



**Universidad Nacional Autónoma de México**

**FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUATITLAN**

**EQUIPO DE TRANSFERENCIA DE  
CALOR EN LA INDUSTRIA  
ALIMENTICIA**

15-VII-85

**TESIS**

Que para obtener el título de :

**INGENIERO QUIMICO**

Presentan :

**ALICIA SANCHEZ MAZA**

**SUSANA HERNANDEZ MORENO**

**Director de Tesis I. Q. Hector J. Becerra Rios**

Cuatitlan Izcalli, Edo. de Méx

1985



Universidad Nacional  
Autónoma de México



## **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 está 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.

# INDICE

## CAPITULO 1

### INTRODUCCION A LA TRANSFERENCIA DE CALOR

1.1.1	Mecanismos de la transferencia de calor .....	Pag.	1
1.2	Cálculo de la diferencia de temperatura .....	"	7
1.3	Coefficientes de transferencia de calor .....	"	10
1.4	Representación de coeficientes de transferencia de calor ..	"	15

## CAPITULO 2

### EQUIPO COMUN EN LA INDUSTRIA QUIMICA

2.1	Intercambiadores de Doble Tubo .....	Pag.	25
2.2	Intercambiadores de Tubos y Coraza .....	"	25
2.2.1	Características de diseño .....	"	28
2.2.2	Intercambiadores de calor de Espejos Fijos .....	"	32
2.2.3	Intercambiadores tipo "Tubo en U" .....	"	39
2.2.4	Intercambiadores de Cabezal Flotante .....	"	45
2.3	Intercambiadores de Superficie Extendida .....	"	48

## CAPITULO 3

### EQUIPO DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN LA INDUSTRIA ALIMENTICIA Pag. 52

3.1	Intercambiadores de calor Tubulares .....	Pag.	53
3.2	Intercambiadores de calor de Placas .....	"	57
3.2.1	Placas .....	"	60

3.2.2	<i>Juntas o empaques</i> .....	Pag.	78
3.2.3	<i>Bastidores</i> .....	"	79
3.2.4	<i>Marca Alfa-Laval</i> .....	"	80
3.2.5	<i>Marca APV</i> .....	"	86
3.2.6	<i>Marca GEA AHLBORN</i> .....	"	91
3.2.7	<i>Arreglo de flujo</i> .....	"	94
3.3	<i>Intercambiadores de calor de Superficie Raspada</i> .....	"	97

#### CAPITULO 4

##### MODELOS PARA EL DISEÑO DE TRANSFERENCIA

4.1	<i>Intercambiadores de calor de Tubos y Coraza</i> .....	Pag.	105
4.2	<i>Intercambiador de calor de Placas</i> .....	"	116
4.3	<i>Intercambiadores de calor de Superficie Raspada</i> .....	"	124

	<i>CONCLUSIONES</i> .....	"	133
--	---------------------------	---	-----

	<i>APENDICE 1 Tablas</i> .....	"	135
	<i>APENDICE 2 Gráficas</i> .....	"	170
	<i>BIBLIOGRAFIA</i> .....	"	176

## CAPITULO 1

### INTRODUCCION A LA TRANSFERENCIA DE CALOR.

#### 1.1 MECANISMOS DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR.

Se describe a la transferencia de calor como el estudio de las velocidades a las cuales el calor se intercambia entre fuentes de calor y receptores, tratados usualmente de manera independiente.

Existen tres mecanismos básicos mediante los cuales el calor puede pasar de la fuente al receptor, aún cuando muchas de las aplicaciones en la ingeniería son combinaciones de dos o tres de ellos, ya que, en los equipos industriales pocas veces se encuentran estos mecanismos actuando aisladamente. Estos son:

a) Conducción: Se identifica en el transporte de calor en cuerpos sólidos continuos o através de capas de fluidos en reposo (o cuando menos, sin ninguna mezcla en movimiento, en dirección al flujo de calor). Ya que se trata de un transporte ordenado, ocurre en mayor porcentaje en sólidos, en menor, en líquidos y en gases es difícil observar y aún aislar de otros mecanismos más importantes en esta fase.

Los fundamentos de la conducción de calor se establecieron hace más de un siglo y se atribuye generalmente a Fourier. La ley básica de transmisión de calor por conducción, puede escribirse en la siguiente forma:

$$\text{Velocidad de Transmisión} = \frac{\text{Fuerza impulsora}}{\text{Resistencia}} \quad (1.1)$$

La fuerza impulsora es la diferencia de temperaturas a través del sólido puesto que, el calor sólo se transmite cuando existe una desigualdad. Consideremos la transferencia de calor a través de un material fijo tal como la pared estacionaria mostrada en la figura 1.1. La dirección del flujo de calor será perpendicular a la pared, si las superficies de las paredes son isotérmicas y el cuerpo es homogéneo e isotrópico.

Supóngase que una fuente de calor existe en la cara izquierda de la pared y que existe un receptor de calor en la cara derecha. -- El flujo de calor por hora es proporcional al cambio de temperatura a través de la pared y al área de la pared A. Si  $t$  es la temperatura en cualquier punto de la pared y  $X$  es el espesor de la pared en dirección del flujo de calor, la cantidad de flujo de calor  $dQ$  está dada por:

$$dQ = KdA \left( - \frac{dt}{dx} \right) = \frac{\text{BTU}}{\text{Hr}} \quad (1.2)$$

El término  $(- dt/dx)$  se llama gradiente de temperatura y el signo menos es necesario porque la velocidad de transmisión de calor se toma como positiva, pero la temperatura decrece en la dirección del flujo por lo que  $dt/dx$  debe ser negativo.

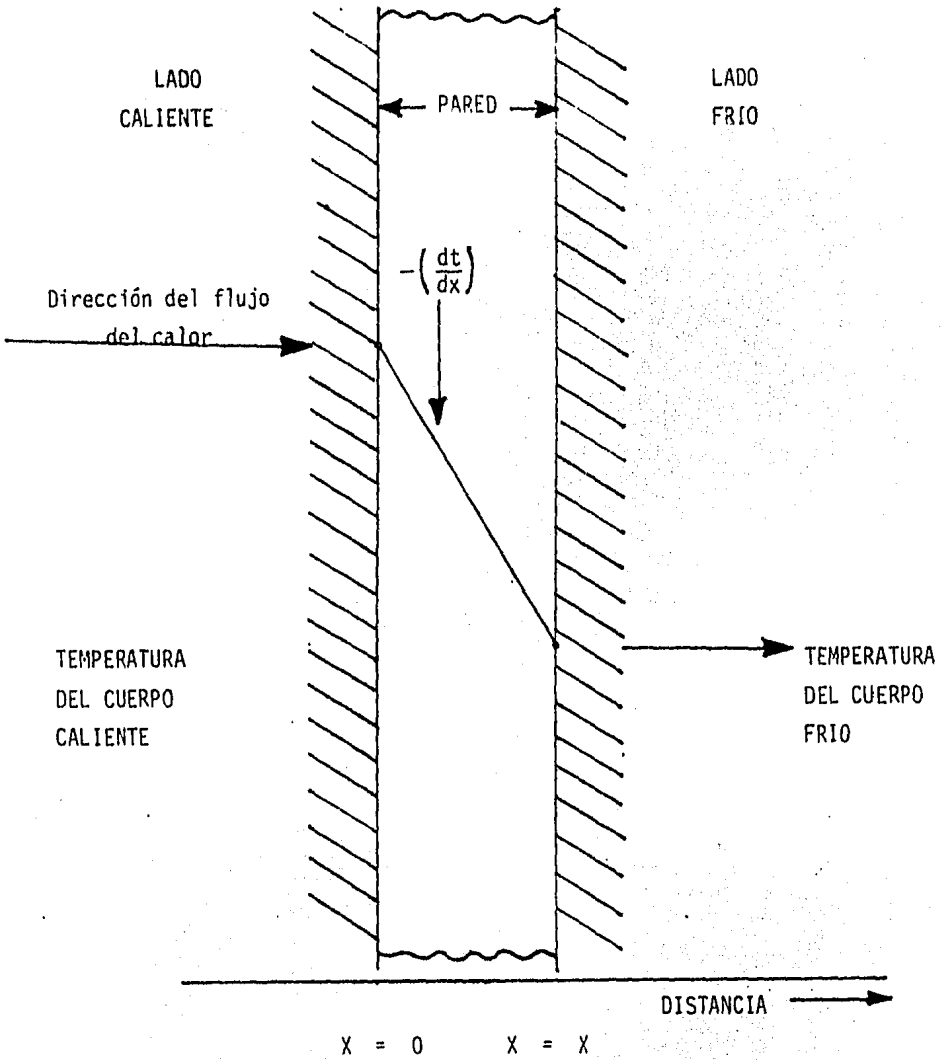


FIG. 1.1 TRANSFERENCIA DE CALOR A TRAVES DE UN MATERIAL FIJO.

