El valor de la diferencia media en temperatura se obtiene aislando un elemento de área para su análisis y asumiendo lo siguiente:

- La transferencia de calor solamente se da entre el fluido frío y el caliente dado que el intercambiador de calor está aislado.
- No existe conducción a través de la pared del intercambiador.
- Los cambios en energía cinética y potencial son despreciables.
- Los calores específicos del fluido son constantes.
- El coeficiente global de transferencia de calor permanece constante.

Si aplicamos un balance de energía al elemento infinitesimal en cuestión, para el fluido caliente obtendremos la siguiente expresión para la temperatura media:

$$\text{Flujo serie} \quad \theta_m = LMTD = \frac{(T_{c,1} - T_{f,2}) - (T_{c,2} - T_{f,1})}{\ln\left(\frac{T_{c,1} - T_{f,2}}{T_{c,2} - T_{f,1}}\right)} \quad (1.48a)$$

$$\text{Flujo paralelo} \quad \theta_m = LMTD = \frac{(T_{c,1} - T_{f,1}) - (T_{c,2} - T_{f,2})}{\ln\left(\frac{T_{c,1} - T_{f,1}}{T_{c,2} - T_{f,2}}\right)} \quad (1.48b)$$

Se utiliza principalmente para determinar la temperatura de transferencia de calor en sistemas de flujo, especialmente en los intercambiadores de calor. Cuanto mayor sea el $LMTD$, más calor se transfiere. El uso de la $LMTD$ directa surge del análisis de un intercambiador de calor con el constante flujo de fluidos y propiedades térmicas. Cabe mencionar que la ecuación general de la $LMTD$ depende principalmente del arreglo de los intercambiadores, la ecuación 1.48 tiene dos arreglos diferentes el primero (a) se aplica a los flujos a contra corriente y el segundo (b) se aplica a los flujos paralelos. Los flujos dentro de un intercambiador se discutirán en el siguiente capítulo.



Capítulo 2

Comparación de los Intercambiadores de Calor

Nuestras virtudes y nuestros defectos son inseparables, como la fuerza y la materia. Cuando se separan, el Hombre no existe.

Nikola Tesla (1856-1943)



Los intercambiadores de calor se encuentran en muchos sistemas químicos o mecánicos. Estos sirven, como su nombre lo indica, para ganar calor o eliminar calor en determinados procesos. Algunas de las aplicaciones más comunes se encuentran en calentamiento, ventilación, sistemas de acondicionamiento de espacios, radiadores en máquinas de combustión interna, calderas, condensadores, y precalentadores o enfriamiento de fluidos. En este capítulo se revisan algunas aplicaciones específicas de intercambiadores de calor, para observar la gran variedad de procesos industriales en los cuales se emplean los mismos.

Todos los procesos son diferentes entre ellos. En la industria, se pueden observar gran cantidad de intercambiadores de calor, cada tipo presenta cualidades para los diferentes procesos. Además, la investigación y diseño de nuevos equipos para intercambio de calor aumenta la cantidad de intercambiadores de calor disponibles. Los intercambiadores de calor se seleccionan dependiendo de los aspectos técnicos y económicos de cada proceso.

En sistemas de vapor de gran escala, o en sistemas donde se requieren grandes temperaturas, el fluido de entrada es comúnmente precalentado en etapas, en lugar de tratar de calentar dicho fluido en una sola etapa desde el ambiente hasta la temperatura final.

Comúnmente, los intercambiadores de calor están pensados como dispositivos líquido-líquido solamente. Sin embargo, un intercambiador de calor es cualquier dispositivo que transfiere calor a partir de un fluido a otro fluido. Algunas plantas dependen de intercambiadores de calor aire-líquido. Ya que el aire es un mal conductor del calor, el área de contacto térmico entre el metal del radiador y el aire se debe maximizar usando aletas en el exterior de los tubos. Las aletas aumentan la superficie de contacto con lo que mejoran la eficacia de un intercambiador de calor y se encuentran comúnmente en la mayoría de los intercambiadores de calor del aire-líquido y en algunos intercambiadores de calor líquido-líquido de alta eficiencia.

Todos los sistemas de aire acondicionado contienen por lo menos dos intercambiadores de calor, generalmente llamados evaporador y condensador. En cualquier caso, el evaporador o el condensador, el refrigerante fluye en el intercambiador de calor y transfiere el calor, ya sea ganándolo o cediéndolo.

El condensador es un componente importante del ciclo del vapor en instalaciones de generación de potencia. Es un recinto cerrado en el cual el vapor sale de la turbina y se fuerza para ceder su calor latente de la vaporización. Es un componente necesario del ciclo del vapor por dos razones. La primera, convierte el vapor usado nuevamente en agua para regresarla al generador o a la caldera de vapor como agua de alimentación. Esto baja el costo operacional de la planta permitiendo reutilizar el agua de alimentación, y resulta más fácil bombear un líquido que el vapor. La segunda razón, aumenta la eficiencia del ciclo permitiendo que el ciclo opere con los gradientes más grandes posibles de temperatura y presión entre la fuente de calor y el sumidero de calor.

2.1. Tipos de intercambiadores de calor según su operación

Ya que los intercambiadores de calor se presentan en muchas formas, tamaños, materiales de fabricación y modelos, estos son categorizados de acuerdo con características comunes. Una de las características comunes que se puede emplear es la dirección relativa que existe entre los dos flujos de fluido. El fluido con menor temperatura nunca alcanza la temperatura del fluido más caliente. Las tres categorías son:

- Flujo paralelo
- Contraflujo
- Flujo cruzado

2.1.1. Flujo paralelo

Como se ilustra en la figura 2.1, existe un flujo paralelo cuando el flujo interno y el flujo externo fluyen en la misma dirección. En este caso, los dos fluidos entran al intercambiador por el mismo extremo y estos presentan una diferencia de temperatura significativa. Como el calor se transfiere del fluido con mayor temperatura hacia el fluido de menor temperatura, las temperaturas de los fluidos se aproximan la una a la otra, es decir que uno disminuye su temperatura y el otro la aumenta tratando de alcanzar el equilibrio térmico entre ellos.

Los intercambiadores de flujo paralelo sufren más estrés térmico debido a las diferencias de temperatura extremas en la entrada del dispositivo. Los intercambiadores paralelos son más adecuados cuando la meta es llevar los dos fluidos casi a la misma temperatura.

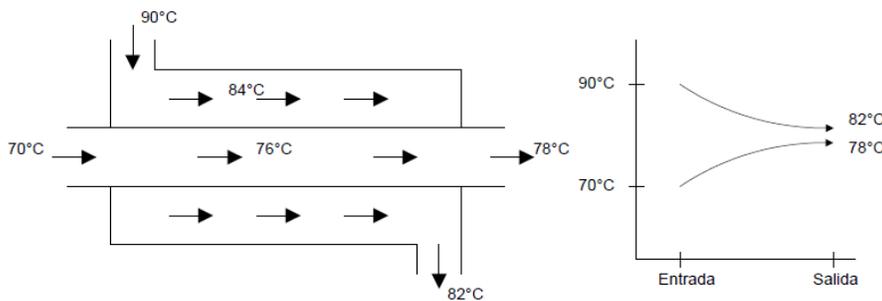


Figura 2.1. Intercambiador de calor de flujo paralelo.

2.1.2. Contraflujo

Como se ilustra en la figura 2.2, se presenta un contraflujo cuando los dos fluidos fluyen en la misma dirección pero en sentido opuesto. Cada uno de los fluidos entra al intercambiador por diferentes extremos. Ya que el fluido con menor temperatura sale en contraflujo del intercambiador de calor en el extremo donde entra el fluido con mayor temperatura, la temperatura del fluido más frío se aproximará a la temperatura del fluido de entrada. Este tipo de intercambiador resulta ser más eficiente que el mencionado anteriormente. En contraste con el intercambiador de

calor de flujo paralelo, el intercambiador de contraflujo puede presentar la temperatura más alta en el fluido frío y la más baja temperatura en el fluido caliente una vez realizada la transferencia de calor en el intercambiador.

El intercambiador de contracorriente normalmente puede transferir más energía que el intercambiador de diseño paralelo, debido a que la temperatura de salida del fluido frío puede acercarse a la mayor temperatura del fluido caliente.

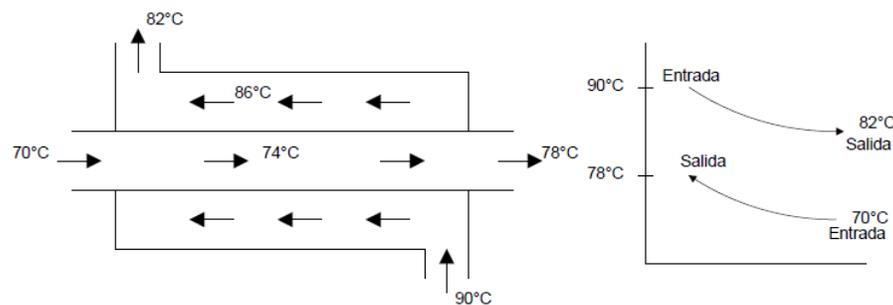


Figura 2.2. Intercambiador de calor de flujo contracorriente.

2.1.3. Flujo cruzado

En la figura 2.3, se muestra como en el intercambiador de calor de flujo cruzado uno de los fluidos fluye de manera perpendicular al otro fluido, esto es, uno de los fluidos pasa a través de tubos mientras que el otro pasa alrededor de dichos tubos formando un ángulo de 90° . Los intercambiadores de flujo cruzado son comúnmente usados donde uno de los fluidos presenta cambio de fase y por tanto se tiene un fluido pasando por el intercambiador en dos fases (bifásico).

Un ejemplo típico de este tipo de intercambiador es en los sistemas de condensación de vapor, donde el vapor exhausto que sale de una turbina entra como flujo externo a la coraza del condensador y el agua fría que fluye por los tubos absorbe el calor del vapor, éste se enfría formando un condensado. Se pueden condensar grandes volúmenes de vapor de agua al utilizar este tipo de intercambiador de calor. En la actualidad, la mayoría de los intercambiadores de

calor no son puramente de flujo paralelo, contraflujo, o flujo cruzado; estos son comúnmente una combinación de los dos o tres tipos de intercambiador. Desde luego, un intercambiador de calor real que incluye dos, o los tres tipos de intercambio descritos anteriormente, resulta muy complicado de analizar. La razón de incluir la combinación de varios tipos en uno solo, es maximizar la eficacia del intercambiador dentro de las restricciones propias del diseño, que son: tamaño, costo, peso, eficacia requerida, tipo de fluidos, temperaturas y presiones de operación, que permiten establecer la complejidad del intercambiador.

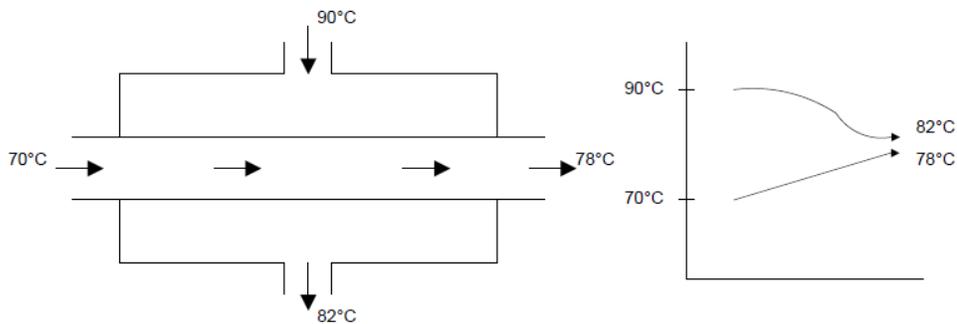


Figura 2.3. Intercambiador de calor de flujo cruzado.

2.1.4. Intercambiadores de un solo paso y de múltiple pasos.

Un método que combina las características de dos o más intercambiadores y permite mejorar el desempeño de un intercambiador de calor es tener que pasar los dos fluidos varias veces dentro de un intercambiador de paso simple. Cuando los fluidos intercambian calor más de una vez, se denomina intercambiador de múltiple pasos. Si el fluido sólo intercambia calor en una sola vez, se denomina intercambiador de calor de paso simple o de un solo paso.

En la figura 2.4, se muestra un ejemplo de estos intercambiadores. Comúnmente el intercambiador de múltiples pasos invierte el sentido del flujo en los tubos al utilizar dobleces en forma de "U" en los extremos, es decir, el doblez en forma de "U" permite un flujo de regreso e incrementa el área de transferencia del intercambiador.

Un segundo método para llevar a cabo múltiples pasos es insertar baffles o platos dentro del intercambiador.

2.1.5. Intercambiadores Regenerativos y No-regenerativos

Los intercambiadores de calor también pueden ser clasificados por su función en un sistema particular. Una clasificación común es:

- Intercambiador regenerativo
- Intercambiador no regenerativo

En un intercambiador regenerativo el fluido caliente abandona el sistema cediendo su calor a un regenerador y posteriormente regresando al sistema. Los intercambiadores regenerativos son comúnmente utilizados en sistemas con temperaturas altas donde una porción del fluido del sistema se remueve del proceso principal y éste es posteriormente integrado al sistema. Ya que el fluido que es removido del proceso principal contiene energía, el calor del fluido que abandona el sistema se usa para recalentar el fluido de regreso en lugar de expeler calor hacia un medio externo más frío lo que mejora la eficacia del intercambiador. Es importante recordar que el término "regenerativo / no regenerativo" sólo se refiere al funcionamiento del intercambiador de calor en un sistema y no indica el tipo de intercambiador.

En un intercambiador no regenerativo, el fluido con mayor temperatura es enfriado por un fluido de un sistema separado y la energía removida no es regresada al sistema.

2.2. Tipos de intercambiadores de calor según su construcción

Los intercambiadores de calor se presentan en una inimaginable variedad de formas y tamaños. En la industria, se puede observar gran variedad de intercambiadores de calor. Por su construcción, los intercambiadores de calor se pueden clasificar en tres grandes grupos como son:

- Tipo tubular



- Tipo placa
- Tipo superficie extendida

Como en cualquier dispositivo mecánico, cada uno de estos presenta ventajas o desventajas en su aplicación.

2.2.1. Intercambiadores de calor tubulares

Los tipos tubulares constan de tubos circulares. Un fluido corre dentro de los tubos y el otro en el exterior de los tubos. Los parámetros de estos intercambiadores de calor se pueden cambiar fácilmente, como el diámetro del tubo, la distancia entre los tubos (pitch), arreglo de tubos, número de tubos y la longitud de los tubos. Entre los tipos más comunes de intercambiadores de calor bajo esta categoría se encuentran del tipo de tubos concéntricos, tipo de carcaza y tubo y tipo de tubo en espiral.

Los intercambiadores de calor tubulares pueden ser diseñados para alta presión, en relación con la presión atmosférica, y con una alta diferencia de presión entre los fluidos. Estos intercambiadores se utilizan para fases líquido-líquido y líquido-vapor. Pero cuando la temperatura de funcionamiento o la presión son muy altas o existe contaminación en un lado de líquido, se usa aplicaciones de transferencia de calor de gas-líquido y gas-gas.

2.2.1.1. Intercambiadores de tubos concéntricos

Los intercambiadores de calor de tubos concéntricos o de doble tubo son los más sencillos que existen. Están constituidos por dos tubos concéntricos de diámetros diferentes. Uno de los fluidos fluye por el interior del tubo de menor diámetro y el otro fluido fluye por el espacio anular entre los dos tubos. Hay dos posibles configuraciones en cuanto a la dirección de los fluidos: a contracorriente y en paralelo.

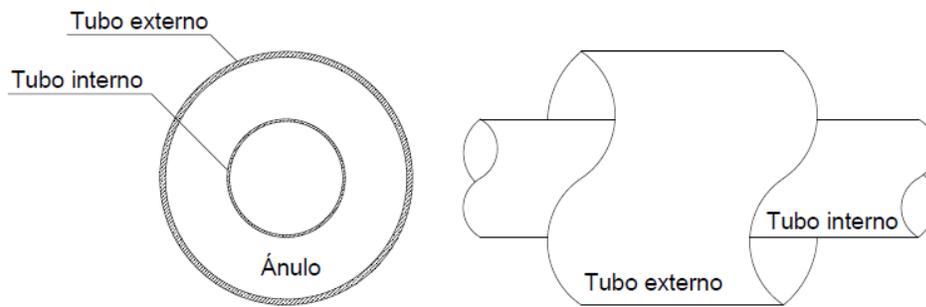


Figura 2.4 Intercambiador de calor de tubos concéntricos o doble tubo.

Generalmente se construyen en longitudes efectivas de 12, 15 o 20 pies. La longitud efectiva es la distancia en cada rama sobre la que ocurre transferencia de calor. Cuando dos segmentos rectos se unen usando un codo en U, se forma un arreglo conocido como horquilla.

Las horquillas se emplean en longitudes rectas mayores a 20 pies, a mayor longitud el tubo interior se vence tocando el tubo exterior, lo cual provoca una mala distribución del flujo en el ánulo.

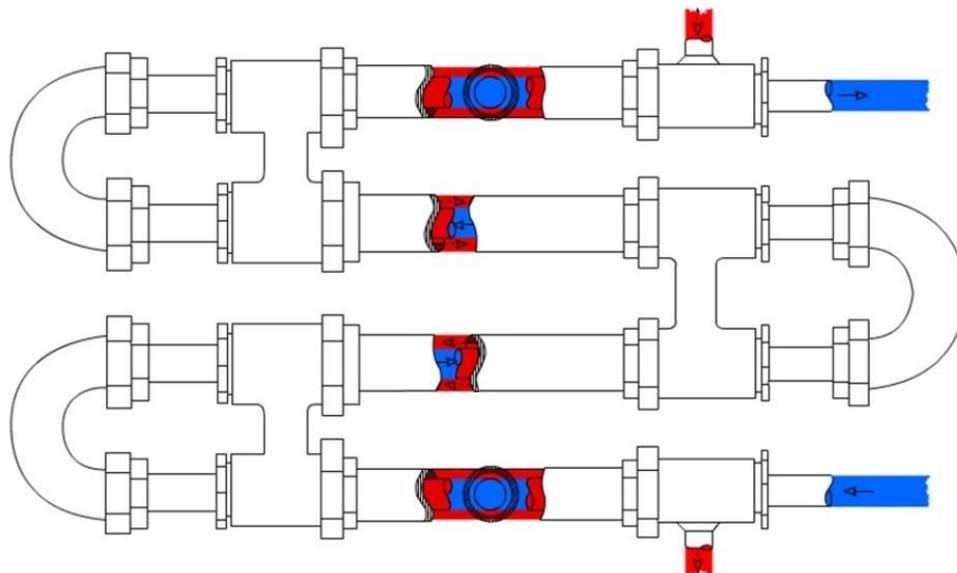


Figura 2.5 Intercambiador de calor de tubos concéntricos con dos horquillas.



Una de las ventajas que presentan estos intercambiadores es que son fáciles de ensamblar. Las desventajas de estos intercambiadores es que el área de transferencia de calor de cada horquilla es pequeña, por lo que se puede requerir un gran número de las mismas, lo que puede demandar un espacio considerable. Cada intercambiador de doble tubo presenta no menos de 14 puntos donde se pueden presentar fugas.

La satisfacción de muchas demandas industriales requiere el uso de un gran número de horquillas de doble tubo. Estas consumen considerable área superficial así como presentan un número considerable de puntos en los cuales se puede hacer fugas. Cuando se requieren superficies grandes de transferencia de calor, pueden ser obtenidas por medio de equipo de tubo y coraza.

2.2.1.2. Intercambiadores de coraza y tubos

De los diversos tipos de intercambiadores de calor, éste es el más utilizado en las refinерías y plantas químicas en general debido a que:

- a) Proporciona áreas de transferencia de calor más elevadas en relación con su peso y volumen.
- b) Es relativamente fácil de construir en una gran variedad de tamaños.
- c) Es bastante fácil de limpiar y de reparar.
- d) Es versátil y se diseña para cumplir prácticamente con cualquier aplicación.
- e) Permite temperaturas más elevadas en relación con su peso y volumen.

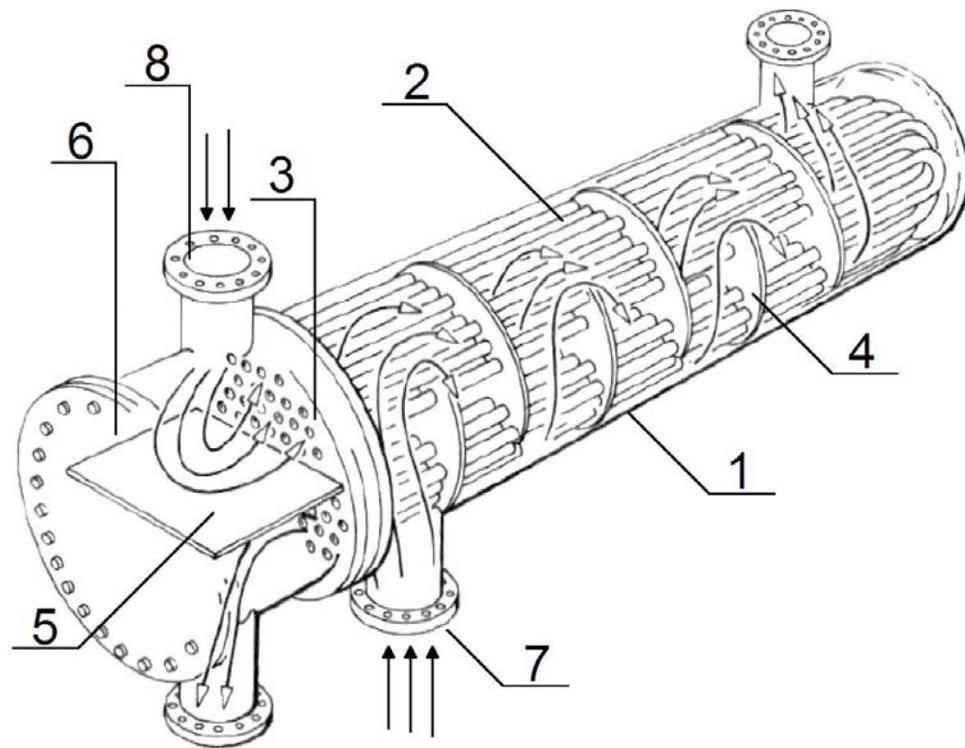


Figura 2.6 Intercambiadores de coraza y tubos.

Este tipo de equipo consiste en una coraza cilíndrica [1] que contiene un arreglo de tubos [2] paralelo al eje longitudinal de la coraza. Los tubos pueden o no tener aletas y están sujetos en cada extremo por láminas perforadas [3]. Estos atraviesan a su vez a una serie de láminas denominadas deflectores (baffles) [4] que al ser distribuidas a lo largo de toda la coraza, sirven para soportar los tubos y dirigir el flujo que circula por la misma, de tal forma que la dirección del fluido sea siempre perpendicular a los tubos. El flujo de los tubos se divide por medio de un separador de pasos [5] para atravesar la coraza. El fluido que va por dentro de los tubos es dirigido por un ducto especial conocido como cabezal o canal [6], también se puede incluir un cabezal posterior. Para mejorar la transferencia de calor se usa un sistema a contraflujo; en este caso, el fluido de la coraza entra por la parte inferior [7] mientras que el fluido de los tubos entra por la parte superior [8].

El equipo de coraza y tubos involucra la expansión de un tubo en un espejo, placa o cabezal, y la formación de un sello que no fuga bajo condiciones razonables de operación. Se puede observar un claro ejemplo a continuación.