Es decir, la cantidad instantánea de transferencia de calor es -- proporcional al área y a la diferencia de temperatura  $dt$  que impulsa el calor a través de la pared de espesor  $dx$ . La constante de proporcionalidad  $K$  es peculiar a la transferencia de calor por conducción y se le conoce por "Conductividad Térmica" y está básicamente definida por la ecuación 1.2. Si el gradiente de temperatura  $dt/dx$  no varía con el -- tiempo, entonces la velocidad de transmisión de calor es constante:

$$\frac{dQ}{d\theta} = \text{constante} = Q = -KA \left( \frac{dt}{dx} \right) \quad (1.3)$$

Sólo se conocen las temperaturas en las dos caras de la pared y -- no las temperaturas intermedias a lo largo del camino de transmisión de calor, el uso normal de la ley de Fourier precisa que se integre la -- ecuación diferencial sobre la totalidad del camino, desde  $x=0$  a  $x = \text{longitud total}$ . Separando variables:

$$Q \frac{x}{A} = Kdt \quad (1.4)$$

Integrando:

$$Q \frac{x}{A} = K_m \Delta t \quad (1.5)$$

Reordenando:

$$Q = \frac{K_m A \Delta t}{x} \quad (1.6)$$

$K_m$  es la media aritmética del valor de  $K$  y puede considerarse -- constante.



La conductividad térmica de los sólidos tiene un amplio rango de valores numéricos dependiendo de si el sólido es relativamente un buen conductor de calor tal como el metal, o un mal conductor como el asbesto.

Ref. (5) (13) (18) (27).

b) Convección: Cuando el calor se transmite por mezcla de las partes calientes con las frías de un mismo material, el mecanismo se conoce con el nombre de Convección la cual está restringida al caso de los fluidos. Es muy raro que el calor se transmita a través de los fluidos por conducción pura sin que exista algo de Convección debido a que se forman torbellinos por los cambios de densidad, producidos por la variación de temperatura. Por esta razón los términos Conducción y Convección se utilizan con frecuencia juntos, aunque en muchos casos el fenómeno preponderante es el de Convección. Existen dos tipos de transmisión por Convección:

1ro) Convección natural o Libre: Cuando el movimiento del fluido es provocado por una diferencia de temperatura ( que provoca diferencia de densidades ). Se ha observado que las velocidades de convección natural dependen de las propiedades del fluido; la densidad, la viscosidad, la conductividad térmica, la capacidad calórica a presión constante, y por otros factores como alguna dimensión lineal del sistema (el diámetro o la longitud), la aceleración de la gravedad.

2do) Convección Forzada: Cuando el movimiento del fluido es provocado por un agente externo, como una bomba o un agitador.

Este tipo de transferencia puede ser descrito por la siguiente ecuación

$$dQ = hA\Delta t \quad (1.7)$$

La constante de proporcionalidad es un término sobre el cual tiene influencia la naturaleza del fluido y la forma de agitación, debe -- ser evaluada experimentalmente. Se le llama "Coeficiente de Transferencia de Calor". A la ecuación 1.7 escrita en su forma integrada:

$$Q = hA\Delta t \quad (1.8)$$

se le conoce como la Ley de Enfriamiento de Newton.

c) Radiación: La radiación involucra la transferencia de energía radiante desde una fuente a un receptor, en este caso, parte de la energía es absorbida por el receptor y parte es reflejada por él. Los cuerpos emiten ondas electromagnéticas en todas direcciones y a todas temperaturas. Cuando dichas ondas inciden sobre un cuerpo, una parte resulta reflejada, otra transmitida y el resto se absorbe. Solamente la -- energía absorbida se transforma en calor.

Boltzman estableció que la velocidad a la cual una fuente da calor es:

$$dQ = \sigma \epsilon T^4 dA \quad (1.9)$$

Esto se conoce como la Ley de la Cuarta Potencia, T es la Temperatura absoluta,  $\sigma$  es una constante dimensional, pero  $\epsilon$  es un factor peculiar a la radiación que se llama emisividad, el cual debe determinarse experimentalmente.

Ref. (1) (5) (19) (22).

## 1.2 CALCULO DE LA DIFERENCIA DE TEMPERATURA

Con el objeto de calcular la transferencia de calor real a través de aparatos es siempre necesario determinar primero la diferencia real de temperaturas existentes en los dos lados de la superficie de la transferencia de calor. Esto es simple cuando las temperaturas son uniformes, sin embargo, en cálculo de transferencia de calor a través de aparatos tales como condensadores, intercambiadores de doble tubo o enfriadores, donde las temperaturas de entrada y salida varían; una verdadera diferencia de temperaturas entre el medio de enfriamiento o calentamiento está dada por la diferencia de temperatura media logarítmica.

Esta diferencia de temperatura media logarítmica (LMTD) se expresa de la siguiente manera:

Para flujo a contracorriente:

$$LMTD = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln(T_1 - t_2) / (T_2 - t_1)} = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{\ln \Delta t_2 / \Delta t_1} \quad (1.10)$$

Para flujo en paralelo:

$$LMTD = \frac{(T_1 - t_1) - (T_2 - t_2)}{\ln(T_1 - t_1) / (T_2 - t_2)} = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{\ln \Delta t_2 / \Delta t_1} \quad (1.11)$$

Donde:

$T_1$  = Temperatura de entrada del fluido caliente.

$T_2$  = Temperatura de salida del fluido caliente

$t_1$  = Temperatura de entrada del fluido frío.

$t_2$  = Temperatura de salida del fluido frío.

En las figuras 1.2a y 1.2b se ilustran los gradientes extremos que aparecen en las ecuaciones 1.10 y 1.11 respectivamente.

Relación entre el flujo paralelo y a contracorriente. - La LMTD para las mismas temperaturas de proceso en flujo paralelo es menor -- que en flujo a contracorriente. Cuando uno de los fluidos se comporta a través del aparato isotérmicamente (vapor condensante), el flujo paralelo y a contracorriente dan idénticas diferencias de temperatura. Cuando se desea recuperar el mayor calor posible del fluido caliente - es preferible el uso del arreglo a contracorriente ya que se puede lograr que la temperatura de salida del fluido frío sea mayor que la temperatura de salida del fluido caliente.

Ref. (13) (19) (24).

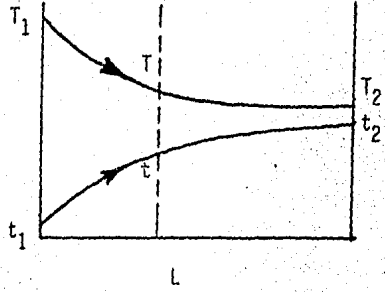
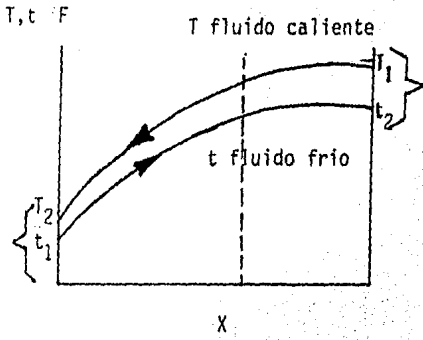


FIG. 1.2.A FLUJO CONTRACORRIENTE

FIG. 1.2.B FLUJO PARALELO

### 1.3 COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR.

Existen dos tipos de coeficientes de transferencia de calor:

Coefficientes individuales de película o simplemente coeficientes de película y coeficientes totales de transferencia de calor. Los coeficientes indican la velocidad a la cual los fluidos transfieren calor. \*

a) Coeficiente individual de película:

La figura 1.3 ilustra un fluido caliente a una temperatura  $T_1$ , que pasa sobre una cara de una pared metálica y un fluido frío, a la temperatura  $T_7$ , que fluye por la otra cara a la que esta adherida una incrustación de espesor  $x$ .

Puesto que no es fácil medir el espesor de la película de fluido ni la temperatura en la superficie que separa la película de la masa principal del fluido y puesto que intervienen a la vez la conducción y la convección, la velocidad con que pasa el calor del fluido al sólido se calcula por medio de las siguientes ecuaciones:

$$dQ = h_c dA_c (T_1 - T_3) \quad (1.12a)$$

$$dQ = h_o dA_o (T_4 - T_7) \quad (1.12b)$$

Al valor observado de  $h$  se le dá el nombre de coeficiente de película y comprende las resistencias térmicas de la película laminar, la capa límite entre la película y el núcleo turbulento. El coeficiente  $h$  se determina dividiendo el flujo conocido de paso del calor por unidad de superficie de la pared por la diferencia entre las temperaturas del fluido y de la superficie. La temperatura del fluido no es -- uniforme debido a la existencia del gradiente de temperatura.

La diferencia entre la temperatura en un punto situado en el eje del tubo y la temperatura media no es grande en la región turbulenta, pero para valores del número de Re inferiores a 2100, aparece la tendencia del fluido a circular en corriente laminar impidiendo que se produzca una buena mezcla. En relación con las ecuaciones dadas, debe emplearse la temperatura volumétrica del fluido, esto es, la temperatura que se obtendría entremezclándolo para evaluar tanto  $Q$  como la diferencia de temperatura.

b) Coeficiente Total de Transmisión de Calor:

Al probar instalaciones industriales para la transmisión del calor no es fácil medir las temperaturas del tubo ( $T_3$  o  $T_4$  en la figura 1.3) y por ello, se expresan los resultados en forma de un Coeficiente Total de Transmisión de Calor "U", basado en un área conveniente  $dA$  -- que puede ser  $dA_i$ ,  $dA_o$  o  $dA_{med}$ . Por consiguiente, por definición:

$$dQ = U dA (T_1 - T_7) \quad (1.13)$$

U se denomina Coeficiente Total de Transmisión de Calor, o simplemente Coeficiente Total. La velocidad o flujo de transferencia a través de la pared del tubo y del depósito de incrustación la da la ecuación:

$$dQ = \frac{K dA_{med} (T_3 - T_4)}{x} = h_d dA (T_4 - T_5) \quad (1.14)$$

La expresión completa para el flujo constante de transmisión de calor de un fluido a otro a través de la pared y de las incrustaciones es, según se ilustra en la figura 1.3:

$$dQ = \frac{T_1 - T_2}{1/h_i dA_i + x/kdA_{med} + 1/h_o dA_o} = U \cdot dA \cdot (T_1 - T_2) \quad (1.15a)$$

en su forma integrada y tomando en cuenta que:

$$(T_1 - T_2) = \text{LMTD obtenemos:}$$

$$Q = UA (\text{LMTD}) \quad (1.15b)$$

Después de un periodo de tiempo de operación, las superficies de transferencia en un intercambiador de calor pueden cubrirse con diferentes depósitos que se encuentran presentes en los sistemas de flujo o corroerse como resultado de la interacción entre los fluidos y el material empleado para la construcción del intercambiador de calor. - En cualquier caso, este recubrimiento representa una resistencia adicional al flujo de calor, dando como resultado una disminución en la capacidad. El efecto total, por lo común, se representa por un factor de Obstrucción o Resistencia de Obstrucción,  $R_D$ , que debe incluirse -- junto con las otras resistencias térmicas que forman el coeficiente total de transferencia de calor.

Los factores de obstrucción pueden obtenerse experimentalmente, - determinando los valores de  $U$  para las condiciones tanto limpias co mo sucias en el intercambiador. El factor de obstrucción se define:

$$R_D = 1/U_{sucio} - 1/U_{limpio} \quad (1.16)$$

Despejando de la ecuación (1.16), podemos calcular el coeficiente sucio.

$$U_{sucio} = \frac{1}{1/U_{limpio} + R_D} \quad (1.17)$$



En la tabla 1.1. se dan valores recomendados del factor de obs-  
trucción para diferentes fluidos.

Ref. (13) (18) (19) (22).

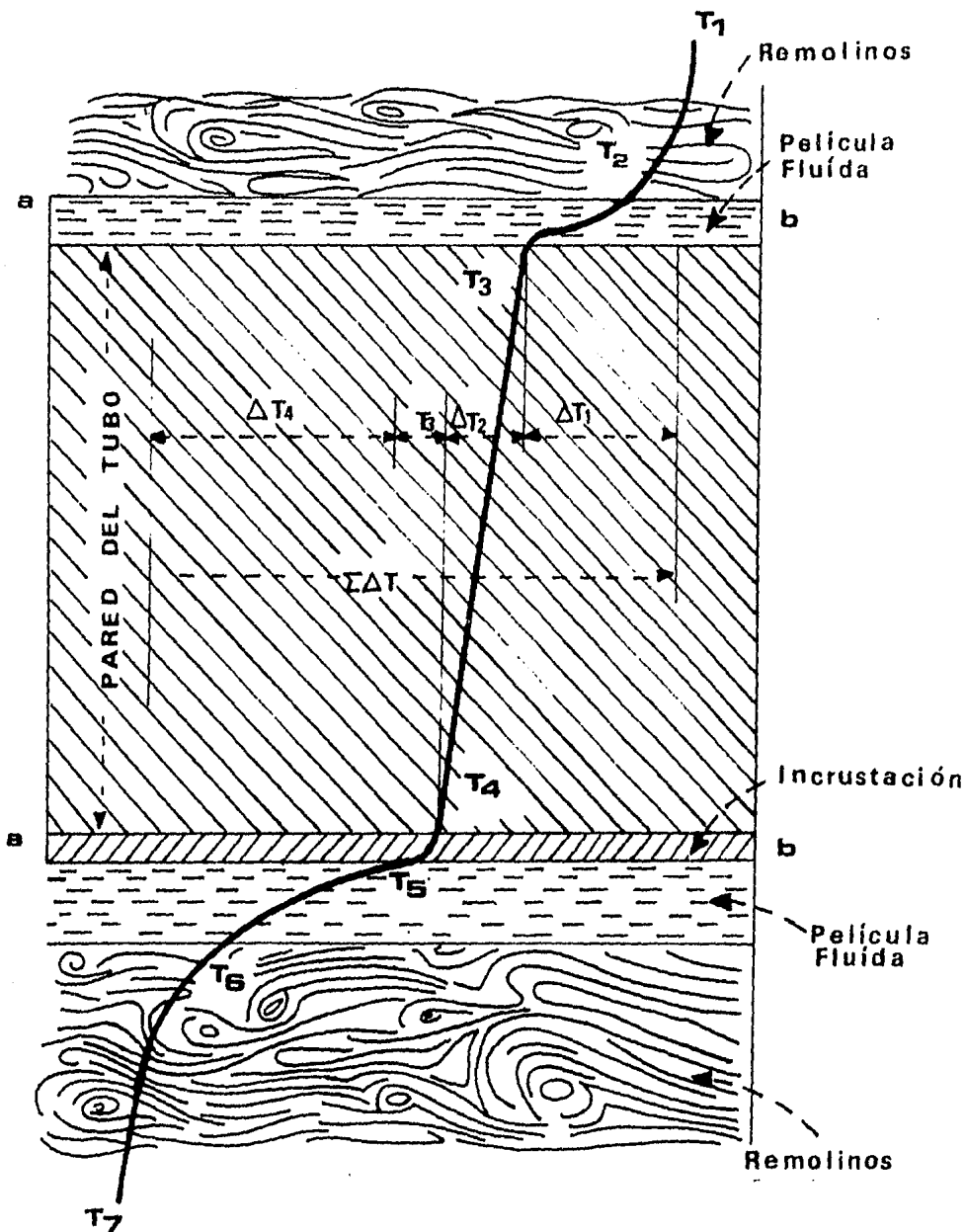


FIG. 1.3

#### 1.4 REPRESENTACION DE COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR.

Una ecuación que sirva para predecir el coeficiente de transmisión en cualquier caso, debe incluir todas las propiedades del fluido y condiciones de operación. En un caso particular, estos factores pueden ser: el diámetro de la tubería, la velocidad, densidad, viscosidad conductividad térmica y calor específico del fluido. En un intento de reunir estas propiedades en una ecuación, uno de los métodos más útiles se ha encontrado en el análisis dimensional. Este método indica en que relación cada una de las variables tiene que aparecer y los resultados se obtienen agrupandolos en varios grupos adimensionales.

Los grupos más importantes se relacionan a continuación con los nombres que han recibido:

NOMBRE:	FORMULA:	SÍMBOLO:
Nusselt	$hD/k$	Nu
Reynolds	$Dv\rho/\mu$	Re
Prandtl	$C_p\mu/k$	Pr
Grashof	$gD^3\beta\Delta t\rho^2/\mu$	Gr
-	$L/D$	-
Peclet	$DGc_p/k$	Pe
Stanton	$h/C_p G$	St

En los que:

$h$  = Coeficiente de transferencia de calor.