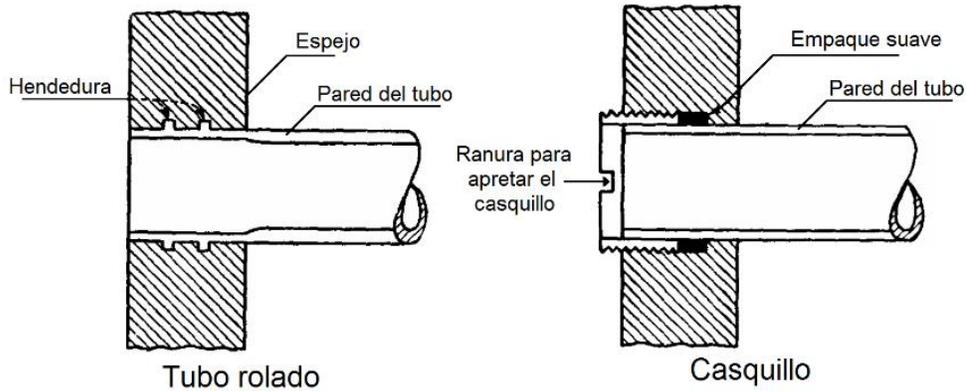


Figura 2.7. Tubo rolado y casquillo.

También se puede utilizar la soldadura del tubo en el cabezal según sea los requerimientos de operación y material de construcción del intercambiador.

Los tubos para intercambiadores de calor se encuentran disponibles en varios metales, como son: acero, acero inoxidable, cobre, bronce, etc. Se pueden obtener en diferentes grosores de pared definidos con el calibrador BWG. El área que poseen estos tubos representa el área de transferencia de calor que posee el intercambiador.

El espaciado entre los tubos es de vital importancia en la construcción del haz de tubos. Los orificios de los tubos no pueden taladrarse muy cerca uno del otro, ya que una franja demasiado estrecha de metal entre los tubos adyacentes, debilita estructuralmente el cabezal de tubos o espejo. Los tubos se colocan en arreglos ya sea triangulares o cuadrados, tal como se muestran en la siguiente figura. La ventaja del espaciado cuadrado es que los tubos son accesibles para limpieza externa y tienen pequeña caída de presión cuando el fluido fluye en la dirección indicada en la figura siguiente.

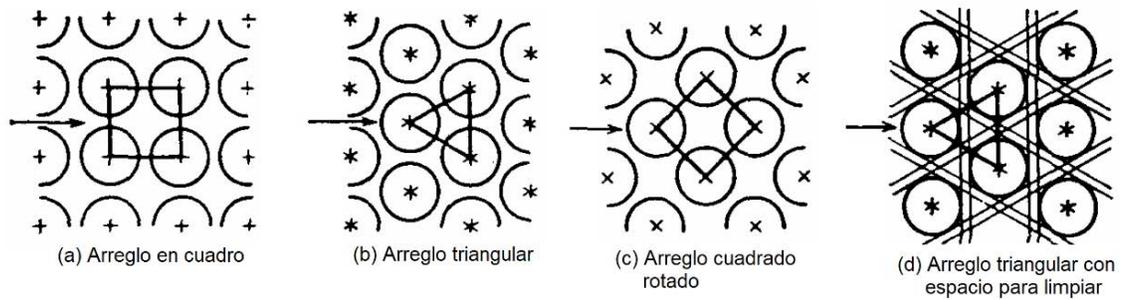


Figura 2.8. Arreglos comunes para los tubos de intercambiadores.

Las corazas se fabrican en tuberías de acero. El diámetro varía de acuerdo a las dimensiones de diseño del equipo, del mismo modo, el grosor de las paredes de la coraza, aumentando este de acuerdo a las presiones de operación y a las condiciones de corrosión del sistema para así aumentar la vida útil del equipo.

El cabezal o espejo, es la pieza metálica de la que se sujetan los tubos, esta debe ser de un material similar al de los tubos para evitar la corrosión galvánica y debe tener un espesor considerable para soportar las condiciones de operación (presión, temperatura y corrosión).

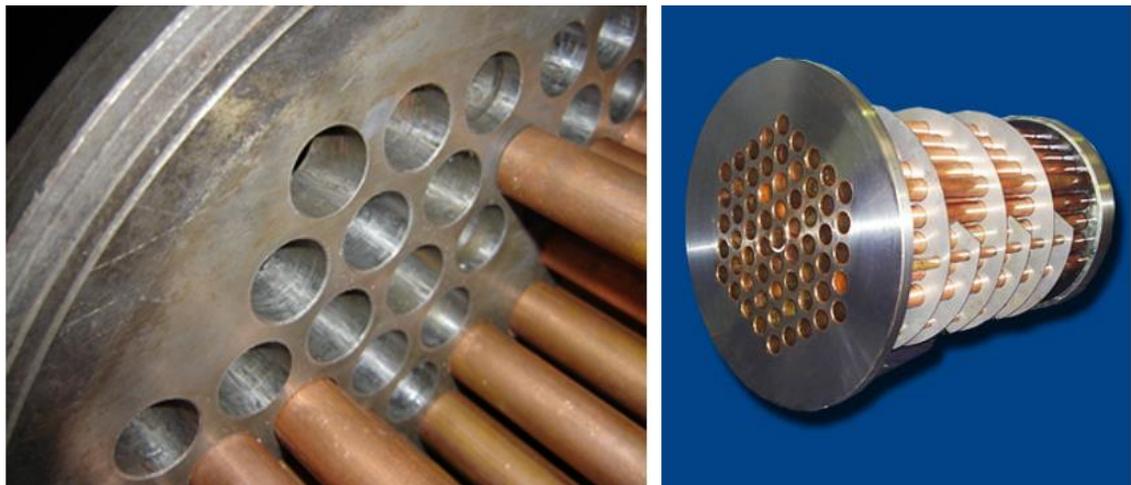


Figura 2.9. Cabezal o espejo de tubos.

Los intercambiadores con cabezal de tubos estacionarios son el tipo más simple de intercambiador, de los cuales el mostrado en la figura es un ejemplo.

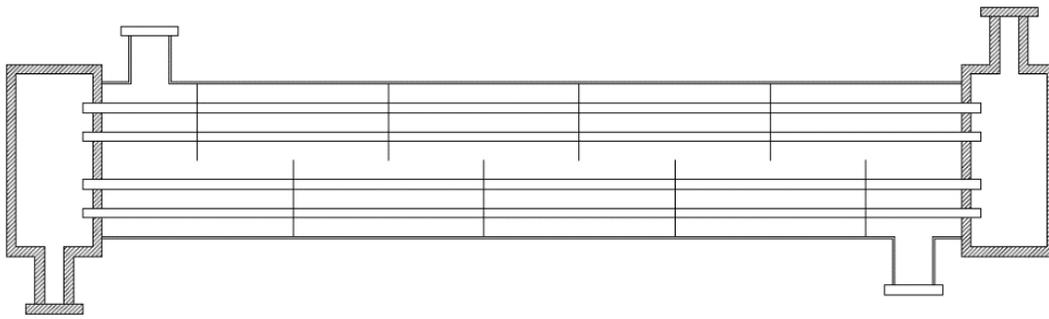


Figura 2.10 Cabezal de tubos estacionarios.

Aumentando la turbulencia en el líquido se aumenta el coeficiente de transferencia de calor. Para inducir esta turbulencia fuera de los tubos, es costumbre emplear deflectores que hacen que el líquido fluya a través de la coraza en ángulo recto con el haz de tubos. Estos causan una considerable turbulencia aun cuando por la coraza fluya una cantidad pequeña de líquido. Los deflectores también son utilizados como soporte del haz de tubos a fin de que estos no se pandeen a lo largo del intercambiador. Hay varios tipos de deflectores, los más usados son los deflectores segmentados, los cuales son hojas de metal perforadas cuyas alturas son generalmente 75 % del diámetro interior de la coraza. Estos se conocen como deflectores de 25 % de corte.

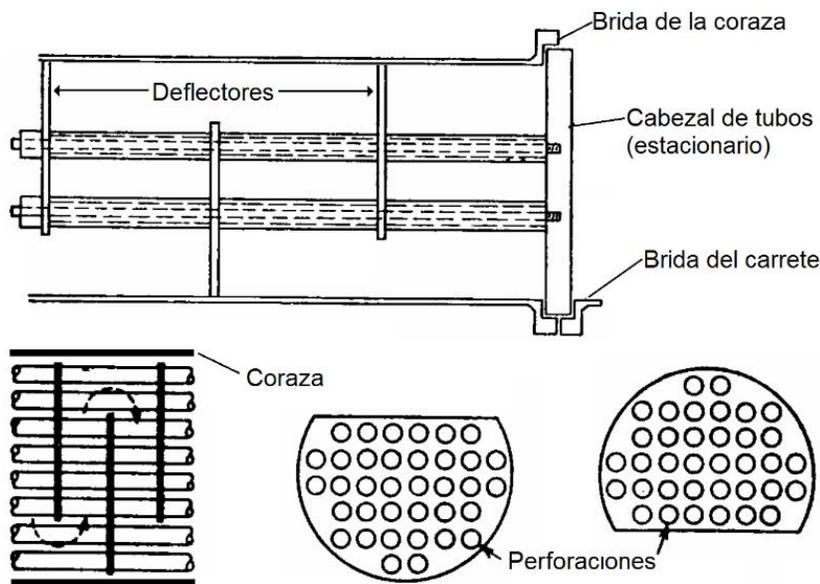


Figura 2.11. Detalle del deflector segmentado.

Otros tipos de deflectores son el disco y corona y el deflector de orificio. Aun cuando algunas veces se emplean otros tipos, no son de importancia general.

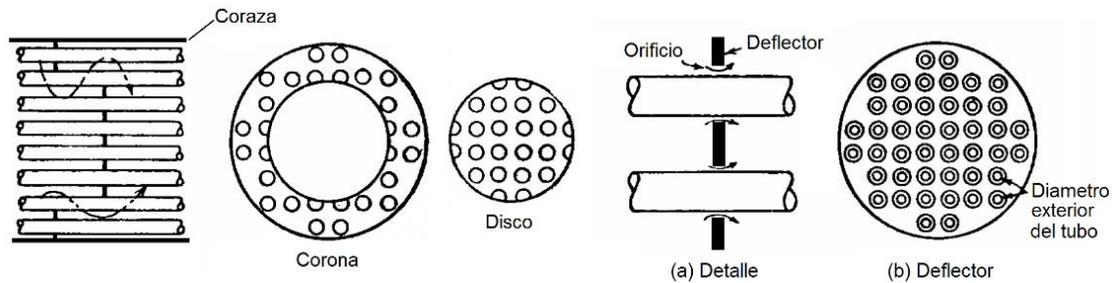


Figura 2.12. Deflector de disco y corona y orificio.

Al usar intercambiadores con cabezal de tubos fijos, es a menudo necesario tomar en cuenta la expansión térmica diferencial entre los tubos y la coraza durante la operación, o de otra manera se desarrollarán esfuerzos térmicos a través del espejo o cabezal de tubos. Esto puede efectuarse usando una junta de expansión o junta de dilatación en la coraza, de las cuales hay disponible un gran número de ellas.

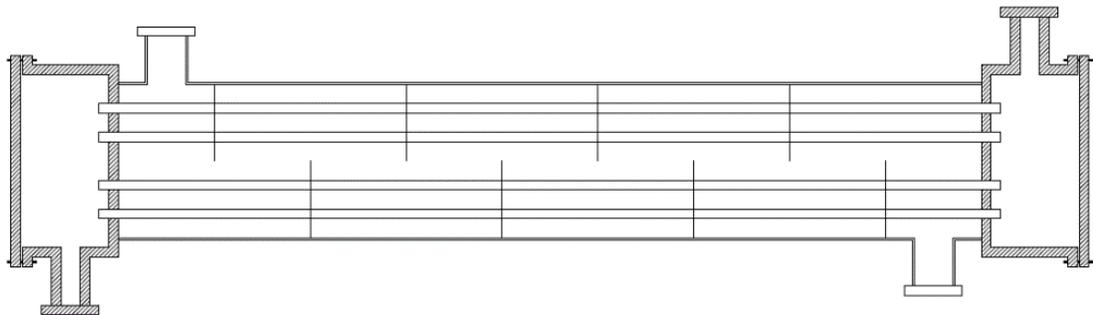


Figura 2.13 Cabezal de tubos fijos con tapas integrales.

El intercambiador en el cual el fluido de la coraza fluye en un paso por la coraza y el fluido de los tubos en dos o más pasos, es el intercambiador 1-2. Se emplea una sola tapa con una división para permitir la entrada y salida del fluido de los tubos por la misma tapa. En el extremo opuesto del intercambiador está colocado un bonete o una división para permitir que el fluido de los tubos pase del primero al segundo paso. Como con todos los intercambiadores de cabezales fijos, la parte externa de los tubos es inaccesible para la inspección o limpieza mecánica.

El interior de los tubos puede ser limpiado removiendo únicamente la pared del carrete y usando un limpiador rotatorio o un cepillo de alambre.

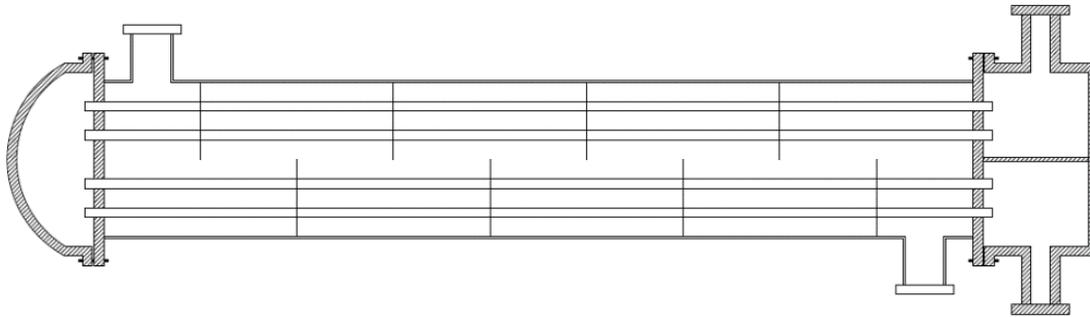


Figura 2.14. Intercambiador 1-2 de cabezal fijo.

En la siguiente figura se muestra del intercambiador 1-2, que tiene el banco de tubos removible de la coraza.

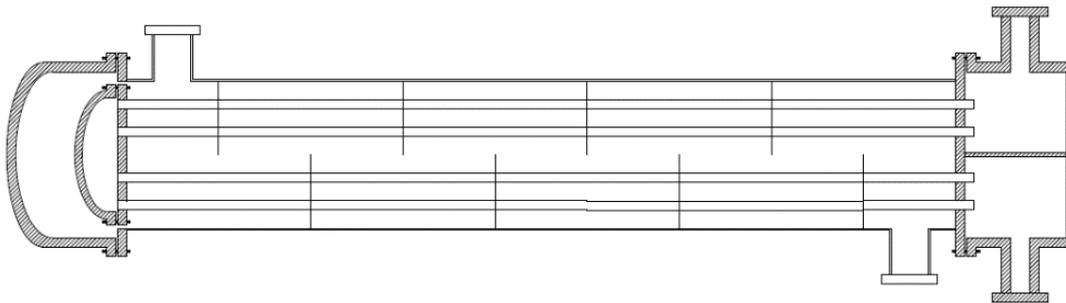


Figura 2.15 Intercambiador 1-2 con cabezal flotante de arrastre.

Consiste en un cabezal de tubos estacionario, que se encuentra sujeto entre la brida de una tapa y la brida de la coraza. En el extremo opuesto al haz de tubos, éstos se expanden en un cabezal de tubos flotantes que se mueve libremente. Al cabezal de tubos se atornilla un casquete de cabezal flotante y todo el haz de tubos puede extraerse por el extremo de la tapa. La coraza se cierra mediante una tapa.

La desventaja de usar cabezal flotante es de simple geometría. Para asegurar la tapa del cabezal flotante es necesario atornillarla dentro de la coraza de los tubos,

y los tornillos requieren el uso de espacio donde sería posible insertar un gran número de tubos. El atornillador no solo reduce el número de tubos, sino también provee de una canalización de flujo no deseable entre el banco de tubos y la coraza. Los intercambiadores de calor 1-2 de cabeza flotante y anillo seccionado son poco ventajosos por su cara manufactura, sin embargo, tiene un gran número de ventajas mecánicas.

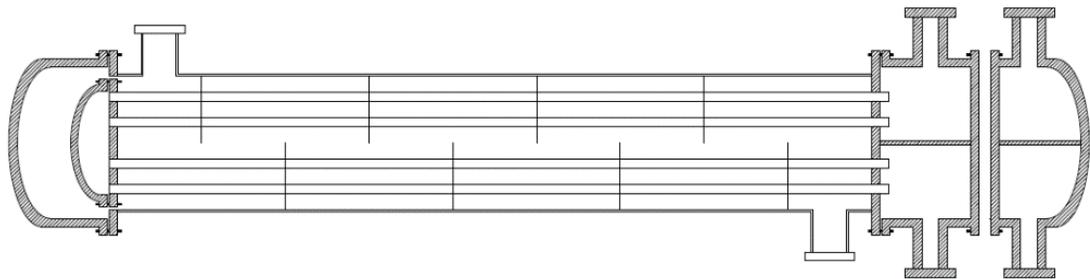


Figura 2.16 Intercambiador 1-2 con cabezal flotante.

Difiere del tipo cabezal de arrastre por el uso de un arreglo de anillo seccionado en el cabezal flotante de tubos y una coraza más grande que lo cubre y acomoda. Los detalles del anillo seccionado se muestran a continuación:

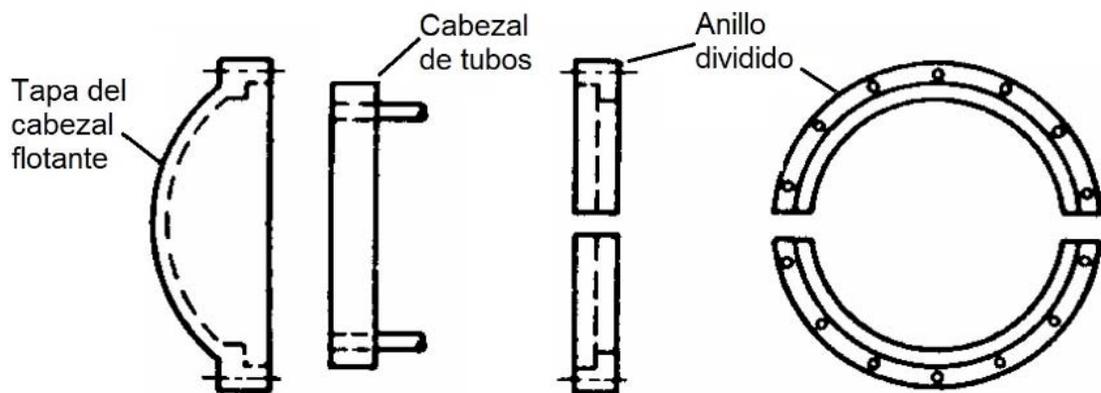


Figura 2.17 Ensamble de la abrazadera de anillo dividido.

Diferentes fabricantes también tienen diferentes modificaciones del diseño que aquí se muestra, pero todas ellas llenan el propósito de proveer un aumento de la superficie en comparación con el cabezal de arrastre considerando un mismo tamaño de coraza.

Una distribución típica de tubos para un intercambiador de cabezal flotante de anillo dividido, se muestra en la siguiente figura:

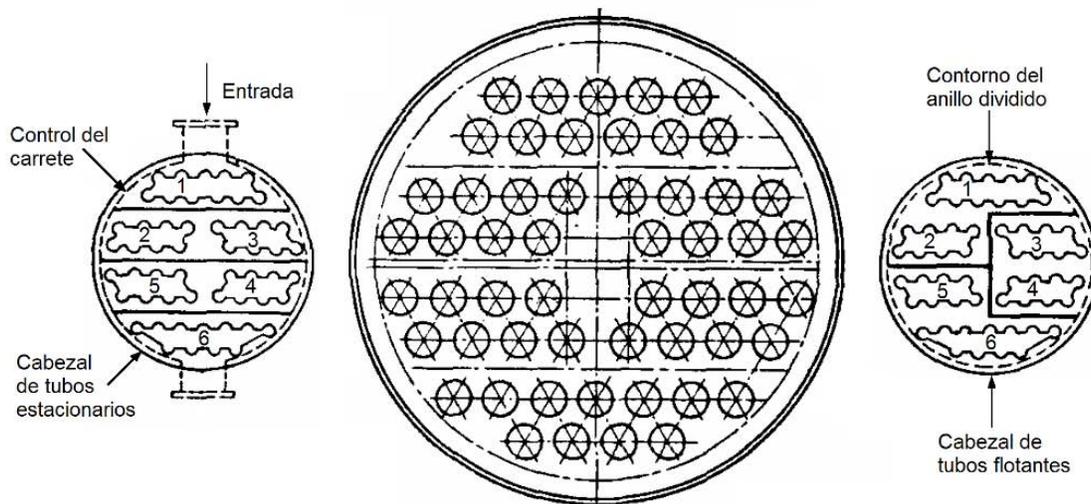


Figura 2.18. Distribución de tubos en el cabezal o tapa, arreglo triangular acomodado para seis pasos por los tubos.

Otra modificación del intercambiador 1-2 de cabeza flotante es el intercambiador de cabeza o tapa flotante empacada, que se muestra en la siguiente figura. Este intercambiador tiene una extensión en el cabezal de tubos flotantes, que se confina mediante un empaque.

Aun cuando es enteramente satisfactorio para corazas hasta de 36 pulgadas para el diámetro interno, los empaques mayores de esta medida no se recomiendan para presiones altas o en servicios sujetos a vibración.

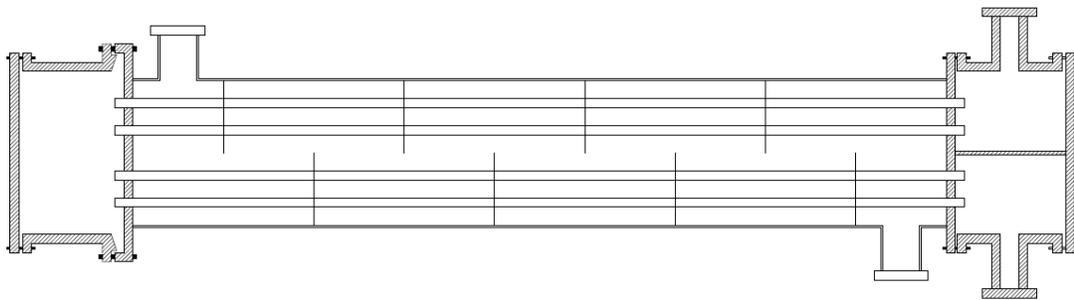


Figura 2.19. Intercambiador 1-2 de cabezal flotante empacado.

Los intercambiadores 1-2 que se muestran a continuación están formados por tubos que se doblan en forma de U y se rolan después en la tapa.

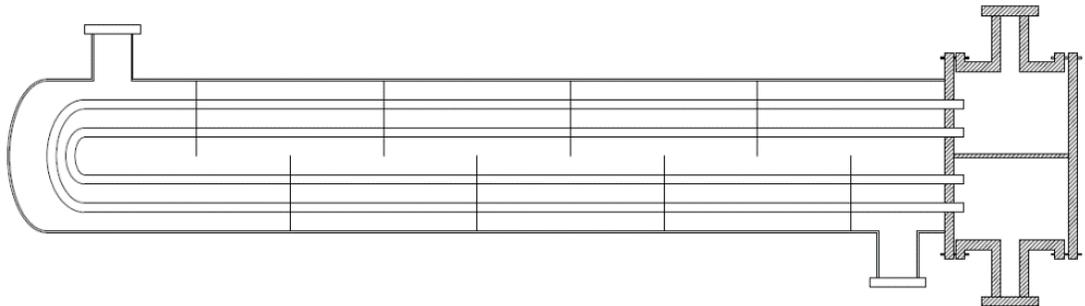


Figura 2.20 Intercambiadores con tubos en U.