$D$  = Diámetro.

$k$  = Conductividad térmica.

$v$  = Velocidad lineal.

$\rho$  = Densidad

$\mu$  = Viscosidad

$C_p$  = Calor específico a presión constante.

$g$  = Aceleración de la gravedad

$\beta$  = Coeficiente de expansión térmica.

$\Delta t$  = Diferencia de temperatura

$L$  = Longitud del camino recorrido por el fluido.

En el caso más general se ha encontrado que una ecuación para el coeficiente de transferencia de calor a o desde un fluido en movimiento sin cambio de estado, probablemente será de la forma:

$$Nu = f \left( Re, Pr, Gr, \frac{L}{D} \right) \quad (1.18)$$

A continuación se especifican las expresiones de uso más común para el cálculo de Coeficiente de Transferencia.

Ref. (7) (10) (18) (20).

Convección forzada en flujo interno.

a) Flujo turbulento en el interior de tubos y ductos.

a<sub>1</sub>) Una correlación frecuentemente usada para flujo turbulento - en la tubería, es la ecuación de Dittus-Boelter:

$$Nu_D = 0.023 Re_D^{0.8} Pr^n \quad (1.19)$$

Donde:

(1)  $n=0.3$  si el fluido está siendo enfriado

$n=0.4$  si el fluido está siendo calentado.

(2) Todas las propiedades del fluido son evaluadas a la temperatura promedio del fluido.

(3)  $Re_D > 10^4$

(4)  $0.7 < Pr < 100$

(5)  $L/D > 60$

a<sub>2</sub>) Una correlación fue sugerida por Colburn, quien usó un número de Stanton en vez del  $Nu_D$  y un exponente constante en el  $Pr$ .

$$St = 0.023 Re_D^{-0.2} Pr^{2/3} \quad (1.20)$$

Donde:

(1)  $St$  es evaluado a la temperatura promedio del fluido.

(2)  $Re_D$  y  $Pr$  son evaluados a la temperatura promedio de la película.

(3)  $Re_D > 10^4$

(4)  $0.7 < Pr < 160$

(5)  $(L/D) > 60$

<sup>a</sup>3) McAdams modificó la expresión de Colburn, usando el término de corrección de viscosidad de Seider y Tate, para obtener una expresión, la cual aplicó en un rango mayor del número de Prandtl; su expresión es:

$$St = 0.023 Re_D^{0.2} Pr^{1/3} \left( \frac{\mu}{\mu_0} \right)^{0.14} \quad (1.21)$$

Donde:

(1) Todas las propiedades del fluido son evaluadas a la temperatura promedio excepto  $\mu_0$  la cual es evaluada a  $t_0$ .

(2)  $Re_D > 10^4$

(3)  $0.7 < Pr < 17000$

(4)  $(L/D) > 60$

Ref. (27)

b) Flujo laminar en el interior de tubos y ductos:

<sup>a</sup>4) Para el caso temperatura de pared constante, Seider y Tate correlacionaron datos experimentales para flujo laminar en tubos con temperatura de pared constante, su expresión es:

$$Nu_L = 1.86 Re Pr \left( \frac{D}{L} \right)^{1/3} \left( \frac{\mu}{\mu_0} \right)^{0.14} \quad (1.22)$$

en donde todas las propiedades son evaluadas a la temperatura promedio del fluido excepto  $\mu_0$ , la cual es la viscosidad evaluada a la temperatura de pared  $T_0$ .

Convección forzada para flujo externo.

a) Transferencia de calor para flujo cruzado en cilindros:

$$Nu_D = B Re_D^n \quad (1.23)$$

$Re_D$	B	n
0.4 - 4	0.891	0.320
4 - 40	0.821	0.385
40 - 4000	0.615	0.466
4000 - 40000	0.174	0.618
40000 - 400000	0.0239	0.805

b) Transferencia de calor para flujo en torno de esferas. - - -

McAdams investigó el flujo sobre esferas y sugirió las siguientes ecs.:

Para líquidos con  $1 < Re < 70000$ :

$$Nu_D = 2.0 + 0.60 Re_D^{1/2} Pr^{1/3} \quad (1.24)$$

Para aire con  $20 < Re_D < 150000$

$$Nu_D = 0.33 Re_D^{0.6} \quad (1.25)$$

Para gases diferentes de aire; con  $1 < Re_D < 25$ :

$$St = \frac{2.2}{Re_D} + 0.48 Re_D^{-1/2} \quad (1.26)$$

y con  $25 < Re_D < 150000$

$$Nu = 0.27 Re_D^{0.6} Pr^{1/2} \quad (1.27)$$

Convección Natural:

a) Para fluidos adyacentes a una pared plana vertical, las ecuaciones sugeridas por Eckert y Jackson son:

$$Nu_L = 0.555 (GrPr)^{1/4} \quad \text{para } GrPr < 10^9 \quad (1.28)$$

$$Nu_L = 0.0210 (GrPr)^{2/5} \quad \text{para } GrPr > 10^9 \quad (1.29)$$

b) En canales verticales. Las correlaciones propuestas por Jakob son:

Para conducción:

$$Nu_L = 1 \quad \text{cuando } Gr_L < 2 \times 10^{-3} \quad (1.30)$$

Para flujo laminar:

$$Nu_L = 0.18 Gr^{1/4} (H/L)^{-1/9} \quad \text{para } 2 \times 10^3 \leq Gr_L \leq 2 \times 10^5 \quad (1.31)$$

Para flujo turbulento:

$$Nu = 0.065 Gr^{1/3} (H/L)^{-1/9} \quad \text{para } 2 \times 10^5 \leq Gr_L \leq 2 \times 10^7 \quad (1.32)$$

c) Para superficies horizontales.

1) Cilindros horizontales. McAdams sugirió para líquidos y gases la siguiente correlación:

$$Nu_D = 0.53 (Gr_D)^{1/4} \quad \text{para } 10^4 < Gr_D < 10^9 \quad (1.33)$$

Para el caso de cilindros con diámetros demasiado pequeños como en el caso de un alambre, Elenbass derivó la siguiente ecuación:

$$Nu_e^{3-6/Nu} = \frac{Gr_D Pr}{235} \quad \text{para } Gr_D Pr < 10^4 \quad (1.34)$$



d) Para superficies planas horizontales. McAdams sugirió las siguientes expresiones para el caso de convección natural adyacente a placas horizontales.

$$Nu_L = 0.54(Gr_L Pr)^{1/4} \text{ para } 10^5 < Gr_L Pr < 2 \times 10^7 \quad (1.35)$$

$$Nu_L = 0.14(Gr_L Pr)^{1/3} \text{ para } 2 \times 10^7 < Gr_L Pr < 3 \times 10^{10} \quad (1.36)$$

$$Nu_L = 0.27(Gr_L Pr)^{1/4} \text{ para } 3 \times 10^5 < Gr_L Pr < 10^{10} \quad (1.37)$$

e) Expresiones simplificadas para convección natural en aire, - en la mayoría de los casos, el fluido involucrado en una convección natural es aire a presión atmosférica; el coeficiente de transferencia de calor es de la forma sig.:

$$h = A \left( \frac{\Delta T}{L} \right)^b \quad (1.38)$$

donde A y b son constantes, dependiendo de la geometría y condiciones de flujo y L es la longitud significativa, también es función de la geometría y del flujo. La tabla 1.2 enlista los valores sugeridos por McAdams para varias geometrías y condiciones de flujo.

TABLA 1.2

Geometría	Rango aplicable	A	b	L
Sup. verticales	$10^4 < Gr_L Pr < 10^9$	0.29	1/4	altura
	$10^9 < Gr_L Pr < 10^{12}$	0.19	1/3	1
Cilindros horizontales	$10^3 < Gr_D Pr < 10^9$	0.27	1/4	díametro.
	$10^9 < Gr_D Pr < 10^{12}$	0.18	1/3	1

Placas calientes horizontales.	$10^5 < Gr_L Pr < 2 \times 10^7$	0.27	1/4	Long.- del lado
Placas frías horizontales.	$2 \times 10^7 < Gr_L Pr < 3 \times 10^{10}$	0.22	1/3	1

## NOMENCLATURA :

- A Superficie de transferencia de calor (=) pies<sup>2</sup>
- D Diámetro (=) plg.
- h Coeficiente individual de transferencia de calor  
(=) BTU/hr pie<sup>2</sup> °F
- k Conductividad térmica (=) BTU/hr pie<sup>2</sup> °F/pie
- LMTD Media logarítmica de la diferencia de temperaturas (=) °F
- Q Flujo de calor (=) BTU/hr
- R<sub>o</sub> Factor de obstrucción
- T, t Temperatura (=) °F
- Δt Diferencia de temperatura (=) °F
- U Coeficiente total de transferencia de calor  
(=) BTU/hr pie<sup>2</sup> °F
- X, x Distancia (=) pies
- θ Tiempo (=) hr
- ε Emisividad (=) adimensional
- ρ Densidad (=) lb/pie<sup>3</sup>
- σ Constante (=) BTU/hr pie<sup>2</sup> °R<sup>4</sup>
- μ Viscosidad (=) Centipoise
- H Altura (=) pies
- L Longitud (=) pies

SUBINDICES :

- i* Interior de un tubo
- o* Exterior de un tubo
- m* Media aritmética
- 1* Entrada
- 2* Salida.

## CAPITULO 2

### EQUIPO COMUN EN LA INDUSTRIA QUIMICA

El desarrollo de este capítulo, tiene como objetivo principal -- presentar a grandes rasgos los equipos más utilizados para intercam-- bio de calor en la industria química.

#### 2.1 INTERCAMBIADORES DE DOBLE TUBO.

Es el tipo más sencillo de intercambiador de calor. Sus partes principales son: Dos juegos de tubos concéntricos, dos t'es conecto-- ras, un cabezal de retorno y un retorno en U. La tubería interior se soporta en la exterior mediante estoperos y el fluido entra al tubo a través de una conexión roscada localizada en la parte externa del in tercambiador. Las t'es tienen conexiones roscadas que permiten la en-- trada y salida del fluido del anulo que cruza de una sección a otra a-- través del cabezal de retorno. La tubería interior se une mediante -- una conexión en U.

La longitud de cada sección está limitada a las longitudes es-- tándar de los tubos, generalmente se ensamblan en longitudes efectivas de 12, 15 o 20 " (la longitud efectiva es la distancia en cada rama so bre la que ocurre transferencia de calor y excluye la prolongación del tubo interior después de la sección de intercambio). Los tamaños están dar de t'es y cabezales de retorno se proporcionan en la tabla 2.1.

TABLA 2.1

Tubo exterior IPS	Tubo interior IPS
2	1 1/4
2 1/2	1 1/4
3	2
4	3

**VENTAJAS:**

- Este tipo de intercambiador de calor es extremadamente útil ya que se puede ensamblar fácilmente, proporcionando superficies de transferencia de calor a bajo costo.

- Cualquiera de los dos fluidos puede moverse a través del tubo, o a través del anillo a velocidades relativamente altas, limitadas sólo por el proceso de transferencia de calor.

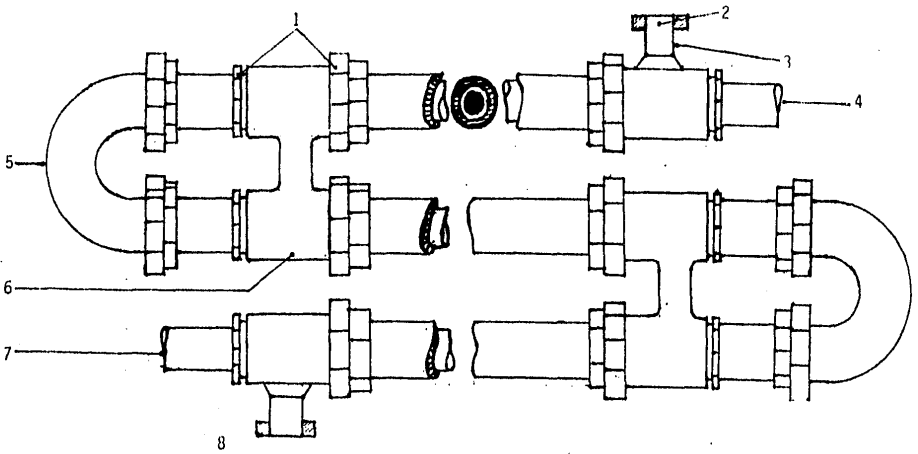
- No se limita al caso de intercambio de calor líquido-líquido, sino que también puede usarse para sistemas gas-líquido y para sistemas gas-gas.

**DESVENTAJAS:**

- Este tipo de intercambiador, está limitado a superficies totales de transferencia de calor pequeñas ( 100 a 200 pies cuadrados o menos ).

- Cuando en un proceso industrial se requiere gran número de ellos, se necesitaría mayor espacio y además cada intercambiador es susceptible de fugas en diferentes puntos.

Ref. (18) (19) (31).



- |                                 |                                |
|---------------------------------|--------------------------------|
| 1.- Conexión roscada            | 5.- Codo en "U"                |
| 2.- Entrada del fluido al ánulo | 6.- Cabezal de retorno         |
| 3.- Te                          | 7.- Entrada del fluido al tubo |
| 4.- Salida del fluido           | 8.- Salida del fluido          |

FIG.2.1 INTERCAMBIADOR DE DOBLE TUBO.

## 2.2 INTERCAMBIADOR DE TUBO Y CORAZA

### 2.2.1.- CARACTERISTICAS DE DISEÑO

Este intercambiador de calor es uno de los más utilizados en la industria. La superficie de calentamiento consiste en una serie de tu bos espaciados; con uno de los fluidos fluyendo dentro de los tubos. - Las terminales de cada tubo se unen a los agujeros correspondientes en dos placas llamadas espejos. Los tubos se mantienen generalmente en posición (hacia el exterior) por medio de mamparas. Este equipo involucra la expansión de un tubo en el espejo y la formación de un sello que sirve para evitar fugas. En el espejo se perfora un orificio cuyo diámetro es apenas mayor que el diámetro exterior del tubo, además, se cortan dos o más hendiduras en la pared de este orificio. Se coloca el tubo dentro del orificio y se inserta un rolador en el final del tubo. El rolador es capaz de exceder el límite elástico del metal del tubo y transformarlo a una condición semiplástica, de manera que se es curra hasta las hendiduras y formarse así un sello perfecto.

Los tubos se empaican en el espejo mediante casquillos y usando - anillos de metal suaves como empaques.

Tubos:

El diámetro nominal de los tubos es el diámetro exterior real. - Los metales más utilizados para su fabricación son: acero, cobre, admi ralty, metal Muntz, latón, cobre-níquel (10-30), aluminio-bronce, aluminio y aceros inoxidable.



Los tubos se colocan en arreglos triangulares o cuadrados. La ventaja del espacio cuadrado es que los tubos son accesibles para la limpieza externa.

Espaciado de los tubos (Pt): Es la distancia menor de centro a centro en tubos adyacentes. Los espaciados más comunes son:

Arreglo	D.E	Pt
Triangular	3/4 "	15/16 "
Triangular	3/4 "	1 "
Triangular	1 "	1 1/4 "
Cuadrado	3/4 "	1 "
Cuadrado	1 "	1 1/4 "

El intercambiador de calor de tubos y coraza es fácil de producir en grandes cantidades. Están hechos de materiales estándar de fácil disponibilidad y la técnica de fabricación es muy conocida. Debido a esto y a su diseño simple, es generalmente barato en aleaciones de acero al carbón y cobre, a pesar de ser más grande y pesado que otros tipos de intercambiadores de calor para ciertas aplicaciones.

Los intercambiadores de tubos y coraza son también fabricados para flujo cruzado fuera de los tubos.

El número de los tubos está determinado por el área de transferencia de calor requerida. La velocidad del flujo cruzado, calculada en el lado de la coraza, dará el espaciado requerido de las mamparas para un flujo dado.

Ref. (19)

Estos equipos se usan en diferentes servicios, con diferentes materiales, entre los siguientes límites:

Presión: Vacío total - 6000 psig (420 Kg/cm<sup>2</sup>).

Temperatura: Criogénico - 2000°F (1100°C).

En cuanto a capacidad, los límites inferiores de uso podrían ser los siguientes:

Área: 500 pies<sup>2</sup> (aproximadamente).

Calor transferido: 750 000 Btu/hr.

Flujo másico: 18 000 lb/hr (líquido)

Los tubos utilizados van desde 3/8 " hasta 2 ", aunque se prefieren los diámetros pequeños, porque, proporcionan una mayor área de transferencia. La selección más frecuente recae sobre los diámetros de -- 5/8 " y 3/4 ".