El haz de tubos consiste en un espejo estacionario, tubos en U también llamados de horquilla, deflectores o placas de soporte y espaciadores y tirantes apropiados. Es posible retirar el haz de tubos de la coraza del intercambiador de calor. Se proporciona un cabezal del lado del tubo estacionario y una coraza con cubierta integrada, que se suelda a la coraza misma.

Cada tubo tiene la libertad para dilatarse o contraerse, sin limitaciones debidas a la posición de los otros tubos. Los rehervidores de calderas, los evaporadores, son con frecuencia intercambiadores de tubo en U con secciones ampliadas de la coraza para la separación del vapor y el líquido.

2.2.2. Intercambiadores de superficie extendida

En ocasiones los intercambiadores de calor operan usando fluidos con coeficiente de transferencia de calor mucho menor uno que el otro, como consecuencia se debe ampliar el área de transferencia de calor.

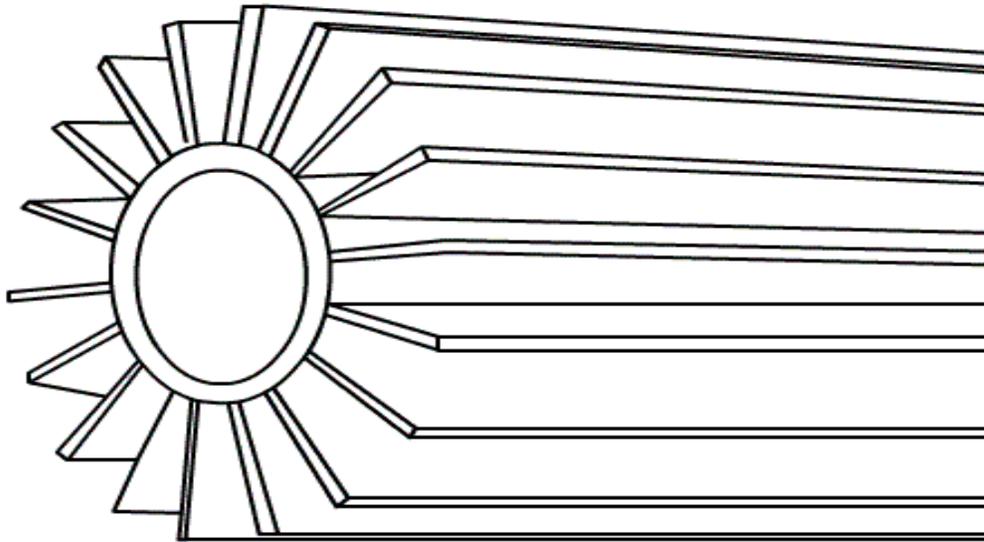


Figura 2.21 Tubo con aletas.

La frase superficie extendida se usa normalmente con referencia a un sólido que experimenta transferencia de energía por conducción dentro de sus límites, así como transferencia de energía por convección o radiación entre sus límites y los alrededores.

Tal sistema se muestra de forma esquemática en la figura 2.21. Se usa un puntal para proporcionar soporte mecánico a dos paredes que están a temperaturas diferentes. Un gradiente de temperatura en la dirección del flujo mantiene la transferencia de calor por conducción internamente, al mismo tiempo que hay una transferencia de energía por convección desde la superficie.

Aunque hay muchas situaciones diferentes que implican efectos combinados de conducción y convección, la aplicación más frecuente es aquella en la que se usa una superficie extendida de manera específica para aumentar la rapidez de

transferencia de calor entre un sólido y un fluido contiguo. Esta superficie extendida se denomina aleta.

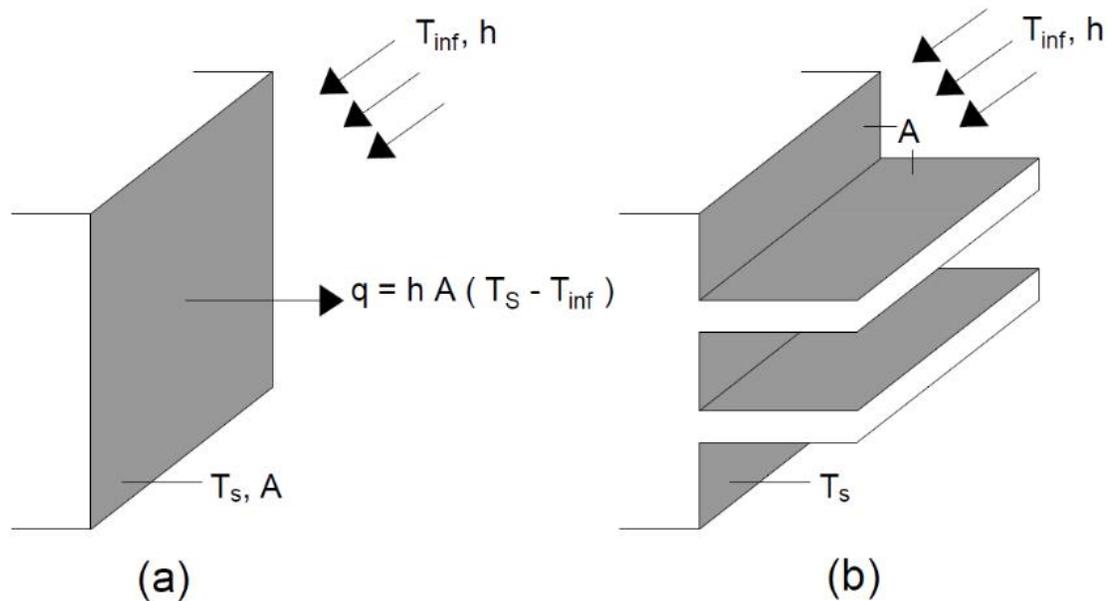


Figura 2.22 Uso de aletas para aumentar transferencia de calor. (a) Superficie desnuda (b) Superficie con aletas.

Considerando una pared plana como en la figura 2.22. Si T_s es fija, hay dos formas en las que es posible aumentar la transferencia de calor. El coeficiente de convección (h) podría aumentarse incrementando la velocidad del fluido, o podría reducirse la temperatura de fluido T_∞ .

Sin embargo, se encuentran muchas situaciones en las que aumentar h al valor máximo posible es insuficiente para obtener la transferencia de calor que se desea o en las que los costos asociados son prohibitivos. Estos costos están relacionados con los requerimientos de potencia del ventilador o de bomba necesarios para aumentar h a través de un creciente movimiento de fluido. Más aún, la segunda opción de reducir T_∞ es a menudo poco práctica.

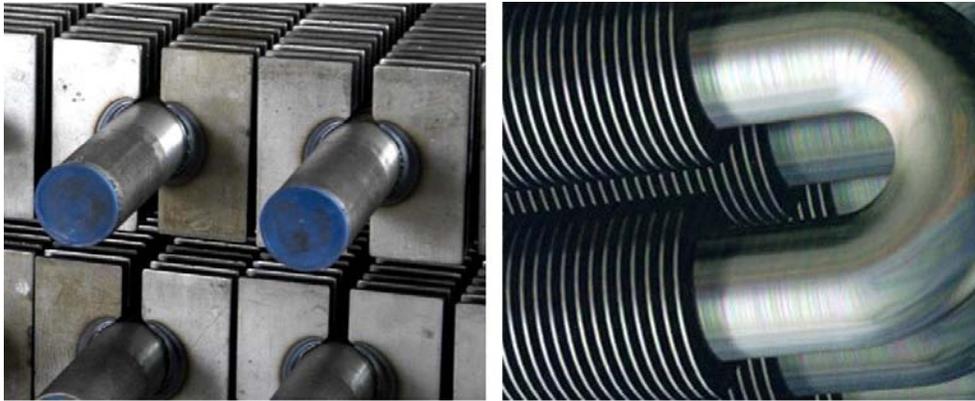


Figura 2.23. Usos típicos de intercambiadores tubulares con aletas.

Al examinar la figura 2.23, vemos que existe una tercera opción. Es decir, la transferencia de calor se incrementa aumentando el área de la superficie a través de la cual ocurre la convección. Esto se logra con el empleo de aletas que se extienden desde la pared al fluido circundante.

La conductividad térmica del material de la aleta tiene fuerte efecto sobre la distribución de temperaturas a lo largo de la aleta y, por tanto, influye en el grado al que la transferencia de calor aumenta. Idealmente, el material de la aleta debe tener una conductividad térmica grande para minimizar variaciones de temperatura desde la base hasta la punta. En el límite de la conductividad térmica infinita, toda la aleta estaría a la temperatura de la base de la superficie, proporcionando con ello el máximo aumento posible de transferencia de calor.

En la figura 2.24 se muestran diferentes configuraciones de aletas. Una aleta recta es cualquier superficie prolongada que se une a una pared plana. Puede ser de área de sección transversal uniforme, o el área de sección transversal puede variar con la distancia x desde la pared.

Una aleta anular es aquella que se une de forma circunferencial a un cilindro, y su sección transversal varía con el radio desde la línea central del cilindro. Los tipos de aleta precedentes tienen secciones transversales rectangulares, cuya área se

expresa como un producto del espesor de la aleta y del ancho para aletas rectas o la circunferencia para aletas anulares.

En contraste, una aleta de aguja, o spine, es una superficie prolongada de sección transversal circular. Las aletas de aguja también pueden ser de sección transversal uniforme o no uniforme.

En cualquier aplicación, la selección de una configuración de aletas particular depende de consideraciones de espacio, peso, fabricación y costos, así como del punto al que las aletas reducen el coeficiente de convección de la superficie y aumentan la caída de presión asociada con un flujo sobre las aletas.

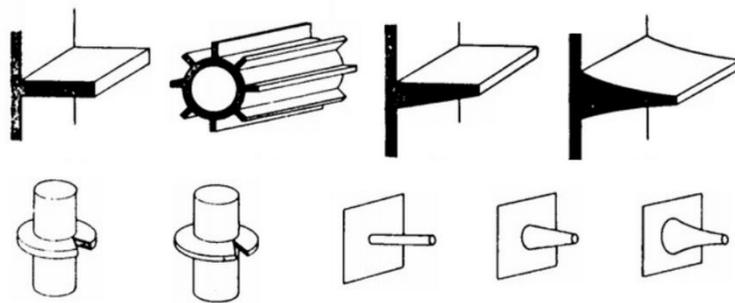


Figura 2.23. Configuraciones típicas de aletas para superficies extendidas.

2.2.3. Intercambiadores de placa

La búsqueda continua de economía y mayor eficiencia en el equipo de transferencia de calor ha ocasionado el desarrollo de diversos tipos de intercambiadores. Uno de ellos es el intercambiador de placas.

A pesar de ser poco conocido, el intercambiador de placas, llamado también PHE por sus siglas en inglés: Plate Heat Exchanger, tiene patentes de finales del siglo XIX, específicamente hacia 1870, pero no fue sino hasta 1930 que comenzó a ser ampliamente usado en la industria láctea por razones sanitarias. En este tipo de intercambiadores las dos corrientes de fluidos están separadas por placas, que no son más que láminas delgadas, rectangulares, en las que se observa un diseño corrugado, formado por un proceso de prensado de precisión.

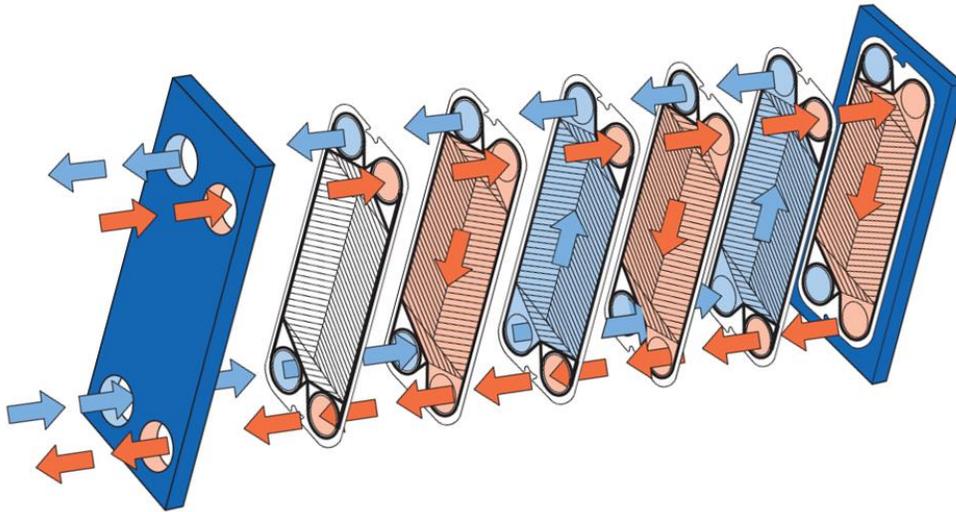


Figura 2.24. Intercambiador de placas empacadas.

A un lado de cada placa, se localiza un empaque que bordea todo su perímetro. La unidad completa mantiene unidos a un cierto número de estas placas, sujetas cara a cara en un marco. El canal de flujo es el espacio que se forma, gracias a los empaques, entre dos placas adyacentes; arreglando el sistema de tal forma, que los fluidos fríos y calientes corren alternadamente por dichos canales, paralelamente al lado más largo. Existen aberturas en las cuatro esquinas de las placas que conjuntamente con un arreglo apropiado en los empaques, dirigen a las dos corrientes en sus canales de flujo.

Estos equipos son los más apropiados para trabajar con fluidos de alta viscosidad y tienen como ventaja adicional, el ser fácilmente desmontables para labores de mantenimiento. No obstante, las condiciones de operación se encuentran limitadas por los empaques. En los primeros equipos la presión era de 200 kPa y la temperatura alrededor de $60\text{ }^{\circ}\text{C}$. Pero a pesar de que el diseño básicamente ha permanecido inalterado, los continuos avances en los últimos 60 años han incrementado las presiones y temperaturas de operación hasta los 3000 kPa y $500\text{ }^{\circ}\text{C}$, respectivamente.

Es importante destacar que la elección del material de los empaques se vuelve más restringida a altas temperaturas, lo que en consecuencia reduce el número de

fluidos que pueden ser manejados por estos equipos bajo esas condiciones; además la vida útil de la unidad depende, en gran medida, del rendimiento de los empaques. Hoy en día son usados en una amplia gama de procesos industriales, llegando inclusive, a reemplazar a los intercambiadores de tubo y carcasa.

El estudio profundo del diseño de estos equipos de intercambio de calor, se tratará en capítulos subsecuentes.

2.3. Materiales de construcción

El material más común de los intercambiadores de calor es el acero al carbono. La construcción de acero inoxidable se utiliza a veces en los servicios de plantas químicas y en la industria de alimentos donde se necesitan altas condiciones de asepsia y, en raras ocasiones, en las refinerías petroleras.

Las “aleaciones” en servicios en plantas químicas y petroquímicas, en orden aproximado de utilización, son el acero inoxidable de la serie 300, el níquel, el metal monel, las aleaciones de cobre, aluminio, el Inconel, el acero inoxidable de la serie 400, y otras aleaciones. En servicios de refinerías petroleras, el orden de frecuencia cambia y las aleaciones de cobre (para unidades enfriadas por agua) ocupan el primer lugar, y el acero de aleación baja el segundo. Los tubos de aleaciones de cobre, sobre todo el latón Admiralty inhibido, se emplean en general con enfriamiento por agua.

Los cabezales del lado de los tubos para el servicio con agua se hacen en gran variedad de materiales: acero al carbono, aleaciones de cobre, hierro colado, acero al carbono con pintura especial o recubierto con plomo o plástico.

En general los cabezales o espejos y otras piezas de los intercambiadores de calor son de metal fuerte. Los espejos bimetálicos o recubiertos se utilizan para reducir los costos de fabricación de los equipos o porque no hay ningún metal simple que resulte satisfactorio para las condiciones de corrosión. El material de aleación, por



lo general acero inoxidable, monel (níquel-cobre), se une o se deposita como revestimiento a un material de respaldo de acero al carbono. En la construcción de espejos fijos se puede soldar un espejo revestido de aleación de cobre a un espejo de acero, mientras que la mayor parte de espejos de aleación de cobre no se pueden soldar de una manera aceptable.

La dilatación del tubo en el cabezal reduce el espesor de la pared del tubo y endurece el metal. Los esfuerzos inducidos pueden provocar una corrosión por esfuerzo. La diferencia de dilatación de los tubos y la coraza en intercambiadores de espejo o cabezal fijo pueden desarrollar esfuerzos que producen corrosión.

Cuando los requisitos de corrosión o las condiciones de temperatura no permiten la utilización de una aleación simple para los tubos, se utilizan tubos bimetálicos o dúplex. Se pueden hacer en cualquier combinación posible de metales. Varían también los calibres y los tamaños de los tubos. Para calibres delgados, los espesores de las paredes se dividen en general en partes iguales entre los dos componentes elementales. En los calibres mayores, el componente más costoso puede comprender de una quinta a una tercera parte de espesor total.

Los tubos bimetálicos están disponibles a partir de un pequeño número de laminadores de tubería, y son fabricados únicamente bajo pedido especial y en grandes cantidades.

Existen intercambiadores de tubo y coraza con tubos de vidrio. Los intercambiadores de calor de tubo y coraza de acero tienen una presión de diseño máxima de 517.13 kPa (75 psi), en cambio los fabricados con vidrio tienen una presión de diseño máxima de 103.43 kPa (15 psi). Todos los tubos tienen libertad para expandirse, ya que se emplea un sellador de teflón en la unión del espejo al tubo.

2.4. Ensuciamiento y formación de incrustaciones

El ensuciamiento se refiere a cualquier capa o depósito de materias extrañas en una superficie de transferencia de calor, comúnmente estos materiales tienen baja conductividad térmica, son malos conductores de calor y entorpecen la transferencia de calor, lo que provoca una mayor resistencia a la transferencia de calor.

En los equipos de transferencia se producen varios tipos diferentes de ensuciamiento. La sedimentación es deposición de materiales finamente divididos, a partir del fluido de proceso. La formación de incrustaciones se debe, con frecuencia, a la cristalización de un material cuya solubilidad, a la temperatura de la pared del tubo, es más baja que a la temperatura promedio del fluido. Muchas corrientes de proceso reaccionan y el material resultante, menos soluble, se deposita en la superficie como una película, con frecuencia de una resistencia y espesor considerable.



Figura 2.25. Ensuciamiento en un equipo de tubos y coraza, a la izquierda se muestran las incrustaciones y a la derecha el equipo limpio.



Los productos de la corrosión pueden oponer una resistencia importante a la transferencia de calor. Los crecimientos biológicos, como las algas, constituyen un problema grave en muchas corrientes de agua de enfriamiento y en la industria de la fermentación.

Un factor de particular importancia es la formación de esta película sobre la superficie de la pared, lo que puede aumentar mucho la resistencia a la transferencia de calor entre fluidos. Este efecto se trata mediante una resistencia adicional, denominada factor de obstrucción (R_f). Su valor depende de la temperatura de operación, velocidad del fluido y tiempo de servicio del intercambiador de calor entre otras variables.

2.5. Mantenimiento de Intercambiadores de Calor

Los intercambiadores de calor en forma general, trabajan mediante la circulación de fluidos a través de su estructura, esto produce con el tiempo, debido a la operación del equipo, obstrucciones de las zonas de flujo por corrosión de la estructura del intercambiador, por descomposición de los fluidos o por deposición de sólidos disueltos en los fluidos.

Al presentarse estas características en el interior de los equipos, se producen incrustaciones en la superficie interior y exterior de los tubos según sea el caso, generando una resistencia extra a la transferencia de calor y al paso del fluido y con esto pérdidas en la eficiencia de los equipos.



Figura 2.26. Mantenimiento de un intercambiador de tubos y coraza (cortesía de PROMMENT Maintenance & Industrial services).

Aun cuando la variedad de intercambiadores existentes en los múltiples procesos industriales imposibilita describir un mantenimiento específico para todos los equipos, intentaremos determinar las directrices que definen un mantenimiento efectivo en la mayoría de los casos.

La finalidad de un mantenimiento radica en la eliminación de los depósitos que obstruyen o imposibilitan la correcta transferencia de calor en los intercambiadores, estas suelen producirse por deposición de los sólidos en las paredes externas de los tubos, en las paredes internas de los tubos, así como en la superficie interna de la coraza, esto para el caso de los intercambiadores de tubo coraza.

Las técnicas varían dependiendo del tipo de incrustación y de la configuración de los intercambiadores, así un intercambiador de placas fijas debe aplicarse una limpieza por medio de cepillos, o alta presión por el interior de los tubos y por su configuración de área confinada para la coraza una limpieza química que permita disolver por medio de la circulación la mayor cantidad de sólidos adheridos a la superficie.



Los químicos comúnmente utilizados para la desincrustación en áreas confinadas suelen variar de acuerdo al material de construcción del equipo, así como el fluido que maneja el intercambiador, en el caso de agua o vapor, se utilizan desincrustantes que pueden contener ácidos fuertes o débiles dependiendo del material de construcción del intercambiador.

Para intercambiadores de calor construidos en acero al carbono o acero inoxidable, pueden utilizarse productos basándose en ácido clorhídrico, fosfórico, cítrico u otra formulación que permita disolver los minerales producto de las deposiciones del agua o del vapor presentes en el intercambiador, es importante señalar que estos productos deben ser formulados, tomando en consideración las posibles consecuencias de la acción del químico sobre los materiales de construcción.

Para intercambiadores de haz removible o de tubería en “U” el proceso se simplifica bastante ya que la posibilidad de extraer el intercambiador de la coraza permite actuar directamente sobre la superficie externa e interna del tubo, así como acceso directo al interior de la coraza.

El mantenimiento puede realizarse por intermedio de cepillos de alambre circulares mechas o latiguillo de alta presión en el interior de los tubos y alta presión por el lado externo de la tubería. La coraza puede limpiarse con elementos mecánicos o presión de agua.

Para el caso de los intercambiadores de placa, dependiendo de su estado pueden limpiarse con químicos desincrustantes en el caso de agua o desengrasante para el caso de aceites, en caso de encontrarse defectos en el sistema de sellos de estos equipos es recomendable sustituir los empaques entre placas y limpiar placa a placa con químicos y agua a presión.

Para el caso de intercambiadores de flujo cruzado se procede de forma similar con el interior de los tubos de acuerdo al acceso que posea el equipo, mientras que el área de superficie extendida se limpia con agentes químicos adecuados para el material adicionando agua de alta presión.

Para equipos involucrados dentro de los procesos tales como agua helada, condensadores de gases, serpentín de inmersión y otros es importante estudiar las condiciones de proceso para establecer el mantenimiento correcto que debe aplicarse, siempre tomando en consideración que la finalidad del mantenimiento es la de liberar de incrustaciones de las superficies de contacto de los fluidos para la optimización de la transferencia de calor.

2.6. Comparación de los tipos de intercambiadores de calor

Cada tipo de intercambiador presenta ventajas y desventajas en su aplicación. Pero se puede decir que el diseño de intercambiador de contraflujo es el más eficiente de los tres cuando se compara la razón de transferencia de calor por unidad de área de superficie.

La eficiencia de un intercambiador de contraflujo se debe al hecho que la diferencia de temperatura ΔT entre los dos fluidos sobre la longitud del intercambiador de calor es maximizada como se muestra en la figura 2.2. La diferencia de temperatura para un intercambiador de contraflujo es mayor que la que ocurre en intercambiadores de flujo paralelo o flujo cruzado.