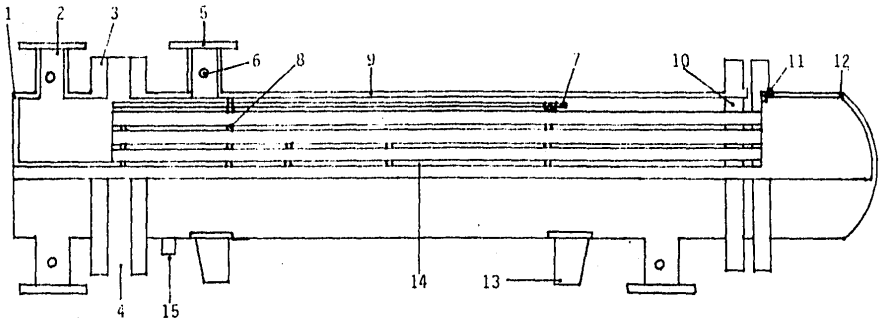
Ref. (5)

El espesor de pared, generalmente expresado como BWG se basa generalmente en un cálculo mecánico y en tolerancia por corrosión.

Ref. (5)

El intercambiador de calor de tubos y coraza es fácil de reparar en la mayoría de los casos. Si un tubo se daña puede ser tapado o intercambiado. Este tipo de intercambiador puede ser limpiado manualmente por el lado de los tubos; y las unidades con banco de tubos removibles, también pueden ser limpiados por el lado de la coraza.

Ref. (18) (19) (27)



- |                                      |   |
|--------------------------------------|---|
| 1.- Cabezal anterior multidivido     | 2.- Boquilla del fluido hacia los tubos |
| 3.- Bradas y empaque                 | 4.- Espejo estacionario                 |
| 5.- Boquilla del fluido a la coraza  | 6.- Conexión de prueba                  |
| 7.- Varilla de ajuste y espaciadores | 8.- Mampara transversal                 |
| 9.- Envolute (coraza)                | 10.- Espejo flotante                    |
| 11.- Empaque del espejo              | 12.- Cabezal de retorno                 |
| 13.- Soporte                         | 14.- Tubos                              |
| 15.- Conexión de drenaje             |   |

FIG. 2.2 INTERCAMBIADOR DE TUBOS Y CORAZA

## DISEÑOS COMUNES

### 2.2.2.- INTERCAMBIADOR DE CALOR DE ESPEJOS FIJOS

La figura 2.3 muestra un intercambiador de espejos fijos de un paso. La periferia del espejo está unida a la coraza en ambas terminales. Este tipo puede ser fabricado en varios tamaños y modelos.

A continuación describiremos las ventajas de los diferentes modelos y las limitaciones generales.

Ventajas:

- El costo inicial es más bajo por la disposición de sus dos espejos.
- Todas las juntas empacadas del lado de la coraza se eliminan.
- cada tubo puede ser reemplazado y limpiado.

La figura 2.4 muestra una unidad TEMA tipo NEN, normalmente es el diseño más económico. Este diseño es aplicable para fluidos sucios del lado de los tubos. Las tapas son removibles proporcionando acceso a la limpieza mecánica de los tubos, usando un limpiador rotatorio o un cepillo de alambre.

- La inspección de los espejos se hace fácilmente removiendo las tapas. Los modelos NEN y AEL son mejores en este aspecto (figs. 2.4 y 2.5).

Cuando no se admite contaminación por goteo de los fluidos del lado de la coraza y de los tubos, se usa una construcción de doble espejo fijo, de fácil adaptación. La figura 2.6 muestra un diseño de este tipo (unidad TEMA tipo AEM).

- Pueden fabricarse corazas de dos pasos, soldando una mampara longitudinal, para evitar el goteo del fluido (fig. 2.7, unidad TEMA - tipo BEM).

- La unidad TEMA tipo BEM es ventajosa para altas presiones y/o fluidos limpios del lado de los tubos.

#### Limitaciones:

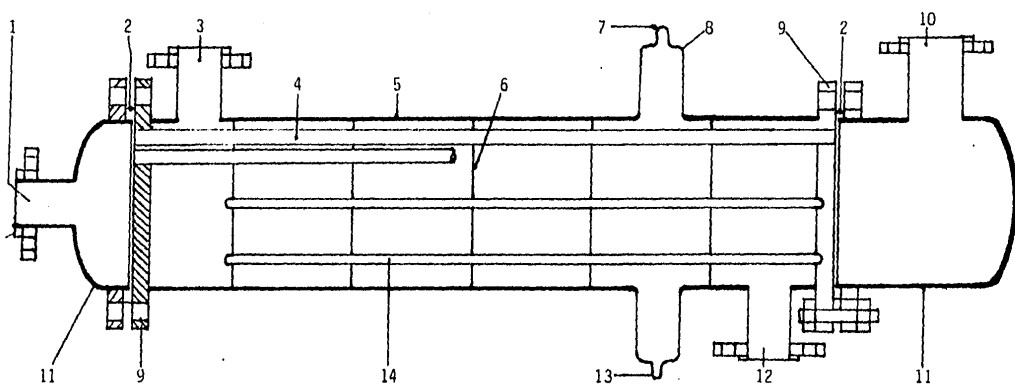
- La unidad es sensible a desviaciones de temperatura (existen problemas de expansión) ya que tanto la coraza como los tubos tienden a dilatarse, originando esfuerzos en las placas tubulares.

- El lado de la coraza no puede ser limpiado por medios mecánicos. Debe recurrirse al uso de un solvente.

- En unidades verticales debe existir una abertura en la parte superior del espejo y generalmente requiere un sello adecuado en el recodo externo para evitar una interfase vapor-líquido.

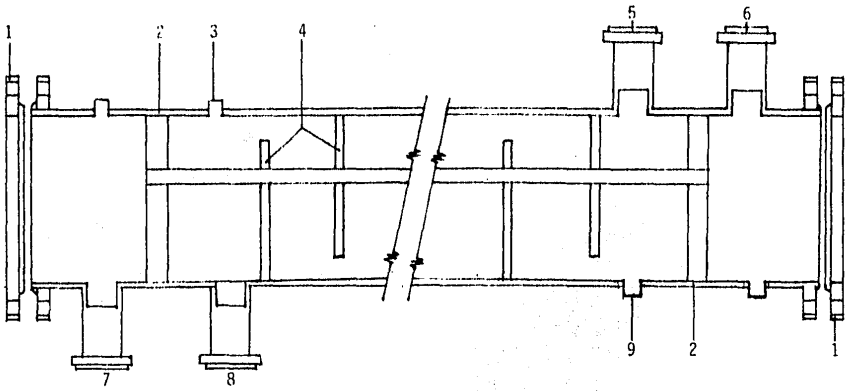
- El ensamblado de mamparas es más difícil que con el banco de tubos removibles (excepto posiblemente el tubo tipo "U").

Ref. (1) (5) (13) (19) (31).



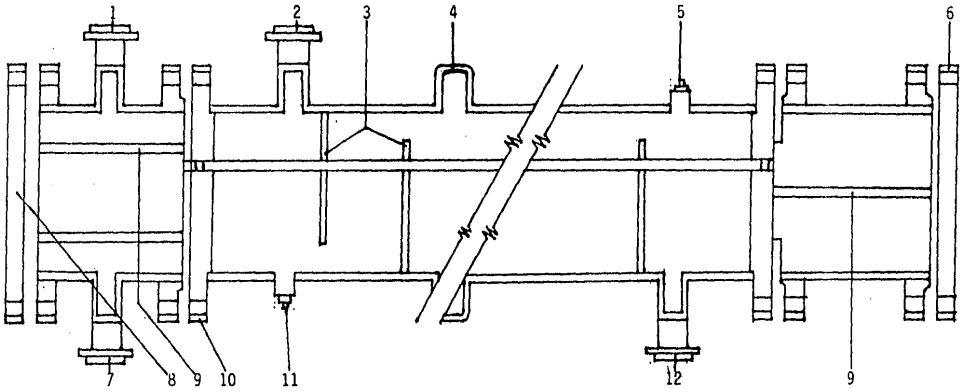
- |                                   |                                    |
|-----------------------------------|------------------------------------|
| 1.- Salida del lado de los tubos  | 2.- Empaque                        |
| 3.- Entrada del lado de la coraza | 4.- Tubos                          |
| 5.- Coraza                        | 6.- Soportes de mamparas y tubos   |
| 7.- Venteo                        | 8.- Diafragma de expansión         |
| 9.- Espejo fijo                   | 10.- Entrada del lado de los tubos |
| 11.- Cabezal de distribución      | 12.- Salida del lado de la coraza  |
| 13.- Drenaje                      | 14.- Varilla soporte               |