La mejor guía para la selección del tipo de intercambiador de calor a usar, es la experiencia basándose en equipos similares operando en condiciones semejantes. No obstante, si no se posee experiencia previa, deben ser tomados en cuenta los siguientes factores: si la presión de operación está por debajo de 30 bar y la temperatura de operación por debajo de 200 °C, los intercambiadores de placas deben ser tomados en consideración, particularmente el de placas empacadas.

A altas temperaturas y presiones, la elección debe estar entre uno de tubo y coraza, de placas no empacadas y de doble tubo. El último es particularmente competitivo para aplicaciones que involucran pequeñas capacidades de transferencia de calor y altas presiones.



En la Tabla 2.1 se comparan los intercambiadores más comunes, mostrando las ventajas y desventajas de cada uno. La comparación toma como base los intercambiadores de tubos y coraza, estos equipos son los más utilizados en la industria, son versátiles y desde el punto de vista financiero resultan económicos.

Tabla 2.1 Comparación de los principales equipos de transferencia.

Aspecto a comparar	Tubo y coraza	Intercambiadores de placas
Respuesta en operaciones líquido-líquido	Altos coeficientes globales de transferencia de calor $Re > 2.100$.	Altos coeficientes globales de transferencia de calor $Re > 10$.
Resistencia	Alta	Baja
Área de transferencia de calor	Grande	Muy grande
Costos básicos	Altos	Bajos
Mantenimiento	Difícil de inspeccionar, limpieza química muy buena por la coraza y aceptable o pobre por los tubos. Limpieza mecánica prácticamente imposible. Reparaciones aceptables.	Completamente accesible para inspección, limpieza química y manual. Fácil reemplazo de todas sus partes.
Limitaciones de espacio y peso (para la misma operación).	Requiere de un espacio considerable y además un espacio amplio para mantenimiento.	Ligeras y ocupan poco espacio. No requieren de espacio adicional para mantenimiento.
Diferencia de temperatura mínima entre los fluidos	Hasta 5 °C.	Hasta 1 °C.
Temperatura de operación	No tiene restricciones específicas.	32 a 66 °C usando empacaduras de caucho.
Caída de presión (a velocidad promedio y longitud de flujo comparables)	Baja.	Alta (hasta 100 veces mayor que la de tubo y carcaza).
Niveles de presión	Dependiendo del diseño.	Generalmente de 0,1 a 1,6 Mpa, pudiendo llegar hasta 2,5 Mpa.
Aplicaciones	Intercambio de calor líquido-líquido. Calentamiento de vapores. Condensación. Rehervidores de baja a media viscosidad y bajo ensuciamiento.	Intercambio de calor líquido-líquido. Calentamiento de vapores a baja presión (menores a 450 kPa). Plantas de enfriamiento en corrientes de procesos. Operación con fluidos muy corrosivos, de cualquier viscosidad o con ensuciamiento medio. Para expansiones programadas.

Capítulo 3

Intercambiadores de Calor de Placas

Las máquinas son cada vez más eficientes y mejores, por lo que queda claro que la imperfección es la grandeza del hombre.

Ernst Fischer (1899-1972)



Pese haber sido introducidos en la industria ya hace más de setenta años, los intercambiadores de calor de placas constituyen un ejemplo claro del desarrollo de productos y de mercado. La innovación permanente que han tenido permitió incorporar de manera continua nuevas aplicaciones a las distintas necesidades existentes en el campo tanto industrial, comercial como doméstico.

Existen varios diseños de intercambiadores de placas, pero son dos las construcciones básicas más difundidas:

- Placas con juntas, designado PHE (Plate heat exchangers)
- Placas soldadas, designado BHE (Brazed heat exchangers)

Cualquiera que sea el caso ambas diseños se conocen indistintamente como intercambiadores compactos.

Los PHE consisten en un conjunto de placas metálicas corrugadas [1] montadas entre dos placas, una fija (bastidor) [2] y otra móvil (de presión) [3]. Este paquete de placas a su vez, es soportado por dos barras guía, una superior [4] y otra inferior [5] que apoyan sobre una columna o pedestal [6]. El sellado entre placas se efectúa mediante juntas elastoméricas [7] las cuales a su vez dirigen los fluidos por canales alternos [8]. Las placas contienen orificios que permiten y dirigen el flujo de los fluidos. El conjunto de placas es comprimido mediante espárragos [9] que aseguran el apriete y estanqueidad entre las mismas. Las conexiones de entrada y salida se localizan en la placa fija del bastidor [10] salvo en el caso de que haya más de un paso, donde se utilizan ambas placas del bastidor.

Los PHE son llamados también intercambiadores de placas y marcos (Plate and Frame) por su similitud constructiva con los filtros prensas. La figura 3.1 muestra un esquema típico del equipo.

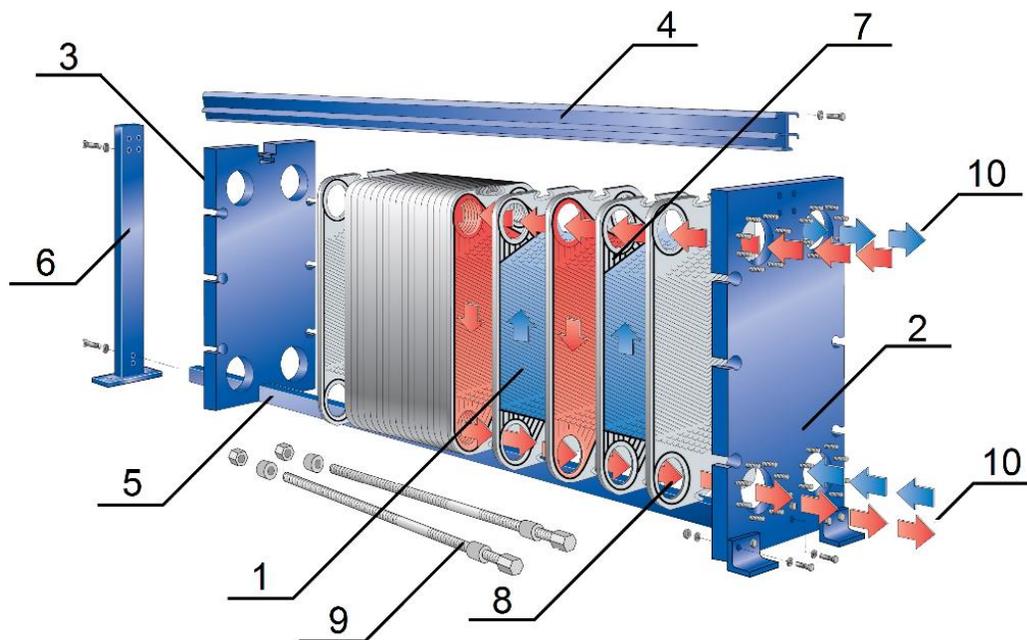


Figura 3.1. Intercambiador de placas con juntas PHE (Cortesía de Alfa Laval).

En el caso de los BHE, las placas están soldadas entre sí y conectadas a dos placas finales de apoyo no existiendo en ellos las juntas ni los elementos de soporte y apriete. Las placas en estos equipos son soldadas entre sí con cobre o níquel 99% en un horno al vacío y forman una unidad compacta resistente a la presión. Este diseño ha sido concebido para las aplicaciones de alta presión y temperatura de trabajo y presentan la ventaja de poder ser montados directamente sobre las tuberías. La cantidad, tamaño, material y configuración geométrica de las placas dependerá de las características del proceso, esto es, del caudal, propiedades fisicoquímicas de los fluidos, temperaturas y pérdida de presión requeridas.

La figura 3.2 muestra un equipo BHE. La marca especial de las placas proporciona una circulación turbulenta necesaria para una transmisión óptima del calor y que produce además un efecto de autolimpieza, pues con el alto rozamiento de las paredes reduce las incrustaciones en la superficie.



Figura 3.2. Intercambiador de placas soldadas BHE (Cortesía de Alfa Laval).

3.1. Construcción de los intercambiadores de calor de placas

La construcción de los intercambiadores está determinada principalmente por las características de las placas y en el caso de los PHE también por las juntas.

3.1.1. Materiales y dimensiones de las placas

Las placas constituyen el alma del equipo y tanto la selección de materiales como el diseño, tamaño y cantidad de las mismas dependerá de las condiciones del servicio requerido. Las placas en general presentan un diseño en forma de “tabla de lavar” que reconoce cinco segmentos funcionales, a saber:

- Segmento de ingreso del fluido en la parte superior (Inlet port)
- Segmento de distribución del fluido
- Segmento o área principal de transferencia de calor
- Segmento colector de fluido
- Segmento de egreso del fluido (outlet port)

Los materiales de construcción de las placas en los PHE pueden ser los siguientes:

- Aceros inoxidables austeníticos, tipo AISI 304, 316, 318, 312 (aplicaciones generales)
- Titanio, Titanio Paladio
- Niquel
- Hasteloy
- Grafito Diabon F100 / NS1 (servicios muy corrosivos)

En los intercambiadores soldados las placas son únicamente de acero inoxidable AISI 316. Las placas pueden construirse en diferentes medidas y espesores, variando entre las siguientes dimensiones:

- *Espesores de placas: 0.5 a 1.2 mm*
- *Área de intercambio por placa: 0.032 a 3.4 m²*
- *Área de intercambio por unidad: 0.1 a 2200 m². En los BHE 70 m² máx.*
- *Espaciado entre canales: 1.6 a 5.5 mm*
- *Dimensiones de las placas: ancho (0.2 a 1.5 m) y alto (0.5 a 3 m)*
- *Dimensiones por unidad: 1540–2500 m²*
- *Dimensiones de las conexiones: 1 in a 18 in. En los BHE 4 in máx.*
- *Tipo de conexiones: roscadas, socket, bridadas o Victaulic*

3.1.2. Diseño de las placas

El diseño de estos elementos está directamente relacionado con las características de la aplicación buscada, esto es, su configuración dependerá de:

- Tipo y propiedades de los fluidos que intercambian calor (líquidos, gases, vapores, emulsiones, viscosidad, presencia de partículas o fibras, corrosivos, etc).
- Servicio buscado, calentamiento, enfriamiento, evaporación, condensación, etc.
- Caudales manejados, tiempos de retención y pérdidas de presión permitidas.



El diseño corrugado de las placas crea conductos a través de los cuales circulan los fluidos en muy bajo espesor y con gran turbulencia, lo que origina una alta transferencia de calor. Este escurrimiento turbulento a través de las placas hace también que los depósitos causados por fluidos sucios sean continuamente removidos de la superficie de transferencia durante la operación, lo que se traduce en un mayor coeficiente total de transferencia y en un mayor tiempo de trabajo del equipo sin necesidad de pararlo para limpieza.

La corrugación de las placas provoca turbulencia aún en flujo laminar con números de Reynolds tan bajos como $R_e = 10-500$; hecho que, en un intercambiador de tubos y coraza sería imposible.

El flujo turbulento producido por las corrugaciones rompe la capa límite adherida a la superficie de transferencia dando altos coeficientes de convección y un bajo nivel de ensuciamiento. La elevada transferencia térmica en estos equipos no está dada solamente por el escurrimiento turbulento sino también por los bajos espesores de película a través de las cuales se transmite el calor. Así, mientras en los intercambiadores de placas la distancia media entre ellas puede variar entre 1.6 a 5.5 mm; en los intercambiadores de tubos y coraza esta distancia media podrá variar entre 12.5 y 38 mm (tubos de $\frac{1}{2}$ a $1 \frac{1}{2}$ pulgadas).

Dependiendo de la transferencia de calor requerida y de las pérdidas de presión necesarias para lograrla, la geometría de las placas puede variar ampliamente. De esta forma encontraremos placas llamadas Soft que se caracterizan por tener bajos coeficientes de transferencia y pequeñas pérdidas de carga y las placas llamadas Hard que inversamente darán los coeficientes de transmisión más altos con mayores pérdidas por fricción.

Las placas Hard son de una geometría más complejas pues son más largas y estrechas y tienen corrugaciones más profundas. También tienen una menor separación entre placas. Las placas Soft en cambio, son más cortas y anchas. Las placas Soft en general tienen un diseño en ángulo agudo que ofrece menor

Capítulo 3 Intercambiadores de Calor de Placas

resistencia al flujo de fluidos, en tanto que las placas Hard presentan corrugaciones en ángulo obtuso que conducen a mayores pérdidas de carga. Combinando diferentes diseños de canales se podrán cubrir diferentes tipos de servicios.

Las placas del tipo Hard tienen corrugaciones transversales o diagonales a la dirección del flujo, lo que origina mayor turbulencia y transferencia térmica. Las placas Soft inversamente tienen ondulaciones en la dirección del flujo, lo que provocará menos turbulencia y transferencia de calor.

Como veremos más adelante, el rendimiento de las distintas configuraciones geométricas de las placas para transferir calor quedan expresadas por el llamado Número de Unidades de Transferencia de Calor (*NTU*- Number of Transfer Units). Así veremos que las placas antes definidas como Soft y Hard podrán ser caracterizadas por su correspondiente *NTU*.

El número de unidades de transferencia de calor *NTU* se define como:

$$NTU = \frac{(T_1 + T_2)}{LMTD} \quad (3.1)$$

Donde T_1 y T_2 representan las temperaturas de entrada y salida de la placa en °C, y *LMTD* es la diferencia logarítmica media de temperaturas entre una placa y su adyacente en °C.

Una de las ventajas que ofrecen estos equipos es que en virtud de las diferentes geometrías de placas existentes es posible efectuar combinaciones entre ellas para optimizar el proceso térmico; de esta forma al mezclar placas con distintos ángulos y separaciones se permite satisfacer distintos requerimientos mediante configuraciones de un único paso, lo que simplifica las conexiones y el mantenimiento del equipo. La figura 3.3 muestra distintas configuraciones de placas indicando aquellas con alto y bajo *NTU*.

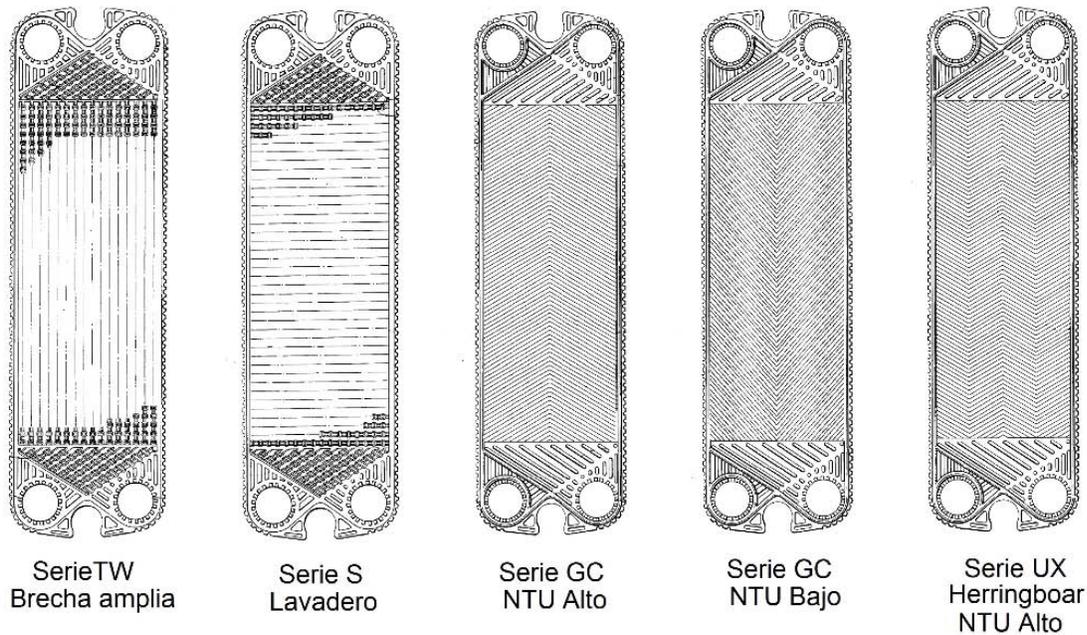


Figura 3.3. Diseño de placas (alto y bajo NTU).

3.1.3. Materiales de las juntas

El sellado y estanqueidad entre las placas se consigue mediante juntas que van colocadas entre ellas; las que a su vez tienen también por finalidad direccionar el flujo de los fluidos a través del conjunto de placas.

El material de las juntas está directamente ligado a las exigencias del servicio, esto es: presiones y temperaturas de operación y de las características fisicoquímicas de los fluidos manejados (ácidos, álcalis, sólidos abrasivos, etc).

Las juntas pueden ir pegadas a las placas o con algún dispositivo de grapa. Las juntas pueden ser de diferentes materiales entre los que encontramos:

Tabla 3.1 Materiales típicos para juntas.

Materiales de las juntas	Temperaturas máximas de operación [°C]	Aplicaciones
Goma Nitrílica	135	Agua, aceite mineral o vegetal, soluciones azucaradas, mostos.
Goma EPDM	160	Agua caliente con vapor, vapor de agua, ácidos minerales.
Neopreno	70	Refrigerantes : R22, R134
Goma butílica	150>	Ácidos, alkalis, aceites, aminas
Goma a base de fluoroelastómeros	180	Ácidos minerales, vapor de agua, aceites.
Juntas a base de grafito	500	Productos orgánicos y mezclas.

En algunos equipos donde la posible pérdida de estanqueidad de las juntas y mezcla de los fluidos puede ser perjudicial (contaminación o reacción peligrosa), se recurre a placas dobles especiales que permiten evacuar la fuga hacia el exterior previniendo el contacto entre ellos. La figura 3.4 muestra este tipo de placas y sus juntas

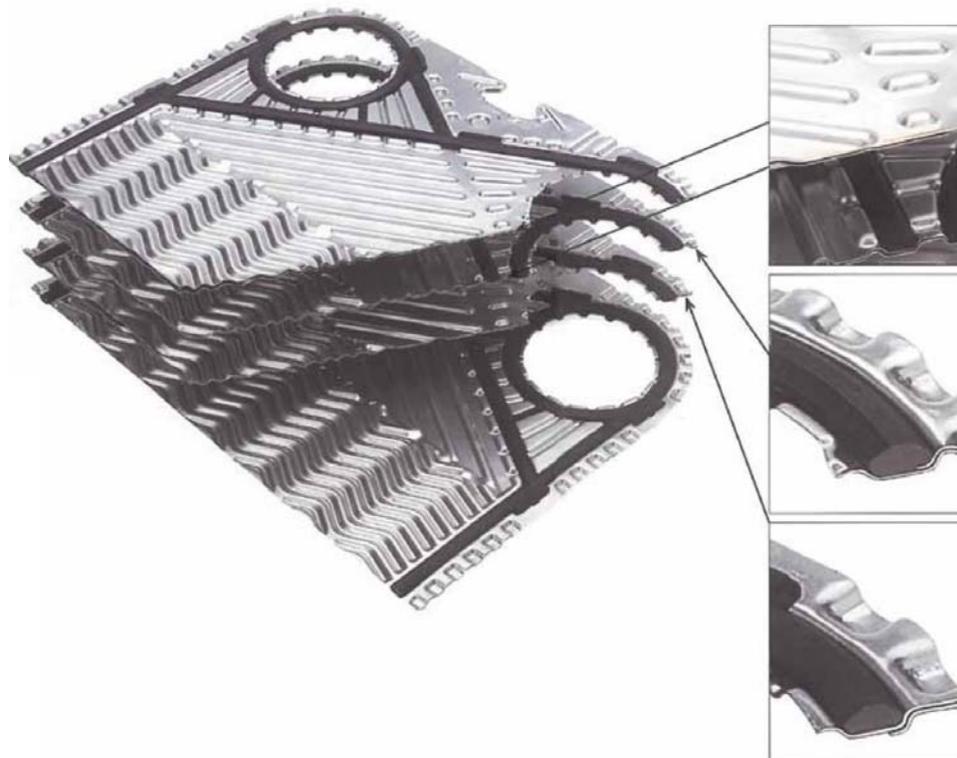


Figura 3.4. Placa de doble seguridad (DuoSafety).

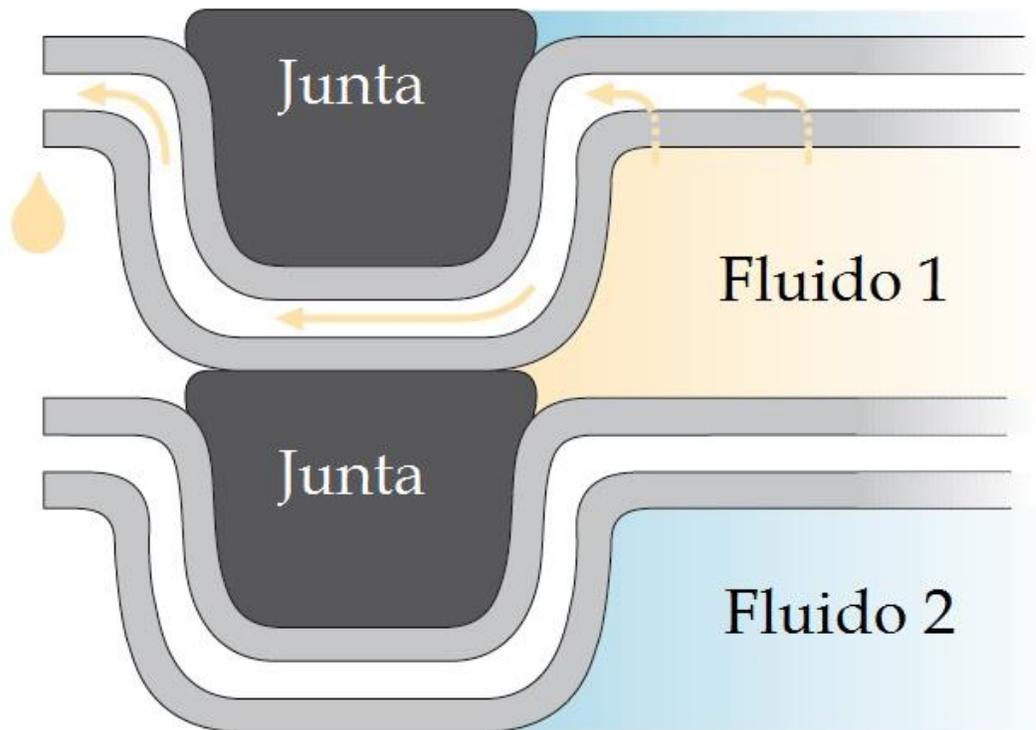


Figura 3.5. Detalle del sistema DuoSafety.

3.2. Operación de los intercambiadores de placas

Al igual que otros equipos de intercambio de calor es indispensable conocer la operación de los intercambiadores de placas. Un equipo de transferencia de calor opera en continuo y las condiciones de operación permiten el funcionamiento apropiado del equipo.

Las distribuciones de los flujos y sus características así como la transferencia de calor son parte del funcionamiento termohidráulico de equipo, en este apartado se discutirán las características que podrían ayudar al diseño de un intercambiador de calor de placas.

3.2.1. Características y distribución del flujo

Mientras que en los intercambiadores de calor de tubos y coraza posible manejar solamente una corriente fría y otra caliente en un determinado arreglo, en los intercambiadores de placas el flujo de fluidos no solamente puede ser dispuesto de diferentes formas sino también efectuar transferencia de calor en múltiples corrientes.

La disposición en corrientes múltiples es generalmente aplicada en aquellos casos donde es necesario efectuar recuperación de calor entre corrientes que deben ser calentadas y luego enfriadas como sucede en algunos tratamientos térmicos de productos en la industria alimenticia, tal es el caso del proceso de pasteurización. En estos casos la distribución y recombinación de flujos de procesos es implementada en el interior del equipo, lo que trae aparejado además un importante ahorro en los costos de tuberías.