FIG. 2.3 ESPEJOS FIJOS - BANCO DE TUBOS NO REMOVIBLE



- |                                   |                                  |
|-----------------------------------|----------------------------------|
| 1.- Cubierta de los canales       | 2.- Espejo                       |
| 3.- Venteo                        | 4.- Mamparas                     |
| 5.- Entrada del lado de la coraza | 6.- Salida del lado de los tubos |
| 7.- Entrada del lado de los tubos | 8.- Salida del lado de la coraza |
| 9.- Drenaje                       |                                  |

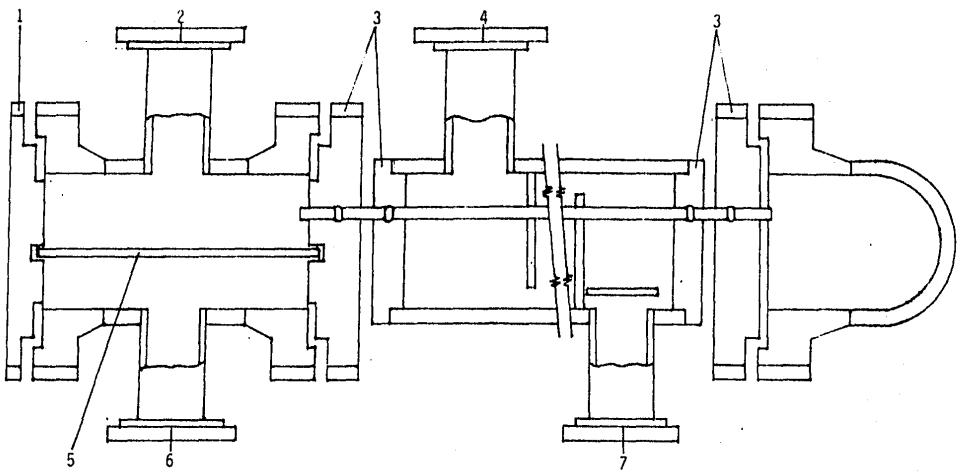
FIG. 2.4 UNIDAD TEMA TIPO NEN .



- |                                   |                                   |
|-----------------------------------|-----------------------------------|
| 1.- Salida del lado de los tubos  | 2.- Entrada del lado de la coraza |
| 3.- Mamparas                      | 4.- Junta de expansion            |
| 5.- Venteo                        | 6.- Cubierta de los canales       |
| 7.- Entrada del lado de los tubos | 8.- Cubierta de los canales       |
| 9.- División de los canales       | 10.- Espejo                       |
| 11.- Drenaje                      | 12.- Salida del lado de la coraza |

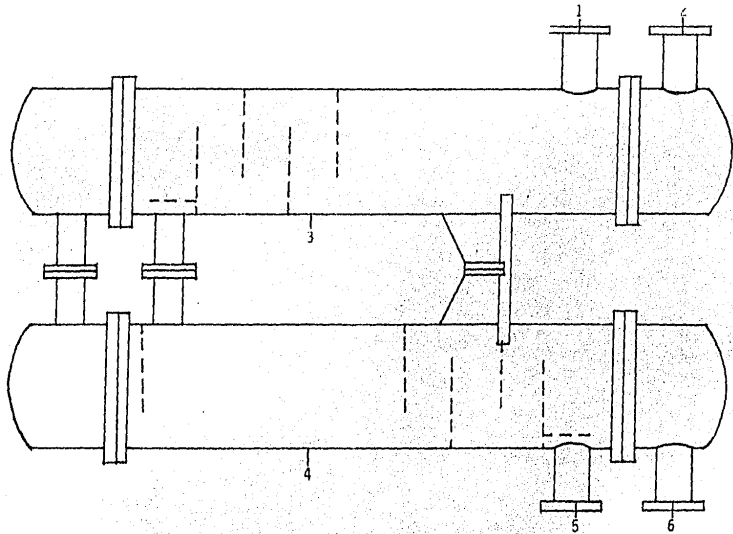
FIG. 2.5 UNIDAD TEMA TIPO AEL .





- |                             |                                  |
|-----------------------------|----------------------------------|
| 1.- Cubierta de los canales | 2.- Entrada hacia los tubos      |
| 3.- Espejo                  | 4.- Salida del lado de la coraza |
| 5.- División de los canales | 6.- Salida del lado de los tubos |
| 7.- Entrada hacia la coraza |                                  |

FIG. 2.6 UNIDAD TEMA TIPO AEM .



- |                                  |                                  |
|----------------------------------|----------------------------------|
| 1.- Entrada hacia la coraza      | 2.- Salida del lado de los tubos |
| 3.- Coraza superior              | 4.- Coraza inferior              |
| 5.- Salida del lado de la coraza | 6.- Entrada hacia los tubos      |

FIG. 2.7 UNIDAD TEMA TIPO DEM

### 2.2.3.- INTERCAMBIADORES TIPO "TUBOS EN U"

Están formados por tubos que se doblan en "U" y se insertan después en el espejo. El banco de tubos puede ser fácilmente retirado, aunque la limpieza interior puede ser complicada, por lo que se restringe a fluidos limpios dentro de los tubos.

#### Ventajas:

- Incluye solamente un cabezal y un espejo, lo cual representa un costo bajo. La figura 2.9 muestra la unidad TEMA tipo BEU.

- Comparado con otros diseños el costo es menor.

- Este diseño es ventajoso para altas presiones del lado de los tubos. La figura 2.10 describe un diseño TEMA tipo CEU.

- No es necesaria la junta de expansión en las uniones, ya que los tubos pueden expandirse sin causar esfuerzos térmicos. Sin embargo hay que tener cuidado con grandes cambios de temperatura del lado de los tubos ya que un gradiente excesivo a través de la división puede crear problemas de esfuerzos localizados en el espejo.

- La unidad TEMA tipo AEU (fig. 2.11) es más fácil de fabricar que el tipo BEU (fig. 2.9), y también proporciona acceso a los espejos, removiendo las cubiertas de los canales, sin tener que cambiar las conexiones del lado de los tubos.

#### Limitaciones:

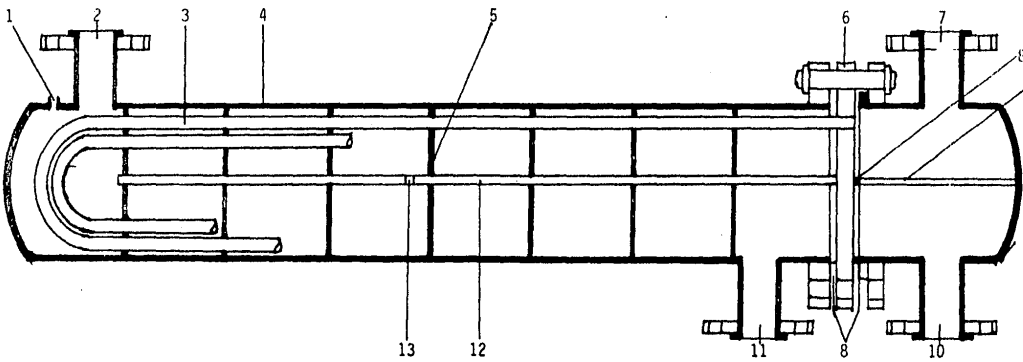
- Generalmente está restringido el servicio de limpieza, debido a las dificultades que causa la geometría del equipo.

- En diámetros muy grandes de coraza el soporte de los retornos - es difícil (El banco de tubos "U" se vuelve susceptible de vibración peligrosa).

- El ensamblado de las mamparas es un poco más difícil que para paquetes removibles de tubos rectos.

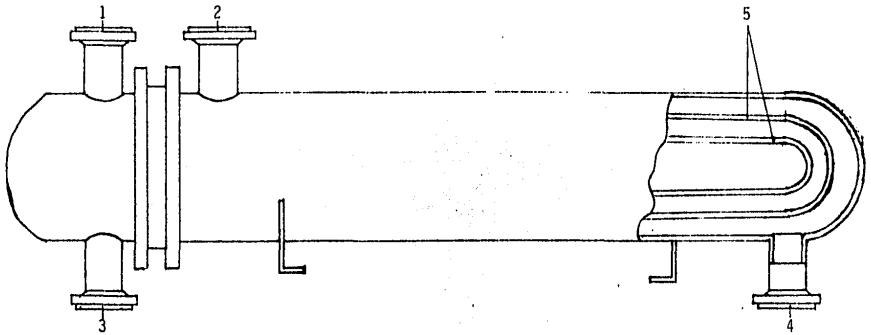
- Con excepción de los tubos externos al arreglo, el resto de los tubos no puede ser reemplazado.