Muchos fluidos viscosos que en un intercambiador de tubos y coraza tendrían un flujo laminar, en los equipos compactos presentan flujos decididamente turbulentos. La distribución del flujo a través de las placas en el caso de fluidos viscosos es en general complejo, más aún cuando el paquete de placas es grande y estará de alguna forma definida por la caída de presión a través del equipo.

La figura 3.5 muestra una disposición típica para el caso de transferencia en corrientes múltiples donde es posible efectuar distintas operaciones entre los fluidos (calentamiento, enfriamiento, etc).

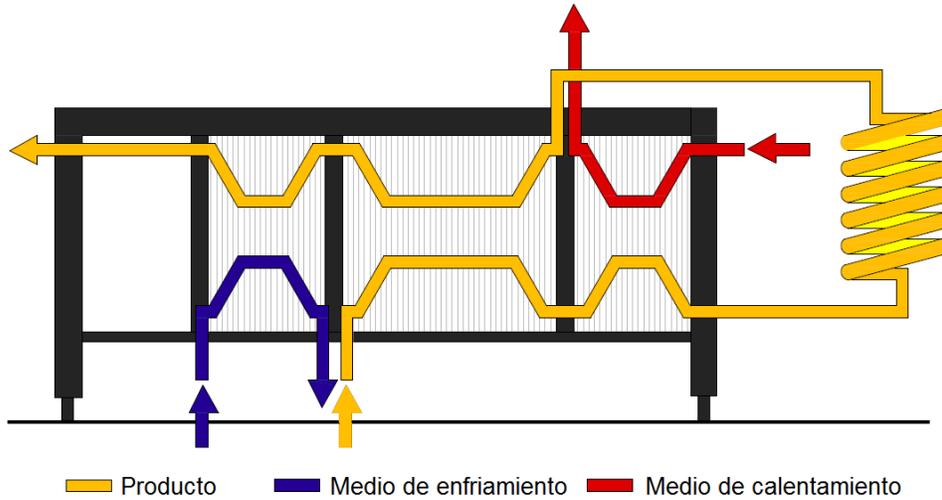


Figura 3.5. Disposición para corrientes múltiples.

3.2.2. Flujo de fluidos y transferencia de calor

Las velocidades de escurrimiento promedio en los *PHE* son menores que en los *BHE*. El rango de velocidades para los equipos de placas se encuentra entre 0.5 a 0.8 m/s contra los 1.2 a 2 m/s que se presentan en los intercambiadores de tubos y coraza. Sin embargo, como ya dijimos anteriormente, pese a estas bajas velocidades se obtienen coeficientes globales de transferencia de calor (U_T) muy superiores a los de tubos y coraza. Con relación a las condiciones de diseño termohidráulicas en estos equipos, es posible manejarse dentro de los siguientes valores:

- Flujo másico (w) 0.13 a 800 kg/s (flujo de agua)
- Presión de trabajo: vacío a 30 bar (max)
- Temperatura de trabajo (*PHE*): -40 a 180°C
- Temperatura de trabajo (*BHE*): -195 a 225°C
- U_T agua-agua: 3500 a 7000 Kcal / $h_r m^2 K$
- U_T soluciones acuosas-agua: 800 a 2800 Kcal / $h_r m^2 K$
- U_T agua-aceite: 300 a 800 Kcal / $h_r m^2 K$

La caída de presión en los *PHE* es uno de los más importantes parámetros a definir en el proyecto de estos equipos, ya que puede estar restringida por aspectos económicos como los costos de bombeo, por consideraciones de procesos o una combinación de ambos. Esta caída de presión ocasionada por el flujo de los fluidos a través de la superficie de calefacción y de las conexiones de entrada y salida del equipo, es utilizada para generar elevados coeficientes de convección y por ende altas velocidades de transferencia de calor.

Con objeto de relacionar la pérdida de carga con la aptitud del equipo para transferir calor, se introduce el concepto de caída específica de presión, también llamada Número de Jensen (J_e). Este concepto permite relacionar diferentes superficies intercambiadoras de calor y representa la pérdida de carga experimentada por el fluido durante su pasaje a través del equipo con relación al número de unidades de transferencia *NTU* obtenido, esto es:

$$\text{Número de Jensen } (J_e) = \frac{\Delta P}{NTU} = \left[\frac{kg}{m^2} \right] \quad (3.2)$$

La pérdida de carga en los intercambiadores de placas puede ser calculada por la ecuación de Cooper, que establece:

$$\Delta P = \frac{2fG^2L}{gD\rho} \quad (3.3)$$

ΔP : pérdida de carga en el equipo en kg / m^2

G : flujo másico en $kg./h_r m^2$

L : longitud del canal de pasaje en m

D : diámetro equivalente del canal de flujo en m

ρ : densidad del fluido en kg / m^3

g : aceleración de la gravedad m / h_r^2

f : factor de fricción



La elevada transferencia de calor en los equipos está también asociada a los diferentes arreglos en los que los flujos pueden ser dispuestos. Esto posibilita aprovechar las diferencias de temperaturas de manera eficiente y optimizar el proceso. Como vimos las disposiciones posibles de flujos en estos equipos pueden ser diversas, a saber:

- a) Flujo en serie, en el cual la corriente cambia de dirección verticalmente.
- b) Flujo paralelo, donde la corriente se divide y luego converge sobre un mismo colector.
- c) Sistema Loop, en el que ambos fluidos circulan en flujo paralelo.
- d) Sistema Loop, arreglo en U.
- e) Sistema complejo, que presenta una combinación de los anteriores (serie-paralelo).

En la figura 3.6 podemos ver las diferentes combinaciones de flujo que pueden ser establecidas en estos equipos.

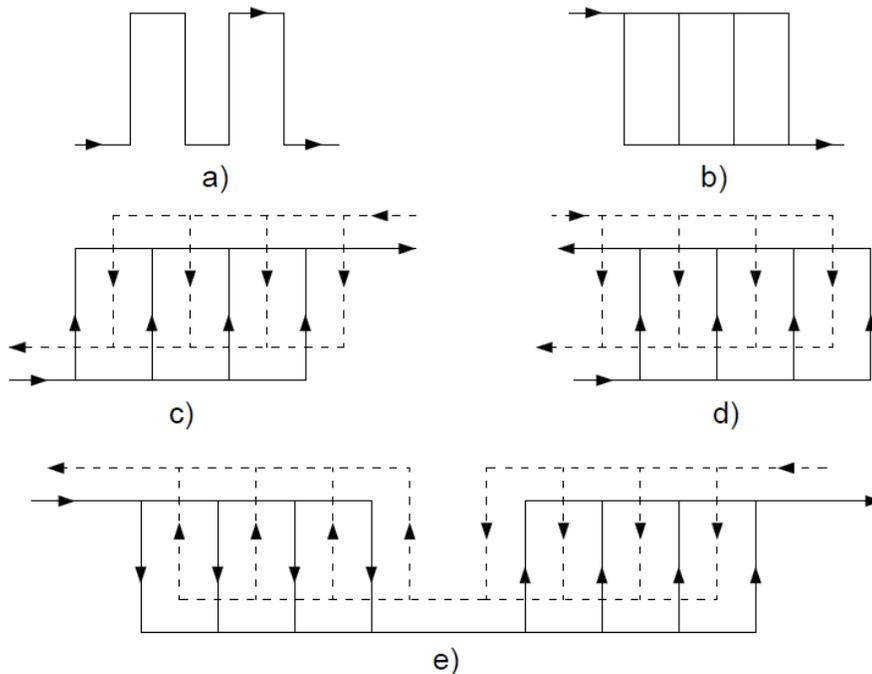


Figura 3.6 Arreglo de flujos en PHE.

3.2.3. Ensuciamiento en los equipos

Como en cualquier otro equipo de transferencia de calor, el problema del ensuciamiento de la superficie de intercambio está presente, dado que es muy difícil encontrar productos que puedan ser considerados totalmente limpios.

Sin embargo, este problema de ensuciamiento en virtud de la elevada turbulencia producida que mantiene los sólidos en suspensión y la ausencia de zonas de bajas velocidades, hace que el mismo problema se encuentre restringido.

Adicionalmente, se encuentra limitado por las características anticorrosivas de las placas que restringen la adherencia de las incrustaciones a las paredes.

De la misma forma que se define y recomienda en las Normas TEMA la utilización de un factor de obstrucción en el proyecto para los intercambiadores de tubos y coraza que toma en cuenta este fenómeno, en los *PHE* también se deberá considerar este factor. Esto también se hace evidente en función de la facilidad con que los *PHE* pueden ser limpiados tanto química como mecánicamente. En el caso de los *BHE* el factor de obstrucción es mayor a los *PHE*, pero sigue siendo menor a los equipos de tubos y coraza.

Con el tiempo, algún lado de la placa se cubre con depósitos minerales y otros residuos. El valor en algunas tablas incluye un factor de obstrucción aceptado de $0.00025 h_r ft^2 \text{ } ^\circ F / BTU$. Los factores de obstrucción recomendados para intercambiadores de placas están dados por la tabla siguiente y se asume en ellos que la caída de presión en los equipos puede ser del orden de los $14.2 lb/in^2$.

Analizando cada caso en particular se podrá asumir de la tabla un valor del factor de ensuciamiento para el cálculo del coeficiente de diseño del equipo y por ende de la superficie de transferencia requerida.



Tabla 3.1 Factores de obstrucción para PHE.

Fluido	Factor de obstrucción [h.ft ² °F/BTU]
Agua desmineralizada o destilada	0.00014
Agua blanda	0.00028
Agua dura	0.000703
Agua de enfriamiento	0.00056
Agua de río	0.000703
Agua salada	0.000703
Aceite mineral	0.00028 a 0.000703
Aceite vegetal	0.00028 a 0.00084
Solvente orgánico	0.00014 a 0.00042
Vapor	0.00014
Fluidos de proceso en general	0.00014 a 0.00084

3.2.4. Aplicaciones principales

Los intercambiadores compactos cubren una amplia gama de aplicaciones dentro de los rangos de presiones y temperaturas antes mencionados y compiten en esos segmentos con notables ventajas respecto a los de tubos y coraza. Con estos equipos es posible atender diferentes operaciones de calentamiento, enfriamiento, evaporación, condensación y recuperación de calor en muchas industrias. Estas aplicaciones comprenden las siguientes actividades industriales y comerciales:

- Procesos químicos
- Producción de pulpa y papel
- Alimentación
- Industria azucarera
- Metalurgia y siderurgia
- Refrigeración industrial y comercial
- Calefacción y aire acondicionado
- Producción de energía
- Instalaciones óleo hidráulicas

Una de las aplicaciones de mayor interés son las que se presentan en la industria de alimentos que cubre amplios sectores entre los que encontramos:

- Industria láctea: enfriamiento de leche, yogurth y leche cultivada, pasteurización de leche, cremas de leche y helados
- Industria cervecera: enfriamiento de mosto-cerveza y pasteurización
- Industria de bebidas variadas: enfriamiento, calentamiento y pasteurización de jugos de frutas, frutas concentradas, café, té, bebidas carbonatadas, vinos, etc.
- Alimentos varios: pasteurización de margarinas, aceites vegetales

Todos estos equipos cuentan además con la aprobación de las más estrictas normas y códigos internacionales de construcción vigentes tales como: ASME, Sec.VIII, AD-Merkblätter, BS 5500 Bureau Veritas, TÜV, UL, etc. Los fabricantes cuentan en general también con sistema de aseguramiento de calidad tales como los estándares ISO 9001 / 9002.

Para conocer más profundamente el campo de acción de estos equipos presentamos a continuación dos tablas tomadas de publicaciones de Alfa Laval. La primera tabla muestra las distintas aplicaciones posibles de sus diferentes diseños, indicando la conveniencia o no de los mismos en cada servicio. Esta tabla es de gran utilidad para el ingeniero de proyecto que debe seleccionar equipos y servirá de base para optar por un determinado diseño con la asistencia del proveedor, quien de última dispone de su experiencia para llegar a la mejor elección.

Las ventajas de los *PHE* no están dadas solamente por la menor área de transferencia sino por la versatilidad que el mismo posee tanto desde el punto de vista térmico como de la operación y mantenimiento de la unidad. Así es posible modificar el tamaño del área de transferencia adicionando placas como la disposición de los fluidos en el equipo, acciones imposibles de llevar a cabo en los de intercambiadores de tubos y coraza. Respecto al procedimiento de limpieza química o mecánica del área de transferencia que presenta una simpleza operativa muy grande respecto a los de tubo y coraza. Este conjunto de ventajas fueron las que permitieron posicionar a los *PHE* como equipos líderes dentro de su campo de aplicación.



Diseño Termohidráulico de Intercambiadores de Calor de Placas

Tabla 3.2 Guía de selección de intercambiadores de placas (Cortesía de Alfa Laval).

	Estándar PHE	Flow-Flex PHE	Wide-Gap PHE	Double-Wall PHE	Twin-Plate PHE	Diabon F Grafito PHE	THE
Condiciones de utilización							
Presiones:							
Desde vacío hasta [psi]	355	285	130	355	355	85	247
Temperaturas							
°C	← -30	0	+200	→ -30 a +200		0 a +140	-195 a +225
°F	← -20	0	+355	→ -20 a +390		+32 a +285	-320 a +437
Servicio							
Líquido/Líquido	1	1	1	1	1	1	1
Gas/Líquido	1-3*	1-3*	1-3*	1-3*	1-3*	1-3*	1
Gas/Gas	1-3*	1-3*	1-3*	1-3*	1-3*	1-3*	1-3*
Condensación	1-3*	1-3*	1-3*	1-3*	1-3*	1-3*	1-3*
Evaporación	1-3*	1-3*	1-3*	1-3*	1-3*	1-3*	1-3*
Naturaleza del Fluido							
Corrosivo	1	1	1	1	1	1	3
Agresivo	3	3	3	3	1	1	4
Viscoso	1	1	1	1	1	1	3
Sensible al calor	1	1	1	1	1	1	1
Reacción peligrosa	3	3	3	1	2	3	4
Fibras	4	3	1	4	4	4	4
Pastas	3	2	2	3	3	3	4
Suspensiones	3	2	2	3	3	3	4
Sucias	3	2	2	3	3	3	3
Inspección							
Corrosión	A	A	A	A	B	A	C
Fugas	A	A	A	A	A	A	C
Ensuciamiento	A	A	A	A	B	A	C
Mantenimiento							
Limpieza mecánica	A	A	A	A	B	A	C
Modificaciones	A	A	A	A	A	A	C
Reparaciones	A	A	A	A	A	A	C

1 Generalmente la mejor elección.

2 A menudo la mejor elección.

3 A veces la mejor elección.

4 Raramente la mejor elección

A Ambos lados

B Un lado

C Ningún lado

*Dependiendo de la presión de operación, gas/vapor, densidad, etc.

Capítulo 3 Intercambiadores de Calor de Placas

Flow-Flex PHE (Intercambiador de calor de placas de flujo libre) - En comparación con el intercambiador de placas de brecha amplia, no hay puntos de contacto en la vía de flujo de las placas que, de lo contrario, restrinjan el flujo. Por lo tanto, ofrece una vía de flujo de ancho ininterrumpida para fluidos viscosos, con materiales fibrosos o para evitar ensuciamiento.

Wide-gap PHE (Intercambiador de calor de placas de brecha amplia) - Proporciona un canal de flujo libre para líquidos y productos que contengan fibras o partículas gruesas o líquidos de alta viscosidad que normalmente obstruyen o no pueden ser tratados satisfactoriamente en intercambiadores de calor de tubos y coraza.

Double-Wall PHE (Intercambiador de calor de placas de doble pared) - Se compone de dos placas con un pequeño espacio de aire entre ellas. Dicho espacio está abierto a la atmósfera y no entra en contacto con los fluidos, lo que ayuda a proteger contra el entremezclado de los fluidos de transferencia.

Twin-Plate PHE (Intercambiador de calor de placas semi-soldadas o placas gemelas) - Las placas semi soldadas se forman a partir de dos cintas que están soldadas juntas con láser. Las cintas están separados por juntas estándar. Las soldaduras pares permiten el uso de fluidos agresivos o refrigerantes entre las placas. El otro fluido fluye a través de los canales con juntas.

Diabon F Grafito PHE (Intercambiador de calor de placas de grafito Diabon F) - Alfa Laval fabrica PHE con placas de grafito desarrollados para su uso con los fluidos de transferencia normalmente demasiado corrosivos para los metales y aleaciones raras.

BHE (Intercambiador de calor de placas soldadas) - Se construye de una serie de placas metálicas corrugadas soldadas juntas en un horno de vacío para formar una unidad completa resistente a la presión. Ausencia de juntas, tornillos de apriete, bastidor y barras guía.



Capítulo 4

Criterios de Diseño Termohidráulico

La calidad es más importante que la cantidad. Un
homerun es mejor que dos dobles.

Steven Paul Jobs (1955-2011)



El diseño de intercambiadores de calor de placas PHE (Plate Heat Exchanger) está altamente especializado naturalmente, teniendo en cuenta la variedad de corrugaciones de la placa (hay más de 60 placas diferentes) disponibles para satisfacer funciones variadas. El diseño de la placa varía de un fabricante a otro, y por lo tanto el rendimiento termohidráulico. A diferencia de los intercambiadores de calor tubulares, para el que los datos y los métodos de diseño son fáciles de conseguir, los procedimientos de diseño de Intercambiadores de Calor de Placas sigue siendo de carácter privado.

Los fabricantes han desarrollado sus propias correlaciones empíricas para la predicción del comportamiento térmico aplicable a los intercambiadores comercializados por ellos. Por lo tanto, las características específicas y precisas de los patrones de la placa no están disponibles en la literatura abierta. En los últimos años, algunas correlaciones se han reportado en muchas referencias. Estas correlaciones son naturalmente en su mayoría aproximadas, y se adaptan al dimensionamiento preliminar de las unidades para una función determinada. No hay información publicada precisa disponible sobre las correlaciones de transferencia de calor. Por lo tanto, es mejor dejar los aspectos de diseño térmico y mecánico a un fabricante de placas que ofrece un diseño óptimo de los parámetros de proceso presentados por el cliente. En este capítulo, se presentan las principales características de los métodos de diseño térmico para un dimensionamiento aproximado.

4.1. Mezclado Térmico

Uno de los problemas de diseño térmico asociados con PHEs es armonizar de las funciones térmicas; es muy difícil lograr la carga térmica requerida y al mismo tiempo utilizar totalmente la caída de presión disponible. Este problema se supera mediante un procedimiento conocido como mezcla térmica. La mezcla térmica proporciona a los diseñadores más oportunidades de utilizar la caída de presión disponible sin superficies excesivas, y con menos patrones de placa estándar. La mezcla térmica se logra usando dos métodos:

- 1) Utilizando placas de Alto- y Bajo- NTU
- 2) Utilizando placas horizontales y verticales

4.1.1 Mezclado térmico usando placas de Alto- y Bajo- NTU

En este método, el paquete de placas puede estar compuesta de todas las placas de Alto NTU o todas las placas Bajo NTU, o una combinación con placas de Alto y Bajo NTU dispuestas alternadamente en el paquete para proporcionar un nivel básico de rendimiento. Por lo tanto, las configuraciones de dos placas proporcionan tres niveles de rendimiento de placas, como se muestra en la figura 4.1.

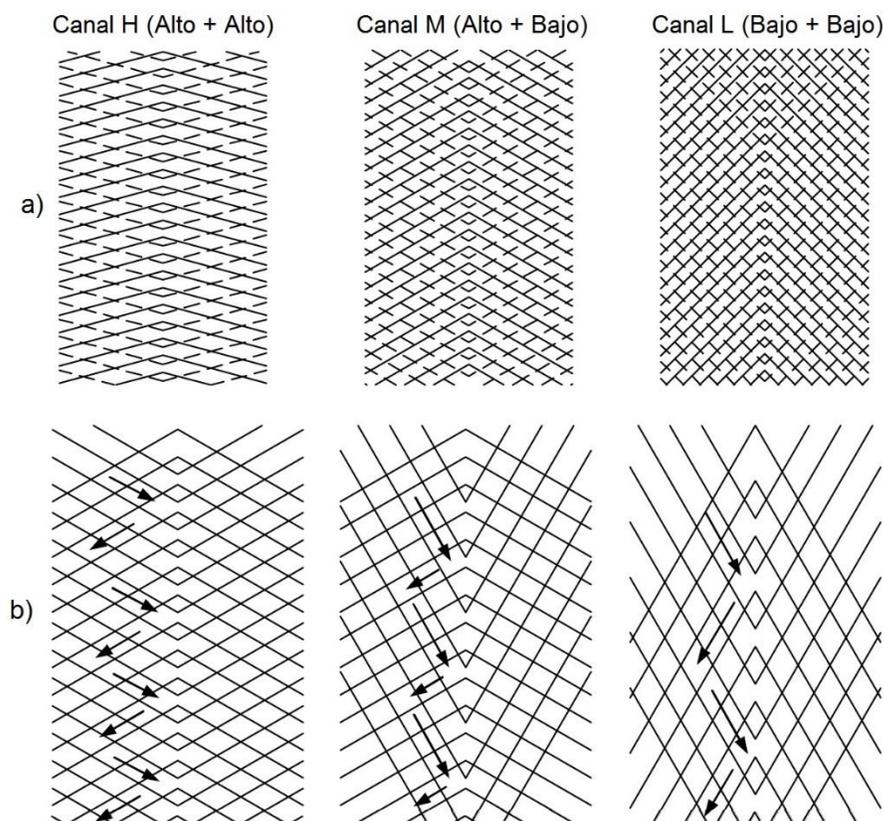


Figura 4.1. Mezclado térmico (a) combinación Alto (H), Medio (M) y Bajo (L) NTU y (b) patrón de flujo.

4.1.2. Mezclado térmico usando placas Horizontales y Verticales.

En este método, se seleccionan dos combinaciones de patrones geométricos para proporcionar tres niveles de placas de rendimiento, como se muestra en la figura 4.2:

- 1) Placas de estilo horizontal: platos de estilo "H" tienen un estampado de espiga horizontal. Estas placas tienen altos coeficientes de transferencia de calor y caída de presión ligeramente mayor.
- 2) Placas de estilo vertical: Platos de estilo "V" tienen un estampado de espiga vertical. Estas placas tienen una menor caída de presión y coeficientes de transferencia de calor ligeramente más bajos.
- 3) Placas de estilo Combinado: Los platos de estilo "V" y "H" se han combinado para obtener un rendimiento térmico y de caída de presión intermedia.

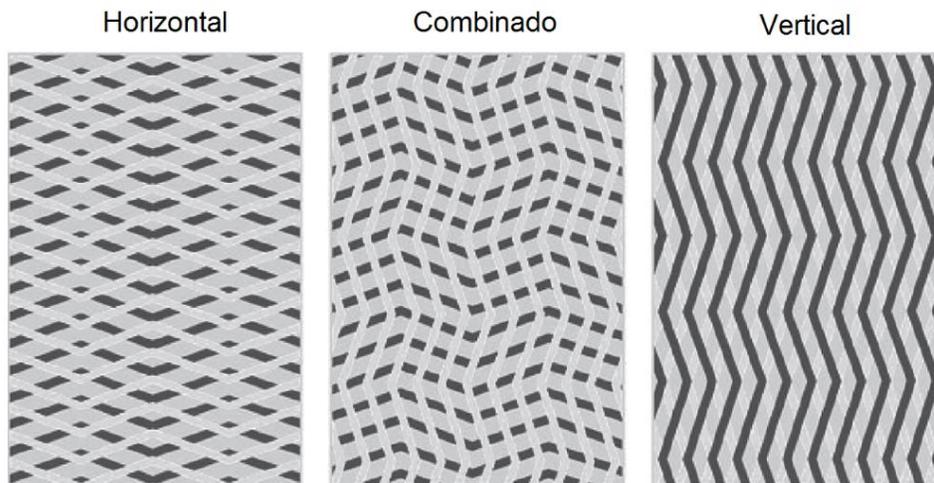


Figura 4.2. Mezclado térmico usando la combinación de geometrías de placas. Horizontal-horizontal, horizontal-vertical, y vertical-vertical. (Mueller, Transferencia de Calor Productos, Springfield, MO.)

4.2. Área de flujo

Cerrar el espaciamiento entre las placas con espacios nominales que van desde 2 a 5 mm de Diámetros Medios Hidráulicos (b) en el intervalo de 4 a 10 mm. Las placas están grabadas de modo que se alcancen un alto grado de turbulencia. Los números de Reynolds críticos están en el rango de 10 a 400, dependiendo de la geometría. Estos factores contribuyen a conseguir coeficientes de transferencia de calor muy altos. Las velocidades nominales para líquidos "parecidos al agua" en flujo turbulento están, por lo general, en el rango de 0.3 a 1 m/s, pero las verdaderas velocidades pueden ser más altas alrededor de tres o cuatro veces más debido al efecto de las ondulaciones. Todas las relaciones de transferencia de calor y de caída de presión son, normalmente, basadas en la velocidad del canal. La velocidad de canal se calcula dividiendo el flujo por canal por el área de sección transversal del canal. El área de sección transversal del canal (A_s) está dada por:

$$A_s = Yb \quad (4.1)$$

donde b es la distancia media de la placa y Y es el ancho efectivo de la placa (junta a junta)

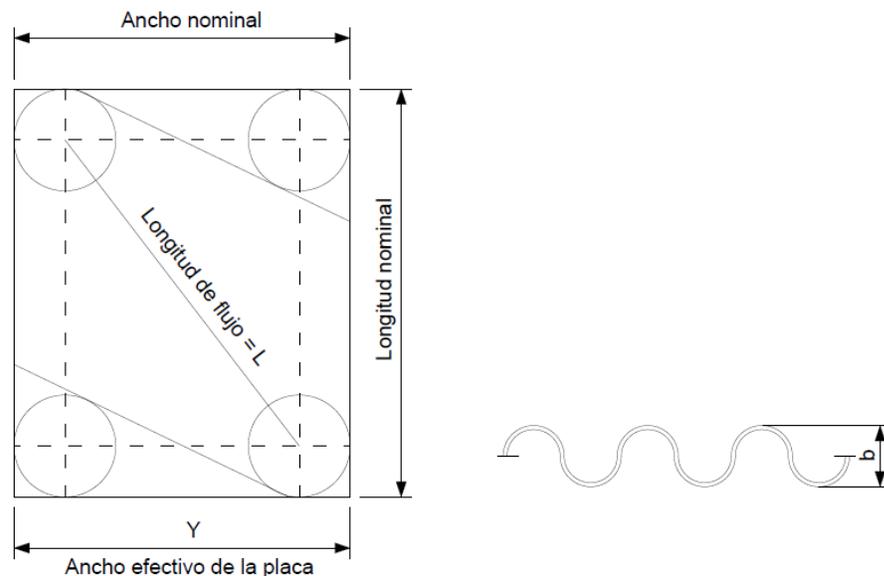


Figura 4.3. Principales dimensiones de la placa: anchura (Y) y longitud de flujo eficaz (L).



4.3 Correlaciones de transferencia de calor

Una correlación general para flujo turbulento está dada por:

$$N_u = C R_e^n P_r^m \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^x \quad (4.2)$$

Los valores típicos reportados son:

$$\begin{aligned} C &= 0.15 - 0.40 \\ n &= 0.65 - 0.85 \\ m &= 0.30 - 0.45 \text{ (usualmente } 1/3) \\ x &= 0.05 - 0.20 \end{aligned}$$

Una de las placas más utilizada tiene la siguiente correlación:

$$N_u = 0.374 R_e^{0.668} P_r^{1/3} \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{0.15} \quad (4.3)$$

donde el número de Reynolds se basa en diámetro equivalente, D_e , definido por:

$$D_e = \frac{4Yb}{2(Y + b)} \quad (4.4a)$$

$$= 2b \text{ ya que } b \text{ es muy pequeño en comparación con } Y \quad (4.4b)$$

La expresión para el diámetro hidráulico, D_h , para un *PHE* está dada por:

$$D_h = \frac{4 \times \text{área de flujo mínima}}{\text{perímetro mojado}} \quad (4.5a)$$

$$\approx \frac{2b}{\phi^*} \quad (4.5b)$$

donde ϕ^* es la relación entre el área superficial real (desarrollada) y el área superficial proyectada. Sin embargo, para calcular el número de Reynolds, no se utiliza el diámetro hidráulico expresado por la ecuación 4.5 debido a que medir el parámetro ϕ^* es difícil.

La siguiente relación generalizada para un número de geometrías en flujo laminar, fue presentada por Buonopane-Troupe, la cual es similar a la correlación de Sieder-Tate.

$$Nu = C_1 \left(Re Pr \frac{D_h}{L} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (4.6)$$

donde

$C_1 = 1.86 - 4.50$ dependiendo de la geometría, reemplace D_h por D_e

L es la longitud efectiva de la placa (como se muestra en la figura 4.3)

Las correlaciones para el cálculo de Nu se aplican a cada lado de la placa para el obtener los coeficientes de película (h_0) a cada lado de la placa. Dado que placa es similar en sus dos caras las correlaciones para cada fluido son equivalentes cambiando únicamente las propiedades del fluido.

$$Nu = \frac{h_0 D_e}{k} = C_1 \left(Re Pr \frac{D_h}{L} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (4.7a)$$

despejando h_0

$$h_0 = \frac{C_1 k}{D_e} \left(Re Pr \frac{D_h}{L} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (4.7b)$$

4.4. Caída de presión

La caída de presión en un intercambiador de calor es la presión estática del fluido que se disipa para mover el fluido a través del intercambiador. La presión disponible debe emplearse al máximo, lo que se traducirá en coeficientes de transferencia de calor más altos con menor tamaño y costo de los equipos.



El factor de fricción de Fanning (f) es un parámetro adimensional usado en flujo de fluidos y se relaciona con la tensión por contacto dentro del medio de flujo en este caso la placa. El factor de fricción se expresa de la siguiente forma:

$$f = \frac{C_2}{Re^y} \quad (4.8)$$

donde

C_2 es una constante que caracteriza a cada tipo de placa
y cubre diferentes rangos

Para un plato típico el factor de fricción es dado por

$$f = \frac{2.5}{Re^{0.3}} \quad (4.9)$$

Usher¹ reportó que el factor de fricción para intercambiadores de placas es 10 a 60 veces el que se desarrolla dentro de los intercambiadores tubulares con números de Reynolds similares con flujo turbulento. Marriott² observó que este valor puede llegar a ser hasta 400 veces mayor. Aunque los factores de fricción son altos en comparación con las unidades tubulares, la caída de presión será menor debido a las siguientes razones:

- 1) Las velocidades son bajas, y longitudes de placa no exceden de aproximadamente 1.8288 m (6 pies), de modo que el término $(G^2 / 2g_c) L$ en la ecuación de caída de presión es mucho menor de lo que sería el caso una unidad tubular.
- 2) Sólo algunos pases alcanzarán el valor NTU requerido, por lo que la caída de presión se utiliza de manera efectiva para la transferencia de calor y las pérdidas por inversiones de flujo se reducen al mínimo.

¹ Usher, J. D., Evaluating plate heat exchangers, in Process Heat Exchange, Chemical Engineering Magazine

² Marriott, J., Where and how to use plate heat exchangers, in Process Heat Exchange, Chemical Engineering Magazine

La caída de presión en un PHE consta de los siguientes componentes:

- 1) Empíricamente, la caída de presión asociada con los colectores y los puertos de entrada y salida, ΔP_m , es de aproximadamente 1.5 veces la carga de velocidad de entrada por paso,

$$\Delta P_m = 1.5 \left(\frac{\rho u_m^2}{2 g_c} \right)_i N_p \quad (4.10)$$

donde

N_p es el número de puertos

u_m es la velocidad a través de los puertos

- 2) La caída de presión asociada a los pasajes dentro de la placa está dada por:

$$\Delta P_c = \frac{4fLG^2}{2 g_c D_c} \left(\frac{1}{\rho} \right)_m + \left(\frac{1}{\rho_0} - \frac{1}{\rho_i} \right) \frac{G^2}{g_c} \quad (4.11)$$

efecto de fricción efecto del momento

donde

$$\left(\frac{1}{\rho} \right)_m = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{\rho_0} - \frac{1}{\rho_i} \right) \quad (4.12)$$

G es la masa velocidad y L es la longitud de flujo. La longitud de flujo es igual a la distancia (diagonal) entre los centros de los puertos de entrada y salida como se muestra en la figura 4.3. Para los líquidos, el efecto momentum es insignificante, y $(1/\rho)_m \approx 1/\rho_m$.

- 3) La caída de presión debido a un cambio de elevación está dada por:

$$\Delta P_n = \pm \frac{\rho_m g L}{g_c} \quad (4.13)$$



donde

+ significa flujo vertical ascendente

– es sinónimo de flujo vertical descendente

g aceleración de la gravedad

g_c constante de proporcionalidad en la 2da ley del movimiento de Newton, $g_c = 1$

La caída de presión total en un lado del intercambiador de placa es la suma del Δp de las ecuaciones de 4.10, 4.11, y 4.13.

Ecuación aproximada para la caída de presión: La correlación general para calcular la caída de presión en un intercambiador de placas después de tomar en cuenta el factor de corrección de viscosidad Sieder -Tate tiene la forma general

$$\Delta P = \frac{4fLG^2}{2g_c\rho D_e} \left(\frac{\mu_w}{\mu_b} \right)^{0.14} \quad (4.14)$$

4.5. Caída de presión específica

Al evaluar el desempeño de cualquier intercambiador de calor, se puede utilizar la caída de presión específica, conocida como el número de Jensen (J). Esta se define como la caída de presión por NTU , que es:

$$J = \frac{\Delta p}{NTU} \quad (4.15)$$

Jensen reporta valores óptimos de para J en placas comerciales disponibles para sistemas agua-agua cercanos a $31.03 \text{ KPa}/NTU$ ($4.5 \text{ psi}/NTU$).

4.6. Métodos de diseño térmico para PHE

Hay dos aspectos diferentes de diseño PHE:

- 1) El diseño de tipos de planchas individuales para que se ajusten al cumplimiento específico y las características operativas

- 2) El cálculo del número y disposición de dichas placas con el fin de satisfacer los requisitos térmicos y de caída de presión

El método de diseño térmico puede estar basado en cualquier método de diseño térmico, ya sea $NTU - \epsilon$ o el método $LMTD$.

4.6.1. Método de Raju & Chand³

Este procedimiento hace uso de la diferencia de temperaturas logarítmica media ($LMTD$), para este método se asume que:

- Las pérdidas de calor son despreciables.
- No se presentan espacios con aire en el equipo.
- El coeficiente global de transferencia de calor se mantiene constante dentro del equipo.
- Los perfiles de temperaturas varían solo en la dirección del flujo.
- Las corrientes se distribuyen uniformemente en cada canal en el caso de flujo paralelo.

Se requiere conocer el área de intercambio de calor para el caso de flujo en serie y en paralelo. El desarrollo de la metodología propuesta por los autores antes es el siguiente:

³ Raju KS, Chand J. Consider the Plate Heat Exchanger. Chem Eng Ago. 11, Pg., 133 (1980).



1) Realizar el balance de energía:

$$Q = W * C_p (\Delta T) \tag{4.16}$$

2) Determinar las propiedades físicas de los fluidos a la temperatura media T_m .

3) Cálculo de la diferencia de temperatura logarítmica media, $LMTD$, ya sea flujo paralelo o en serie.

4) Cálculo del número de unidades de transferencia, NTU :

$$NTU = (T_f - T_c)_o / LMTD = UA/W_c C_p \tag{4.17}$$

5) Cálculo del número de Reynolds para cada corriente: Para flujo en serie, el caudal circula en una corriente única para cada fluido y se calcula por la formula conocida. Para flujo en paralelo, se asume un número de placas para determinar el número de subcorrientes para cada líquido. Así n_f y n_c representan las subcorrientes fría y calientes. El número de Reynolds vendrá dado entonces para este caso por la ecuación siguiente:

$$Re = \frac{D_e \frac{W}{n}}{\mu} \tag{4.18a}$$

$$\text{Formula conocida } Re = \frac{D_e G}{\mu} \tag{4.18b}$$

6) Cálculo del coeficiente de película de cada lado, atendiendo al régimen de flujo:

$$\text{Flujo turbulento } h_0 = \frac{0.2536 \cdot k}{D_e} (Re)^{0.65} (Pr)^{0.4} \tag{4.19a}$$

$$\text{Flujo laminar } Re < 400 \quad h_0 = 0.742 C_p W (Re)^{-0.62} (Pr)^{-1/3} \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{0.14} \tag{4.19b}$$

donde

$$P_r = \frac{C_p \mu}{k} \quad (4.20)$$

El flujo laminar se presenta en fluidos muy viscosos y materiales poliméricos. En la ecuación para el flujo turbulento el diámetro equivalente (D_e) se expresa como en la ecuación 4.4.

7) Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor máximo (U_M):

$$U_M = \frac{h_{0c} * h_{0f}}{h_{0c} + h_{0f}} \quad (4.21)$$

8) Cálculo de coeficiente global de transferencia de calor de diseño (U):

$$U = \left[\frac{1}{U_M} + R_d \right]^{-1} \quad (4.22)$$

9) Cálculo de la superficie total de transferencia de calor A_t :

$$Q = U * A_t(LMTD) \quad (4.23)$$

despejando A_t :

$$A_t = \frac{Q}{U(LMTD)} \quad (4.24)$$

10) Cálculo del número de placas(N):

$$N = \frac{A_t}{A_p} \quad (4.25)$$



- 11) En flujo paralelo, con el N calculado en el paso 10, determinar el número de subcorrientes de fluido caliente y frío. Si N es impar, n_f y n_c son iguales. Si N es par, n_f y n_c serán distintos.
- 12) Comparar los valores de n_f y n_c del paso 12 con los valores utilizados en el paso 5 (valores supuestos). Si los valores no son coincidentes, deben repetirse los pasos del 5 al 12.

Los pasos del 1 al 10 son comunes tanto para flujo en serie como en paralelo. Los pasos 11 y 12 son exclusivamente aplicables a flujo paralelo.

4.6.2. Método Jackson & Troupe $NTU - \epsilon^4$

El método para el diseño de PHE mediante el enfoque $NTU - \epsilon$ se explica con los siguientes pasos:

- 1) Calcular Q , y determinar la entrada y salida para ambas temperaturas de los fluidos, usando la ecuación 4.16.
- 2) Calcular la temperatura media de ambos fluidos y determinar las propiedades térmicas de los fluidos. Estimar la relación del flujo de capacidad térmica, C^* .

$$C^* = \frac{(WC_p)_{min}}{(WC_p)_{Max}} \quad (4.26)$$

- 3) Estimar la eficacia de transferencia de calor, ϵ , utilizando la relación

$$\epsilon = \frac{(WC_p)_c (T_{c,i} - T_{c,o})}{(WC_p)_{min} (T_{c,i} - T_{f,i})} = \frac{(WC_p)_f (T_{f,o} - T_{f,i})}{(WC_p)_{min} (T_{c,i} - T_{f,i})} \quad (4.27)$$

⁴ Jackson, B. W. & Troupe, R. A., Plate Exchanger Design by ϵ -ntu Method, Heat Transfer Los Angeles, Chem. Eng. Prog. Symp. Pg., 62, 185–190 (1966).

- 4) Supongamos un intercambiador que contiene un número infinito de canales y determine el NTU requerido usando la relación ε -NTU más apropiada (Apéndice A).
- 5) Calcule el número de Reynolds para cada corriente, suponiendo un intercambiador que contiene una placa térmica, y un paso por cada corriente (ecuación 4.18).
- 6) Calcular el coeficiente de película en ambos lados (ecuación 4.18). Estimar el coeficiente global de transferencia de calor, teniendo en cuenta la resistencia térmica de la placa.

$$U_M = \frac{1}{\frac{x}{k} + \frac{1}{h_{0c}} + \frac{1}{h_{0f}}} \quad (4.28)$$

- 7) Estime el número de placas usando la ecuación:

$$N = \frac{NTU(WC_p)_{min}}{UA_p} \quad (4.29)$$

- 8) Suponiendo un intercambiador de $N + 1$ canales, determinar NTU de alguna de las relaciones de $\varepsilon - NTU$.
- 9) Recalcular N partir de la ecuación 4.29.
- 10) Repetir el cálculo de los pasos 8 y 9 hasta que el valor calculado de N en el paso 9 coincide con el valor asumido en el paso 8.

Para flujo paralelo: El coeficiente global requiere nuevo cálculo durante cada iteración porque las tasas de flujo por canal se vuelven menos con la adición de canales en paralelo. El procedimiento de cálculo es el siguiente:

- 1) Suponiendo un intercambiador de N placas térmicas, calcular el coeficiente global de transferencia de calor como en el paso 6.



- 2) Estimar el número aproximado de las planchas térmicas utilizando la Ecuación 4.29.

- 3) Suponiendo un intercambiador de $N + 1$ canales, determinar NTU de la relación ε -NTU apropiada (Apendice A)

- 4) Recalcular el coeficiente global de transferencia de calor como en el paso 6 y volver a calcular N con la ecuación 4.29.

- 5) Repetir el cálculo de los pasos 9 y 10 hasta que el valor calculado de N coincida con el valor supuesto.

En los capítulos siguientes se establecerán los parámetros para el diseño mecánico de los intercambiadores de placas y se seleccionara un método de diseño que permita obtener un cálculo rápido de estos equipos.

Capítulo 5

Criterios para el Diseño Mecánico

Un diseñador puede meditar sobre diseños complicados durante meses. Entonces... de repente, la solución sencilla, elegante, hermosa se le ocurre. Cuando esto sucede, ¡se siente como si Dios estuviera hablando! Y quizá lo haga.

Leo Frankowski (1943-2008)



Diferentes equipos de transferencia de calor también están compuestos por la combinación de algunos elementos listados anteriormente. Por lo que, el diseño mecánico de los equipos consiste en diseñar adecuadamente cada uno de los componentes, considerando que están sujetos a presión interna y externa, a cambios de temperatura, al peso propio del equipo y a efectos de excitación dinámica (vibraciones).

El proceso más común de diseño mecánico es a través del análisis de esfuerzo al que están sometidas las partes y apoyándose en códigos y normas aceptadas. Las normas y códigos se establecieron principalmente para garantizar la seguridad contra fallas. La necesidad de normas de seguridad es evidente en un mundo cada vez más conscientes de los peligros que representan para las personas, la propiedad y el medio ambiente.

Las fallas pueden ocurrir debido a diseños inadecuados, el uso de materiales de mala calidad para la construcción, mano de obra deficiente en fabricación y los controles inadecuados de control de calidad. Es esencial que tengan debidamente en cuenta todas las fases de diseño. Los códigos y normas dan orientación y en algunos casos gobiernan el diseño, fabricación, construcción, operación y mantenimiento de intercambiadores de calor.

Los códigos y normas se publican periódicamente mediante la emisión de las organizaciones o asociaciones. Tienen comités integrados por representantes de las industrias, los grupos profesionales, usuarios, agencias gubernamentales, compañías de seguros y otros grupos de interés para el mantenimiento, la actualización y la revisión de los códigos y estándares basados en los avances tecnológicos, la investigación, la experiencia y la retroalimentación y los cambios en las especificaciones y reglamentos. Los códigos actuales tienen su origen en las normas establecidas por las compañías de seguros en el pasado para la operación segura.

Un estándar es un conjunto de definiciones y directrices técnicas, o sobre cómo realizar tareas para los diseñadores y fabricantes. Las normas son en su mayoría

de carácter voluntario. Ellos servirán de directrices, pero en sí mismos no tienen la fuerza de una ley. Las normas son universalmente adoptadas en la fabricación, adquisición y operación de miles de dispositivos y productos, incluidas las materias primas, equipos, etc. Muchas normas han sido adoptadas como un medio para satisfacer los requisitos reglamentarios o de adquisiciones.

Las normas ayudan a reducir el costo de los productos y procesos de la siguiente manera: En el nivel de diseño, la racionalización del procedimiento de diseño, se desarrollan planos y especificaciones. Esto evita la repetición de análisis de diseño detallado, ya sea para trabajos idénticos o similares. Las normas pueden ser de los siguientes cuatro tipos principales:

- 1) Normas de la Compañía.
- 2) Normas de asociación comercial o del fabricante.
- 3) Normas Nacionales.
- 4) Normas Internacionales.

5.1. Normas de diseño mecánico para intercambiadores de calor

Algunas normas de diseño utilizados para el diseño mecánico de intercambiadores de calor incluyen los siguientes: TEMA (Tubular Exchangers Manufacturers Association), HEI (Heat Exchangers Institute), ASME (American Society of Mechanical Engineers y ANSI-API (American National Standards Institute-American Petroleum Institute). Fundada en 1939, la Asociación de Fabricantes de Intercambiadores Tubulares (TEMA), es el principal grupo de fabricantes de intercambiadores de calor de tubos y coraza, han sido pioneros de la investigación y el desarrollo de los intercambiadores de calor con más de 60 años de experiencia.

5.2. Normas HEI

Recientemente a mediados del 2011, el HEI aprobó formalmente la formación de la Sección de Intercambiadores de Calor de Placas. Desde entonces, los miembros de esta Sección han usado su experiencia y conocimiento práctico de los PHE's para



producir un estándar de diseño de la calidad que la industria de intercambio de calor está acostumbrada por parte del HEI.

Esta norma proporciona a los usuarios de los PHE's información sobre la tecnología de placa para transferencia de calor, el rendimiento de intercambio de calor e hidráulico, normas de diseño mecánico, montaje y fabricación, pruebas y preparación, y las consideraciones operacionales:

- Standards for Gasketed Plate Heat Exchangers - 1st Edition, 2011

5.3. ANSI-API 662

Esta norma Propuesta en 1995 por el Instituto Americano del Petróleo (API) comprende los procedimientos básicos para el diseño de intercambiadores en refinerías. Esta norma define los requisitos mínimos para el diseño mecánico, selección de materiales, fabricación, inspección, pruebas y preparación del envío de intercambiador de calor de placas (PHE) para servicios de refinería generales.

La norma toma como base el código ASME para recipientes hervidores y presurizados. La última versión de la norma fue publicada en 2005:

- Plate Heat Exchangers for General Refinery Services - Part 1 - Plate-and-Frame Heat Exchangers, First Edition - ISO Adoption from ISO 15547-1:2005.

5.4. Procedimiento de Diseño Mecánico

Una secuencia típica de los procedimientos de diseño mecánico es discutida por Singh⁵. La secuencia es la siguiente:

⁵ Singh, K. P., *Mechanical design of tubular heat exchangers-An appraisal of the state-of-the-art*, in Heat Transfer Equipment Design Hemisphere, Washington, DC, 1988, pp. 71–87.

- 1) Identificar cargas aplicadas.
- 2) Determinar los códigos y normas aplicables.
- 3) Seleccionar materiales de construcción (excepto material de tubo, que se selecciona en la etapa de diseño térmico).
- 4) Calcular espesor de la pieza de presión y refuerzos.
- 5) Seleccionar detalles de soldadura apropiadas.
- 6) Establecer que no se violen las condiciones termohidráulicas.
- 7) Diseño partes sin presión.
- 8) Diseño de los soportes.
- 9) Seleccione procedimiento de inspección apropiado.

5.5. Análisis del esfuerzo

El análisis de esfuerzos es la determinación de la relación entre las fuerzas externas aplicadas a un recipiente y la tensión correspondiente. El análisis de esfuerzos de los intercambiadores de calor y recipientes a presión es similar a otros elementos estructurales en que se trata de operaciones matemáticas con fuerzas desconocidas y desplazamientos. En la evaluación del campo de esfuerzos en los intercambiadores de calor tubulares y recipientes a presión, el problema se simplifica considerablemente debido a estas razones:

- 1) Los componentes de retención de presión, tales como corazas, cabezales y los conos son superficies de revolución.
- 2) La carga de presión mecánica principal es espacialmente uniforme.
- 3) El espesor de un recipiente a presión es pequeño en comparación con sus dimensiones características.
- 4) Con poca pérdida de precisión, podemos asumir que las direcciones de los meridianos, tangenciales, y espesor medio son las direcciones principales.



En el caso de los intercambiadores de tipo placa el estudio de los esfuerzos resulta más complicado, esto se debe a la construcción propia del equipo. En el caso de los intercambiadores con juntas los equipos son susceptibles a presentar fugas en los extremos de las placas.

El uso de los equipos de pared doble ayuda el manejo de los fluidos en el equipo; sin embargo, finalmente la selección de las juntas así como los materiales de los espárragos es lo que mejor ayuda al manejo de los esfuerzos dentro de estos equipos. Los equipos del tipo de placas soldadas presentan menos puntos de fuga y son más resistentes.

5.6. Materiales de las placas

Una de las características que hace que los Intercambiadores de Calor Placas sean tan atractivos para aplicaciones geotérmicas es la disponibilidad de una amplia variedad de aleaciones resistentes a la corrosión para la construcción de las superficies de transferencia de calor (placas). La mayoría de los fabricantes ofrecen las aleaciones se enumeran a continuación:

- Acero inoxidable 304
- Acero inoxidable 316
- Acero inoxidable 317
- Titanio
- Tantalio
- Incaloy 825
- Hastelloy
- Inconel
- Aluminio Bronce
- Monel

Además de éstos, un mayor número de aleaciones opcionales están disponibles por orden especial. La mayoría de los fabricantes emplean ya sea 304 o 316 de acero inoxidable como material básico para aplicaciones de uso geotérmicas directas, la elección de materiales es generalmente una selección entre acero inoxidable 304, 316 y titanio. La selección entre 304 y 316 se basa más a menudo en una combinación de temperatura y contenido de cloruro del fluido.

Cuando se presenta oxígeno en concentraciones tan pequeñas como algunas partes por billón (ppb), las tasas de corrosión se incrementarían significativamente⁶. El titanio es raramente necesario para aplicaciones de uso directo. En aplicaciones donde los requisitos de temperatura excede la capacidad de acero inoxidable 316, el titanio generalmente ofrece las alternativas así como aleaciones de austeníticos inoxidables con menos costo, los contenidos de cromo y molibdeno superiores podrían ser recomendados para esta aplicación también. Estas aleaciones, sin embargo, generalmente no están disponibles como materiales de placa estándar como lo están en el caso del titanio. Una aplicación típica en la que se ha empleado titanio son los sistemas geotérmicos en el que el fluido secundario está fuertemente clorado. La más común de ellas son las piscinas. La naturaleza de las piscinas es tal que el agua de la piscina es a la vez de alto contenido en cloruro y oxígeno. Como resultado, el titanio es la aleación generalmente seleccionada. Sin embargo el costo de las placas de titanio es 50% mayor a las de acero inoxidable

5.7. Presión de diseño

La presión de diseño para un recipiente a presión o un intercambiador de calor es la presión relativa en la parte superior del recipiente, y junto con la temperatura de diseño coincidente del metal, utiliza cálculos de diseño de un recipiente a presión con el fin de determinar el espesor mínimo de los distintos componentes a presión.

Un intercambiador de calor está hecho de dos diferentes zonas de presión, al menos existen dos presiones de diseño. El código ASME (UG-21) señala que la presión de diseño debe ser superior a la presión normal de funcionamiento con un margen de seguridad adecuado para permitir aumentos repentinos de la presión probable en el recipiente hasta el ajuste de las válvulas de alivio de presión (UG-134). Se tomará la diferencia máxima entre el interior y el exterior del recipiente, cuando los pasos se someten a vacío en el interior y existe una presión positiva en el exterior.

⁶ Allis, R. G, 1981. "A Study of the Use of Downhole Heat Exchangers in the Moana Hot Water Area, Reno, Nevada."



5.8. Temperatura de diseño

Esta es la temperatura estampada en la placa junto con la presión de diseño. Esta temperatura no debe ser inferior a la temperatura del metal media esperada a través del espesor, bajo las condiciones de funcionamiento de las partes del equipo (UG-20). La temperatura de diseño puede ser diferente para los distintos puntos de presión si se definen las condiciones de funcionamiento en caso de que exista una variación de temperatura.

Por ejemplo, en un intercambiador de calor de tubos y coraza de múltiples pasos en la que hay una caída de temperatura apreciable o aumento en el lado de los tubos, los colectores de entrada y de salida pueden tener diferentes temperaturas de diseño. En ningún caso, la temperatura de diseño será superior a la temperatura correspondiente a la tensión admisible para el material utilizado en los cálculos de espesor o la temperatura de trabajo permitida para el material especificado en el código.

5.9. Presión de trabajo máxima

La presión de servicio máxima autorizada (PSMA) es la presión relativa para una temperatura de servicio especificada que se permite para las operaciones en funcionamiento, de manera que, junto con las otras cargas que no involucran la presión se calcula el esfuerzo utilizando fórmulas de código y procurando que no supere los valores de esfuerzo admisible.

El espesor del metal está especificado con una tolerancia para la corrosión que no se considera para el cálculo del espesor. Es la base para el ajuste de la presión de los dispositivos de alivio de presión que protegen el recipiente. La PSMA normalmente se especifica para dos condiciones nuevo (sin corrosión) y de edad (corroído).

Capítulo 6

Metodología de Diseño

Hay estudiantes que les apena ir al hipódromo y ver que hasta los caballos logran terminar su carrera.

Woody Allen



En capítulos anteriores se plantearon las metodologías de diseño termohidráulico de los Intercambiadores de Calor de Placas, una vez planteada la teoría desarrollaremos ejemplos que faciliten su comprensión.

Para este objetivo se plantea el siguiente escenario:

Para la pasteurización de leche una empresa procesa en promedio $3,000 \text{ L/h}$ de leche entera. Para este fin, el producto entra a la etapa de pasteurización HTST (High Temperature/Short Time) con un porcentaje mínimo de nata; el tratamiento térmico tiene como finalidad prolongar la vida útil de la leche y obtener leche “sana”, es decir, consumible para el ser humano. El producto se hace pasar por un intercambiador de placas (pasteurizador) que emplea como servicios vapor y propilenglicol al 37% como refrigerante; en donde se deben cumplir los requerimientos mínimos de temperatura de 72 °C con una tiempo de residencia de aproximadamente 15 segundos. Finalmente se obtiene leche pasteurizada a una temperatura de alrededor de 4 °C .

Para este caso de estudio tomaremos como referencia las especificaciones para leche ultra pasteurizada de la norma “NOM-155-SCFI-2003”:

Tabla 6.1. Especificación de Leche Ultrapasteurizada.

Especificación	Límite Entera
Densidad a 15°C , g/mL	1.029 Min
Grasa butírica g/L	30 Min
Acidez (expresada como ácido láctico) g/L	1.3 Min 1.7 Max
Sólidos no grasos de la leche, g/L	83 Min
Punto crioscópico °C (°H)	Entre -0.510 (-0.530) y -0.536 (-0.560)
Lactosa g/L	43 Min 50 Max
Proteínas propias de la leche g/L	30 Min
Caseína g/L	21 Min

Tomando en cuenta que el comportamiento es muy similar al agua y que la densidad mínima establecida se encuentra en 1.029 g/L , se tomara el agua como fluido de proceso.

Los pasteurizadores funcionan en 3 etapas: la regeneración, el calentamiento y el enfriamiento.

- a) Etapa de Regeneración.- En esta etapa se precalienta la leche entera (4 °C) con la leche que sale de la etapa de calentamiento (72°C), este tratamiento permite el aprovechamiento térmico además de evitar un cambio de temperatura extremo que dañaría la leche.
- b) Etapa de Calentamiento.- En esta se calienta la leche entera precalentada por medio de agua caliente hasta los 72 °C.
- c) Etapa de Enfriamiento.- En esta etapa la leche se enfría por medio de agua de enfriamiento hasta 4 °C

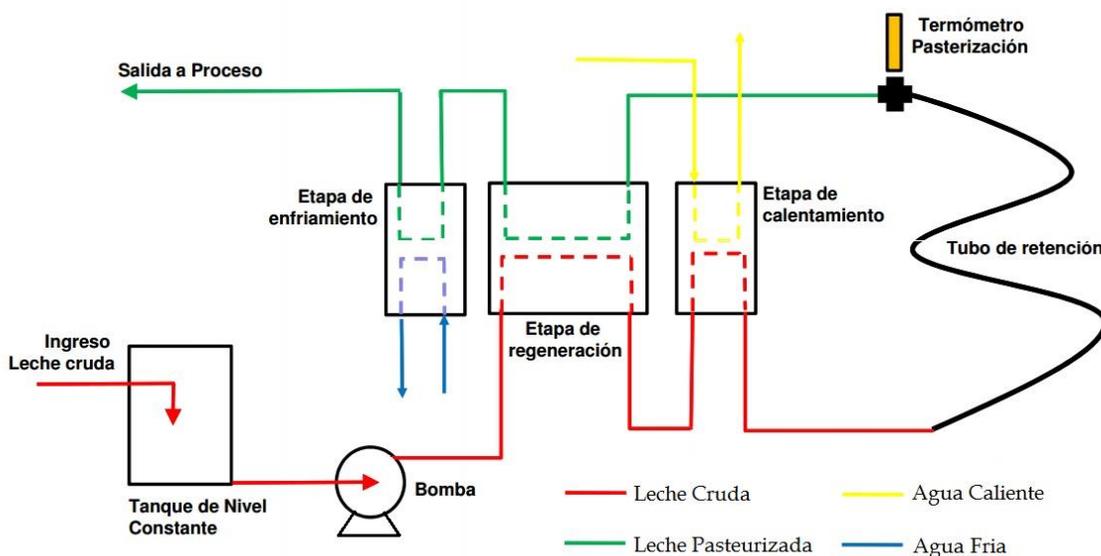


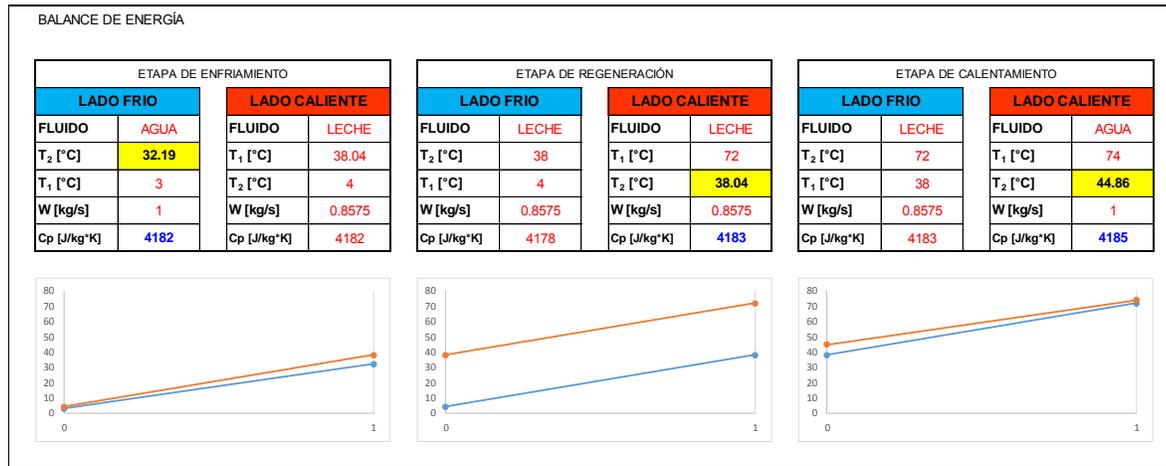
Figura 6.1 Funcionamiento de un Pasteurizador HTST.

Temperatura de entrada del producto:	4 °C
Temperatura de pasteurización:	72 °C
Temperatura de salida del producto:	4 °C
Tiempo de retención:	15 s
Temperatura del agua caliente:	74 °C
Temperatura del agua de enfriamiento:	3 °C

El equipo se calculó por medio de herramientas informáticas (Excel), lo que permite simular las tres etapas al mismo tiempo. Para este ejemplo se usan tablas de datos termodinámicos, así como tablas de dimensiones estándar las placas del PHE. El factor de obstrucción es de $493.314 \times 10^{-7} \text{ m}^2 \cdot \text{K}/W$.



Resultados



Lo primero que se requiere es un Balance de Energía que nos permita conocer las temperaturas involucradas en el proceso. Se puede observar que en las etapas de enfriamiento y calentamiento las curvas de temperatura son muy cercanas, lo que provoca que el área de transferencia aumente.

PROPIEDADES @ T_m

ETAPA DE ENFRIAMIENTO				ETAPA DE REGENERACIÓN				ETAPA DE CALENTAMIENTO			
LADO FRIO		LADO CALIENTE		LADO FRIO		LADO CALIENTE		LADO FRIO		LADO CALIENTE	
FLUIDO	AGUA	FLUIDO	LECHE	FLUIDO	LECHE	FLUIDO	LECHE	FLUIDO	LECHE	FLUIDO	AGUA
T [°C]	17.59	T [°C]	21.02	T [°C]	21	T [°C]	55.02	T [°C]	55	T [°C]	59.43
μ [Pa*s]	0.0011	μ [Pa*s]	0.001002	μ [Pa*s]	0.001002	μ [Pa*s]	0.00054	μ [Pa*s]	0.00054	μ [Pa*s]	0.0005
Cp [J/kg·K]	4182	Cp [J/kg·K]	4182	Cp [J/kg·K]	4182	Cp [J/kg·K]	4183	Cp [J/kg·K]	4183	Cp [J/kg·K]	4185
ρ [kg/m ³]	998	ρ [kg/m ³]	998	ρ [kg/m ³]	998	ρ [kg/m ³]	985.2	ρ [kg/m ³]	985.2	ρ [kg/m ³]	983.3
k [W/m·k]	0.598	k [W/m·k]	0.598	k [W/m·k]	0.598	k [W/m·k]	0.649	k [W/m·k]	0.649	k [W/m·k]	0.654

Las propiedades se calcularon a la temperatura media.

CÁLCULO LMTD

ETAPA DE ENFRIAMIENTO		ETAPA DE REGENERACIÓN		ETAPA DE CALENTAMIENTO	
LMTD [°C]	2.75	LMTD [°C]	34.02	LMTD [°C]	3.94
NTU	12.76	NTU	2.00	NTU	9.13

En el caso de las etapas de enfriamiento y calentamiento la LMTD presenta un valor pequeño debido a la cercanía de las temperaturas de los fluidos, esto impacta en el aumento del número de unidades de transferencia (NTU).

Capítulo 6 Metodología de Diseño

CÁLCULO Térmico

ETAPA DE ENFRIAMIENTO				ETAPA DE REGENERACIÓN				ETAPA DE CALENTAMIENTO			
Y [m]	0.47	As [m ²]	0.00235	Y [m]	0.32	As [m ²]	0.0016	Y [m]	0.47	As [m ²]	0.00235
b [m]	0.005	De [m]	0.00468	b [m]	0.005	De [m]	0.00318	b [m]	0.005	De [m]	0.00468
L [m]	0.7552	R _d [m ² *K/W]	0.00005	L [m]	0.65513357	R _d [m ² *K/W]	0.00005	L [m]	0.7552	R _d [m ² *K/W]	0.00005
H [m]	0.98	Tw [°C]	19.37	H [m]	0.92	Tw [°C]	36.28	H [m]	0.98	Tw [°C]	57.08
LADO FRIO		LADO CALIENTE		LADO FRIO		LADO CALIENTE		LADO FRIO		LADO CALIENTE	
G [kg/m ² s]	425.53	G [kg/m ² s]	364.89	G [kg/m ² s]	535.94	G [kg/m ² s]	535.94	G [kg/m ² s]	364.89	G [kg/m ² s]	425.53
R _e	1809.14	R _e	1703.06	R _e	1703.06	R _e	3160.13	R _e	3160.13	R _e	3980.10
FLUJO	TURBULENTO	FLUJO	TURBULENTO	FLUJO	TURBULENTO	FLUJO	TURBULENTO	FLUJO	TURBULENTO	FLUJO	TURBULENTO
μ [Pa*s]	0.00105	μ [Pa*s]	0.00105	μ [Pa*s]	0.00075	μ [Pa*s]	0.00075	μ [Pa*s]	0.00052	μ [Pa*s]	0.00052
P _r	7.69	P _r	7.01	P _r	7.01	P _r	3.48	P _r	3.48	P _r	3.20
h ₀ [W/m ² *K]	9609.60	h ₀ [W/m ² *K]	8901.00	h ₀ [W/m ² *K]	13073.34	h ₀ [W/m ² *K]	16027.75	h ₀ [W/m ² *K]	10912.51	h ₀ [W/m ² *K]	12352.68
LADO FRIO		LADO CALIENTE		LADO FRIO		LADO CALIENTE		LADO FRIO		LADO CALIENTE	
U _{ti} [W/m ² *K]	4620.87	U [W/m ² *K]	3763.06	U _{ti} [W/m ² *K]	7200.29	U [W/m ² *K]	5313.08	U _{ti} [W/m ² *K]	5794.01	U [W/m ² *K]	4506.06
Q [W]	122,069.65	Q [W]	121,809.59	Q [W]	121,809.59	Q [W]	121,955.37	Q [W]	121,955.37		
At [m ²]	11.81	A _p [m ²]	0.46	A _p [m ²]	0.29	A _p [m ²]	0.46	At [m ²]	6.86	A _p [m ²]	0.46
N _{neónico} [placas]	25.62	N _{neónico} [placas]	2.29	N _{neónico} [placas]	2.29	N _{neónico} [placas]	14.89	N _{neónico} [placas]	14.89		
N _{real} [placas]	26	N _{real} [placas]	3	N _{real} [placas]	3	N _{real} [placas]	15				

CÁLCULO Hidráulico

ETAPA DE ENFRIAMIENTO				ETAPA DE REGENERACIÓN				ETAPA DE CALENTAMIENTO			
LADO FRIO		LADO CALIENTE		LADO FRIO		LADO CALIENTE		LADO FRIO		LADO CALIENTE	
f	0.26345	f	0.26827	f	0.26827	f	0.22286	f	0.22286	f	0.20796
ΔP [kPa]	15.3378355	ΔP [Pa]	11.6353138	ΔP [kPa]	30.509261	ΔP [kPa]	27.9950981	ΔP [kPa]	9.67614505	ΔP [kPa]	12.4364067

Alfa Laval presenta valores óptimos en placas comerciales disponibles para sistemas agua-agua de 30 KPa/NTU (4.35 psi/NTU). En este ejemplo los valores de presión son relativamente bajos debido al bajo caudal manejado.

El Intercambiador, que es de 3 etapas, usa un bastidor de acero inoxidable, placas de acero inoxidable AISI 316L de 0.6 mm de espesor. Con juntas de NBR, fijadas mecánicamente.



CONCLUSIONES

Al evaluar la teoría que reportan las investigaciones sobre la transferencia de calor, uno de los principales campos de estudio es la transferencia de calor por convección, tiene como objetivo desarrollar y mejorar la eficacia de los intercambiadores, lo que demuestra la importancia de este equipo en aplicaciones comerciales e industriales.

Aunque el estudio de los intercambiadores de calor por convección tiene una historia relativamente antigua, con más de 100 años, el desarrollo de la ciencia y la tecnología, la aparición de nuevos campos de investigación plantea nuevas exigencias para mejorar el rendimiento de los intercambiadores de calor.

El presente trabajo de Tesis recopiló la información que permitirá a los Estudiantes de Ingeniería Química una comprensión más detallada de los PHE's estableció los criterios para el diseño termohidráulico con el fin de poder especificar equipos que participan en un proceso industrial.

En algunos campos de trabajo la industria mantiene un recelo constante con las nuevas tecnologías, en especial con las que ellos desarrollan. Durante el desarrollo de este trabajo se presenta el mismo problema y aunque la búsqueda de información fue extensa al preguntar directamente con algunos fabricantes todos se reservan la información específica y los criterios para el diseño de los equipos.

En el perfil de un Ingeniero Químico se encuentran tareas como el diseño, evaluación, optimización, planificación, construcción y operación de plantas en la industria de procesos; así como, el diseño de nuevos materiales y tecnologías. No queda duda que el diseño de un PHE requiere de amplios conocimientos, y es tarea que un ingeniero químico puede realizar con éxito.

CONCLUSIONES

Como ejemplo de aplicación se desarrolló un intercambiador para el proceso de pasteurización de leche, el cual consto de tres etapas. El equipo fue diseñado satisfactoriamente con lo que se puede comprobar que las metodologías de diseño son aplicables y pueden resultar de ayuda para los alumnos de ingeniería química.

El uso de este material dentro del programa de Ingeniería Química brindara a los estudiantes las herramientas para introducirse en las nuevas tecnologías de Transferencia de Calor. Sin embargo, cada día nuevas tecnologías surgen y se reinventan; por lo que actualizando con más frecuencia los temas de estudio podríamos mejorar el nivel académico y se hace la sugerencia de que el material sea incluido en el programa de la carrera.



APÉNDICES

Tabla A. Propiedades del Agua Saturada (Cengel & Boles, 1996).

Temp., T °C	Presión de saturación, P _{sat} kPa	Densidad, ρ kg/m ³		Entalpia de vaporización, h _g kJ/kg	Calor específico, C _p J/kg · °C		Conductividad térmica, k W/m · °C		Viscosidad dinámica, μ kg/m · s		Número de Prandtl, Pr		Coeficiente de expansión volumétrica, β 1/K
		Líquido	Vapor		Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	
0.01	0.6113	999.8	0.0048	2 501	4 217	1 854	0.561	0.0171	1.792 × 10 ⁻³	0.922 × 10 ⁻⁵	13.5	1.00	-0.068 × 10 ⁻³
5	0.8721	999.9	0.0068	2 490	4 205	1 857	0.571	0.0173	1.519 × 10 ⁻³	0.934 × 10 ⁻⁵	11.2	1.00	0.015 × 10 ⁻³
10	1.2276	999.7	0.0094	2 478	4 194	1 862	0.580	0.0176	1.307 × 10 ⁻³	0.946 × 10 ⁻⁵	9.45	1.00	0.733 × 10 ⁻³
15	1.7051	999.1	0.0128	2 466	4 186	1 863	0.589	0.0179	1.138 × 10 ⁻³	0.959 × 10 ⁻⁵	8.09	1.00	0.138 × 10 ⁻³
20	2.339	998.0	0.0173	2 454	4 182	1 867	0.598	0.0182	1.002 × 10 ⁻³	0.973 × 10 ⁻⁵	7.01	1.00	0.195 × 10 ⁻³
25	3.169	997.0	0.0231	2 442	4 180	1 870	0.607	0.0186	0.891 × 10 ⁻³	0.987 × 10 ⁻⁵	6.14	1.00	0.247 × 10 ⁻³
30	4.246	996.0	0.0304	2 431	4 178	1 875	0.615	0.0189	0.798 × 10 ⁻³	1.001 × 10 ⁻⁵	5.42	1.00	0.294 × 10 ⁻³
35	5.628	994.0	0.0397	2 419	4 178	1 880	0.623	0.0192	0.720 × 10 ⁻³	1.016 × 10 ⁻⁵	4.83	1.00	0.337 × 10 ⁻³
40	7.384	992.1	0.0512	2 407	4 179	1 885	0.631	0.0196	0.653 × 10 ⁻³	1.031 × 10 ⁻⁵	4.32	1.00	0.377 × 10 ⁻³
45	9.593	990.1	0.0655	2 395	4 180	1 892	0.637	0.0200	0.596 × 10 ⁻³	1.046 × 10 ⁻⁵	3.91	1.00	0.415 × 10 ⁻³
50	12.35	988.1	0.0831	2 383	4 181	1 900	0.644	0.0204	0.547 × 10 ⁻³	1.062 × 10 ⁻⁵	3.55	1.00	0.451 × 10 ⁻³
55	15.76	985.2	0.1045	2 371	4 183	1 908	0.649	0.0208	0.504 × 10 ⁻³	1.077 × 10 ⁻⁵	3.25	1.00	0.484 × 10 ⁻³
60	19.94	983.3	0.1304	2 359	4 185	1 916	0.654	0.0212	0.467 × 10 ⁻³	1.093 × 10 ⁻⁵	2.99	1.00	0.517 × 10 ⁻³
65	25.03	980.4	0.1614	2 346	4 187	1 926	0.659	0.0216	0.433 × 10 ⁻³	1.110 × 10 ⁻⁵	2.75	1.00	0.548 × 10 ⁻³
70	31.19	977.5	0.1983	2 334	4 190	1 936	0.663	0.0221	0.404 × 10 ⁻³	1.126 × 10 ⁻⁵	2.55	1.00	0.578 × 10 ⁻³
75	38.58	974.7	0.2421	2 321	4 193	1 948	0.667	0.0225	0.378 × 10 ⁻³	1.142 × 10 ⁻⁵	2.38	1.00	0.607 × 10 ⁻³
80	47.39	971.8	0.2935	2 309	4 197	1 962	0.670	0.0230	0.355 × 10 ⁻³	1.159 × 10 ⁻⁵	2.22	1.00	0.653 × 10 ⁻³
85	57.83	968.1	0.3536	2 296	4 201	1 977	0.673	0.0235	0.333 × 10 ⁻³	1.176 × 10 ⁻⁵	2.08	1.00	0.670 × 10 ⁻³
90	70.14	965.3	0.4235	2 283	4 206	1 993	0.675	0.0240	0.315 × 10 ⁻³	1.193 × 10 ⁻⁵	1.96	1.00	0.702 × 10 ⁻³
95	84.55	961.5	0.5045	2 270	4 212	2 010	0.677	0.0246	0.297 × 10 ⁻³	1.210 × 10 ⁻⁵	1.85	1.00	0.716 × 10 ⁻³
100	101.33	957.9	0.5978	2 257	4 217	2 029	0.679	0.0251	0.282 × 10 ⁻³	1.227 × 10 ⁻⁵	1.75	1.00	0.750 × 10 ⁻³
110	143.27	950.6	0.8263	2 230	4 229	2 071	0.682	0.0262	0.255 × 10 ⁻³	1.261 × 10 ⁻⁵	1.58	1.00	0.798 × 10 ⁻³
120	198.53	943.4	1.121	2 203	4 244	2 120	0.683	0.0275	0.232 × 10 ⁻³	1.296 × 10 ⁻⁵	1.44	1.00	0.858 × 10 ⁻³
130	270.1	934.6	1.496	2 174	4 263	2 177	0.684	0.0288	0.213 × 10 ⁻³	1.330 × 10 ⁻⁵	1.33	1.01	0.913 × 10 ⁻³
140	361.3	921.7	1.965	2 145	4 286	2 244	0.683	0.0301	0.197 × 10 ⁻³	1.365 × 10 ⁻⁵	1.24	1.02	0.970 × 10 ⁻³
150	475.8	916.6	2.546	2 114	4 311	2 314	0.682	0.0316	0.183 × 10 ⁻³	1.399 × 10 ⁻⁵	1.16	1.02	1.025 × 10 ⁻³
160	617.8	907.4	3.256	2 083	4 340	2 420	0.680	0.0331	0.170 × 10 ⁻³	1.434 × 10 ⁻⁵	1.09	1.05	1.145 × 10 ⁻³
170	791.7	897.7	4.119	2 050	4 370	2 490	0.677	0.0347	0.160 × 10 ⁻³	1.468 × 10 ⁻⁵	1.03	1.05	1.178 × 10 ⁻³
180	1 002.1	887.3	5.153	2 015	4 410	2 590	0.673	0.0364	0.150 × 10 ⁻³	1.502 × 10 ⁻⁵	0.983	1.07	1.210 × 10 ⁻³
190	1 254.4	876.4	6.388	1 979	4 460	2 710	0.669	0.0382	0.142 × 10 ⁻³	1.537 × 10 ⁻⁵	0.947	1.09	1.280 × 10 ⁻³
200	1 553.8	864.3	7.852	1 941	4 500	2 840	0.663	0.0401	0.134 × 10 ⁻³	1.571 × 10 ⁻⁵	0.910	1.11	1.350 × 10 ⁻³
220	2 318	840.3	11.60	1 859	4 610	3 110	0.650	0.0442	0.122 × 10 ⁻³	1.641 × 10 ⁻⁵	0.865	1.15	1.520 × 10 ⁻³
240	3 344	813.7	16.73	1 767	4 760	3 520	0.632	0.0487	0.111 × 10 ⁻³	1.712 × 10 ⁻⁵	0.836	1.24	1.720 × 10 ⁻³
260	4 688	783.7	23.69	1 663	4 970	4 070	0.609	0.0540	0.102 × 10 ⁻³	1.788 × 10 ⁻⁵	0.832	1.35	2.000 × 10 ⁻³
280	6 412	750.8	33.15	1 544	5 280	4 835	0.581	0.0605	0.094 × 10 ⁻³	1.870 × 10 ⁻⁵	0.854	1.49	2.380 × 10 ⁻³
300	8 581	713.8	46.15	1 405	5 750	5 980	0.548	0.0695	0.086 × 10 ⁻³	1.965 × 10 ⁻⁵	0.902	1.69	2.950 × 10 ⁻³
320	11 274	667.1	64.57	1 239	6 540	7 900	0.509	0.0836	0.078 × 10 ⁻³	2.084 × 10 ⁻⁵	1.00	1.97	—
340	14 586	610.5	92.62	1 028	8 240	11 870	0.469	0.110	0.070 × 10 ⁻³	2.255 × 10 ⁻⁵	1.23	2.43	—
360	18 651	528.3	144.0	720	14 690	25 800	0.427	0.178	0.060 × 10 ⁻³	2.571 × 10 ⁻⁵	2.06	3.73	—
374.14	22 090	317.0	317.0	0	∞	∞	∞	∞	0.043 × 10 ⁻³	4.313 × 10 ⁻⁵	—	—	—

Tabla B1. Dimensiones estándar para placas en PHE (Alfa Laval, 2014).

Modelo	M3FM	M3FG	M3FGL	M6FM, FML	M6FM, FGL	M6MFM, FML	M6MFD	TS6MFM	TS6MFG
Alto, H (mm)	480	480	480	920	920	920	940	704	704
Acho, Y (mm)	180	180	180	320	320	320	330	400	400
Conexiones Ver. CV (mm)	357	357	357	640	640	640	640	380	380
Conexiones Hrz. CH (mm)	60	60	60	140	140	140	140	203	230
D _m Hidráulico b (mm)	5	5	5	5	5	5	5	5	5

Tabla B2. Dimensiones estándar para placas en PHE (Alfa Laval, 2014).

Modelo	TSMFD	M10BFM	M10BFD	M15BFML	M15MFD8	TS20MFS	M20MFM	M30FG
Alto, H (mm)	704	1084	981	1815	1980	1435	2100	2882
Acho, Y (mm)	410	470	470	650	650	800	780	1170
Conexiones Ver. CV (mm)	380	719	719	1294	1294	698	1478	1842
Conexiones Hrz. CH (mm)	203	225	231	298	304	363	353	596
D _m Hidráulico b (mm)	5	5	5	5	5	5	5	5

Tabla C. Viscosidad de líquidos: para su uso con la figura C.

Liquid	X	Y	Liquid	X	Y
Acetaldehyde	15.2	4.8	Freon-113	12.5	11.4
Acetic acid, 100%	12.1	14.2	Glycerol, 100%	2.0	30.0
Acetic acid, 70%	9.5	17.0	Glycerol, 50%	6.9	19.6
Acetic anhydride	12.7	12.8	Heptane	14.1	8.4
Acetone, 100%	14.5	7.2	Hexane	14.7	7.0
Acetone, 35%	7.9	15.0	Hydrochloric acid, 31.5%	13.0	16.6
Acetonitrile	14.4	7.4	Iodobenzene	12.8	15.9
Acrylic acid	12.3	13.9	Isobutyl alcohol	7.1	18.0
Allyl alcohol	10.2	14.3	Isobutyric acid	12.2	14.4
Allyl bromide	14.4	9.6	Isopropyl alcohol	8.2	16.0
Allyl iodide	14.0	11.7	Isopropyl bromide	14.1	9.2
Ammonia, 100%	12.6	2.0	Isopropyl chloride	13.9	7.1
Ammonia, 26%	10.1	13.9	Isopropyl iodide	13.7	11.2
Amyl acetate	11.8	12.5	Kerosene	10.2	16.9
Amyl alcohol	7.5	18.4	Linseed oil, raw	7.5	27.2
Aniline	8.1	18.7	Mercury	18.4	16.4
Anisole	12.3	13.5	Methanol, 100%	12.4	10.5
Arsenic trichloride	13.9	14.5	Methanol, 90%	12.3	11.8
Benzene	12.5	10.9	Methanol, 40%	7.8	15.5
Brine, CaCl ₂ , 25%	6.6	15.9	Methyl acetate	14.2	8.2
Brine, NaCl, 25%	10.2	16.6	Methyl acrylate	13.0	9.5
Bromine	14.2	13.2	Methyl <i>i</i> -butyrate	12.3	9.7
Bromotoluene	20.0	15.9	Methyl <i>n</i> -butyrate	13.2	10.3
Butyl acetate	12.3	11.0	Methyl chloride	15.0	3.8
Butyl acrylate	11.5	12.6	Methyl ethyl ketone	13.9	8.6
Butyl alcohol	8.6	17.2	Methyl formate	14.2	7.5
Butyric acid	12.1	15.3	Methyl iodide	14.3	9.3
Carbon dioxide	11.6	0.3	Methyl propionate	13.5	9.0
Carbon disulfide	16.1	7.5	Methyl propyl ketone	14.3	9.5
Carbon tetrachloride	12.7	13.1	Methyl sulfide	15.3	6.4
Chlorobenzene	12.3	12.4	Napthalene	7.9	18.1
Chloroform	14.4	10.2	Nitric acid, 95%	12.8	13.8
Chlorosulfonic acid	11.2	18.1	Nitric acid, 60%	10.8	17.0
Chlorotoluene, ortho	13.0	13.3	Nitrobenzene	10.6	16.2
Chlorotoluene, meta	13.3	12.5	Nitrogen dioxide	12.9	8.6
Chlorotoluene, para	13.3	12.5	Nitrotoluene	11.0	17.0
Cresol, meta	2.5	20.8	Octane	13.7	10.0
Cyclohexanol	2.9	24.3	Octyl alcohol	6.6	21.1
Cyclohexane	9.8	12.9	Pentachloroethane	10.9	17.3
Dibromomethane	12.7	15.8	Pentane	14.9	5.2
Dichloroethane	13.2	12.2	Phenol	6.9	20.8
Dichloromethane	14.6	8.9	Phosphorus tribromide	13.8	16.7
Diethyl ketone	13.5	9.2	Phosphorus trichloride	16.2	10.9
Diethyl oxalate	11.0	16.4	Propionic acid	12.8	13.8
Diethylene glycol	5.0	24.7	Propyl acetate	13.1	10.3
Diphenyl	12.0	18.3	Propyl alcohol	9.1	16.5
Dipropyl ether	13.2	8.6	Propyl bromide	14.5	9.6
Dipropyl oxalate	10.3	17.7	Propyl chloride	14.4	7.5
Ethyl acetate	13.7	9.1	Propyl formate	13.1	9.7
Ethyl acrylate	12.7	10.4	Propyl iodide	14.1	11.6
Ethyl alcohol, 100%	10.5	13.8	Sodium	16.4	13.9
Ethyl alcohol, 95%	9.8	14.3	Sodium hydroxide, 50%	3.2	25.8
Ethyl alcohol, 40%	6.5	16.6	Stannic chloride	13.5	12.8
Ethyl benzene	13.2	11.5	Succinonitrile	10.1	20.8
Ethyl bromide	14.5	8.1	Sulfur dioxide	15.2	7.1
2-Ethyl butyl acrylate	11.2	14.0	Sulfuric acid, 110%	7.2	27.4
Ethyl chloride	14.8	6.0	Sulfuric acid, 100%	8.0	25.1
Ethyl ether	14.5	5.3	Sulfuric acid, 98%	7.0	24.8
Ethyl formate	14.2	8.4	Sulfuric acid, 60%	10.2	21.3
2-Ethyl hexyl acrylate	9.0	15.0	Sulfuryl chloride	15.2	12.4
Ethyl iodide	14.7	10.3	Tetrachloroethane	11.9	15.7
Ethyl propionate	13.2	9.9	Thiophene	13.2	11.0
Ethyl propyl ether	14.0	7.0	Titanium tetrachloride	14.4	12.3
Ethyl sulfide	13.8	8.9	Toluene	13.7	10.4
Ethylene bromide	11.9	15.7	Trichloroethylene	14.8	10.5
Ethylene chloride	12.7	12.2	Triethylene glycol	4.7	24.8
Ethylene glycol	6.0	23.6	Turpentine	11.5	14.9
Ethylidene chloride	14.1	8.7	Vinyl acetate	14.0	8.8
Fluorobenzene	13.7	10.4	Vinyl toluene	13.4	12.0
Formic acid	10.7	15.8	Water	10.2	13.0
Freon-11	14.4	9.0	Xylene, ortho	13.5	12.1
Freon-12	16.8	5.6	Xylene, meta	13.9	10.6
Freon-21	15.7	7.5	Xylene, para	13.9	10.9
Freon-22	17.2	4.7			

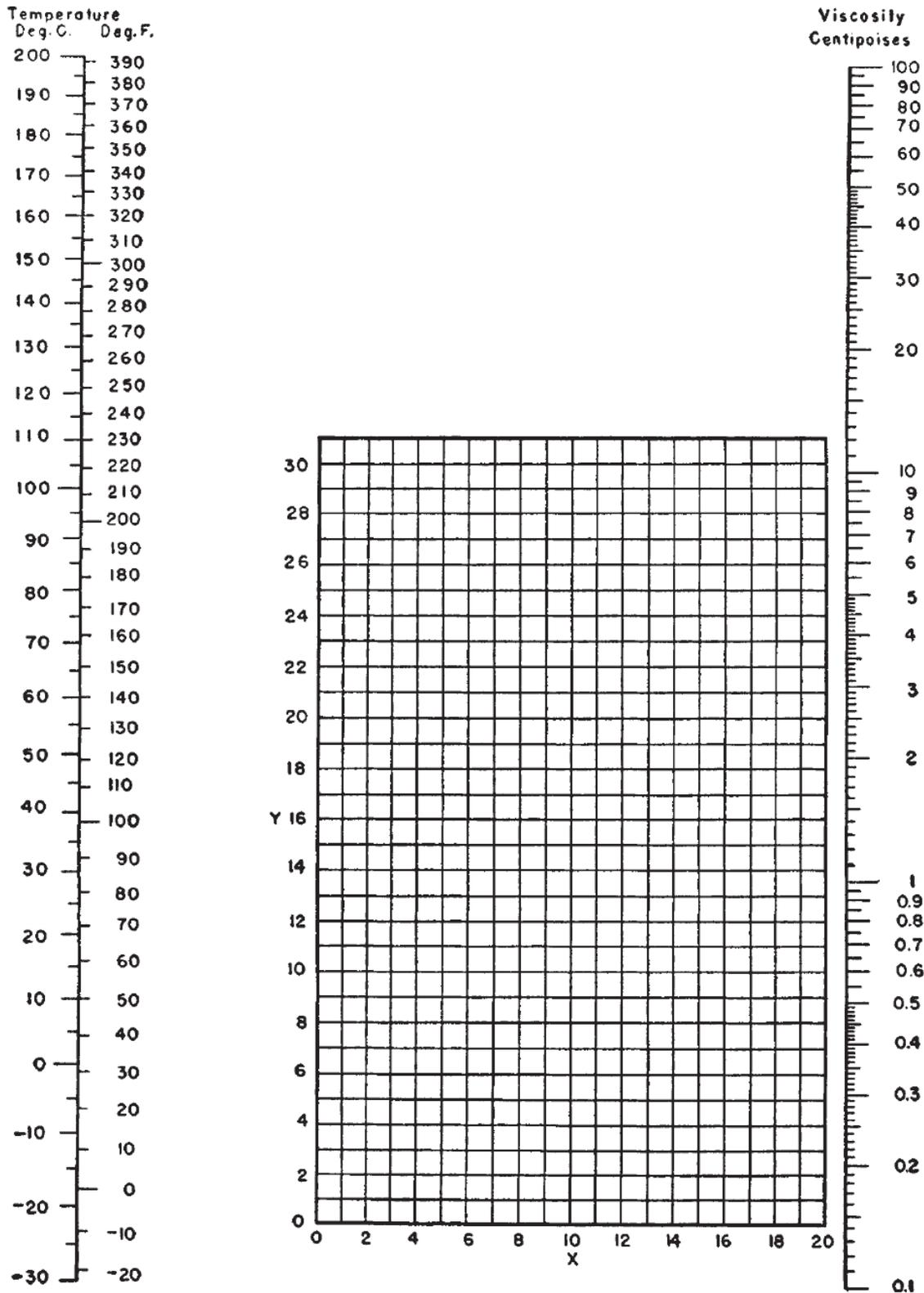


Figura C. Nomograma para Viscosidad de líquidos a 1 atm.

BIBLIOGRAFÍA

- Alfa Laval. (2004). *The Theory Behind Heat Transfer*. USA: Alfa Laval.
- Alfa Laval. (10 de Octubre de 2014). *Alfa Laval: Heat exchangers, Centrifugal separators, Pumps*. Recuperado el 10 de Octubre de 2014, de Alfa Laval: <http://www.alfalaval.com/products-and-solutions/plate-heat-exchangers/Pages/plate-heat-exchangers.aspx>
- Allis, R. G. (1981). *A Study of the Use of Downhole Heat Exchangers in the Moana Hot Water Area*. Nevada, USA: Reno.
- Baumeister, T. I., & el. Al. (1981). *Marks Manual del Ingeniero Mecánico* (Octava ed.). México: McGraw Hill.
- Cengel, Y. A., & Boles, M. A. (1996). *Termodinámica* (Segunda ed.). USA: McGraw Hill.
- Cowan, C. T. (1979). Choosing materials of construction for plate heat exchanger-I in Process Heat Exchange. *Chemical Engineering*, 165-167.
- Cowan, C. T. (1979). Choosing materials of construction for plate heat exchangers-II in Process Heat Exchange. *Chemical Engineering*, 168-169.
- Cross, P. H. (1979). Preventing fouling in plate heat exchangers in Process Heat Exchange. *Chemical Engineering*, 211-214.
- Edwards, M. F. (1983). *Heat Transfer in Plate Heat Exchangers at Low Reynolds Numbers*. USA: Hemisphere.
- GEA Heat Exchangers. (12 de Octubre de 2014). *GEA Heat Exchangers: Heat Exchangers global*. Recuperado el 12 de Octubre de 2014, de GEA Heat Exchangers: <http://www.gea-heatexchangers.com/products/plate-heat-exchangers/>
- Grennberg, H. J. (1994). *Industrial Thermal Processing Equipment Handbook*. USA: ASM International.
- Himmelblau, M. D. (1988). *Balances de Materia y Energía* (Cuarta ed.). México: Prentice Hall Hispanoamérica.
- Holman, J. P. (1987). *Transferencia de Calor*. México: CECSA.
- HRS Heat Exchangers. (20 de Octubre de 2014). *HRS Heat Exchangers: Soluciones de Intercambio Térmico de HRS*. Recuperado el 20 de Octubre de 2014, de HRS Heat Exchangers: <http://www.hrs-heatexchangers.com/es/default.aspx>
- Incropera, H. R., & DeWitt, P. D. (1996). *Fundamentals of Heat & Mass Transfer* (Tercera ed.). USA: John Wiley and Sons.
- Jackson, B. W., & Troupe, R. A. (1966). Plate Exchanger Design by . *Heat Transfer Los Angeles, Chem. Eng. Prog. Symp*, 62, 185-190.



- Jaramillo, O. A. (2007). *Intercambiadores de Calor*. UNAM, Centro de Investigación en Energía. México: UNAM.
- Kakaç, S., Liu, H., & Pramuanjaroenkij, A. (2012). *Heat Exchangers: Selection, Rating and Thermal Design* (Tercera ed.). USA: CRC Press.
- Kern, Q. D. (1995). *Procesos de Transferencia de Calor*. México: CECSA.
- Kyle, B. G. (1999). *Chemical and Process Thermodynamics* (Tercera ed.). USA: Prentice Hall.
- Marriott, J. (1971). Where and how to use plate heat exchanger in Process Heat Exchange. *Chemical Engineering Magazine*, 78, 127-133.
- Perry, H. R. (1992). *Manual del Ingeniero Químico* (Sexta ed.). México: Mc.Graw Hill.
- Raju, K. S., & Chand, J. (11 de August de 1980). Consider the Plate Heat Exchanger. *Chemical Engineering*, 133.
- Saunders, E. D. (1989). *Thermal Appraisal: Gasketed Plate HEat Exchangers*, in *Heat Exchangers: Selection, Desing and Construction*. USA: Addison-Wesley.
- Segura, J. C. (1980). *Termodinámica Técnica*. España: AC.
- Shah, R. K., & Kandlikar, S. G. (1986). *The influence of the number of thermal plates on plates heat exchanger performance*, in *Current Researches in Heat and Mass Transfer, A Compendium and a Festschrift for Professor Arcot Ramachandran*. Washington, D.C., USA: Hemisphere.
- Shah, R. K., Subbarao, E. C., & Mashelkar, R. A. (1988). *Heat Transfer Equipment Desing* (Segunda ed.). USA: Hemisphere Publishing Corporation.
- Singh, K. P. (1988). *Mechanical Desing of Tubular Heat Exchangers- An Appraisal of the state-of-the-art*, in *Heat Transfer Equipment Design*. Washinton, D.C., USA: Hemisphere.
- Smith, M. J., & Van Ness, C. H. (1975). *Introduction to Chemical Engineering Thermodynamics* (Tercera ed.). EUA: McGraw Hill.
- Tester, J. W., & Modell, M. (1997). *Thermodynamics and its Applications* (Tercera ed.). USA: Prentice Hall.
- Thulukkanam, K. (2013). *Heat Exchanger Desing Handbook* (Segunda ed.). USA: CRC Press.
- Usher, J. D. (2006). Evaluating Plate Heat Exchangers in Process Heat Exchange. *Chemical Engineering Magazine*.
- Zavaleta, J. (2007). *Intercambiadores de Calor de Placas*. Escuela Profesional de Ingeniería Química, Balances de MAteria y Energía. Perú: UNC.