Ref. (1) (5) (16) (19).



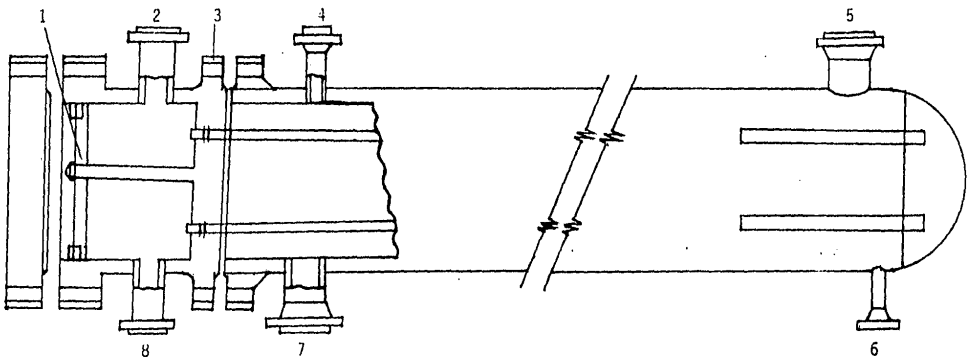
- |                                    |                                   |
|------------------------------------|-----------------------------------|
| 1.- Venteo                         | 2.- Salida del lado de la coraza  |
| 3.- Tubos                          | 4.- Coraza                        |
| 5.- Soportes de mamparas y tubos   | 6.- Espejo                        |
| 7.- Entrada del lado de los tubos  | 8.- Empaque                       |
| 9.- Divisor del cabezal            | 10.- Salida del lado de los tubos |
| 11.- Entrada del lado de la coraza | 12.- Mamparas                     |
| 13.- Soporte                       |                                   |

FIG. 2.8 INTERCAMBIADOR DE TUBOS EN "U".



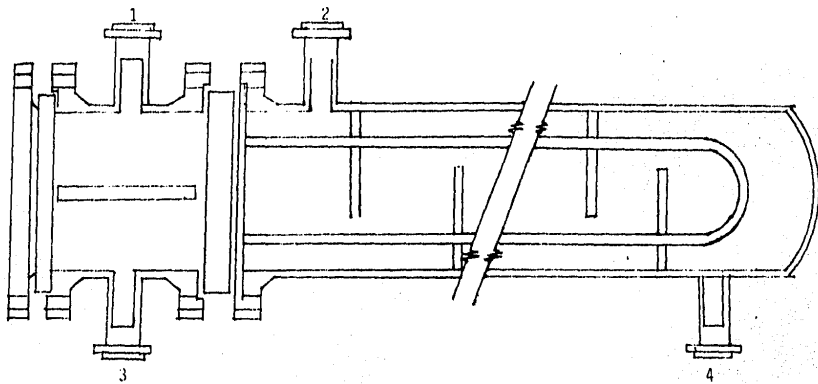
- 1.-Salida del lado de los tubos
- 2.-Entrada del lado de la coraza;
- 3.-Entrada del lado de los tubos
- 4.-Salida del lado de la coraza
- 5.-Tubos-

FIG. 2.9 UNIDAD TEMA TIPO BEU .



- |                                   |                                   |
|-----------------------------------|-----------------------------------|
| 1.- Falso cabezal interno         | 2.- Entrada del lado de los tubos |
| 3.- Espejo                        | 4.- Venteo                        |
| 5.- Salida del lado de la coraza  | 6.- Drenaje                       |
| 7.- Entrada del lado de la coraza | 8.- Salida del lado de los tubos  |

FIG. 2.10 UNIDAD TEMA TIPO CEU .



- 1.- Salida del lado de los tubos
- 2.- Entrada del lado de la coraza
- 3.- Entrada del lado de los tubos
- 4.- Salida del lado de la coraza

FIG. 2.11 UNIDAD TEMA TIPO AEU .



#### 2.2.4.- INTERCAMBIADOR DE CABEZAL FLOTANTE.

Consiste de un espejo de tubos fijos, sujeto entre la brida de un carrete y la brida de la coraza. En el extremo opuesto el banco de tubos se expande en un espejo flotante. El banco de tubos puede extraerse por el extremo del carrete. Para asegurar la posición del cabezal flotante es necesario atornillarlo. El atornillador, además de reducir el número de tubos que pueden ser colocados, produce una canalización de flujo no deseable entre el banco de tubos y la coraza.

Este intercambiador tiene algunas variantes, según la forma de empaquetar el cabezal y de disponer los espejos. Una modificación del cabezal flotante de arrastre es el cabezal flotante de anillo seccionado. Tiene un gran número de ventajas mecánicas. Tiene un arreglo de anillo seccionado en el cabezal flotante de tubos y una coraza más grande que lo cubre y lo acomoda. El espejo flotante se sujeta a la tapa del cabezal flotante entre ésta y un anillo abrazadera que está seccionado a la mitad para permitir el desmantelamiento.

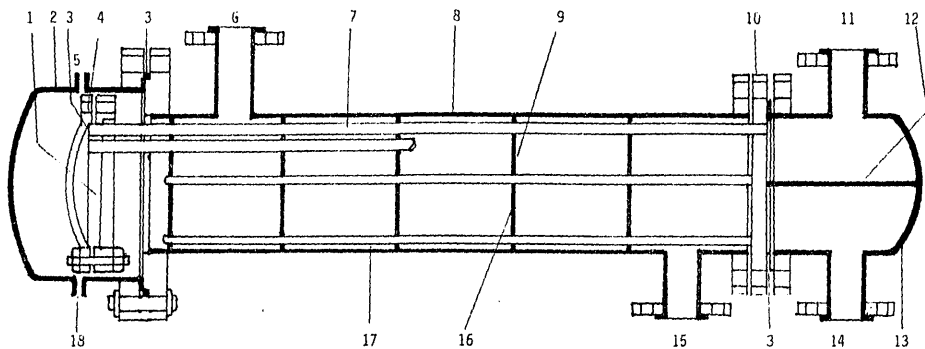
#### VENTAJAS:

- Elimina la necesidad de la junta de expansión.
- Ambos lados de la superficie de transferencia pueden ser limpiados mecánicamente.
- Los tubos pueden ser fácilmente reemplazados y limpiados.
- Se usa este diseño en servicios a altos flujos y en condiciones medias y severas de presión y temperatura.

LIMITACIONES:

- Este es el diseño que resulta más costoso.

Ref. (5) (19) (31)



- |                                    |                                   |
|------------------------------------|-----------------------------------|
| 1.- Espejo flotante                | 2.- Tapa de la coraza             |
| 3.- Empaque                        | 4.- Tapa del cabezal flotante     |
| 5.- Desfogue                       | 6.- Salida del lado de la coraza  |
| 7.- Tubos                          | 8.- Soporte de la coraza          |
| 9.- Mamparas                       | 10.- Espejo fijo                  |
| 11.- Entrada del lado de los tubos | 12.- Divisor del cabezal          |
| 13.- Tapa                          | 14.- Salida del lado de los tubos |
| 15.- Entrada del lado de la coraza | 16.- Mamparas                     |
| 17.- Varilla soporte               | 18.- Drenaje                      |

FIG. 2.12 INTERCAMBIADOR DE CABEZAL FLOTANTE -  
BANCO DE TUBOS REMOVIBLE.

## 2.3 INTERCAMBIADORES DE SUPERFICIE EXTENDIDA

Cuando tenemos dos fluidos intercambiando calor con coeficientes muy diferentes, el coeficiente global se aproximará al más bajo; por consiguiente, aumentando la superficie disponible de transferencia de calor aumentará la transmisión total de calor, esto se logra mediante el uso de superficies extendidas o aletas de enfriamiento las cuales pueden ser parte integral del material de la base o pueden adherirse a ésta.

Se usan principalmente los siguientes tipos de aletas:

a) *Transversales.*- Se emplean generalmente para el calentamiento y enfriamiento de gases en flujo cruzado. Son colocados perpendicularmente al tubo y se usan para manejar grandes volúmenes de fluido con pequeñas caídas de presión. Existe gran variedad de ellas, por ejemplo:

- *Helicoidales.*- Se usan frecuentemente en radiadores y enfriadores de aire.

- *Tipo disco.*- Se muestra en la figura 2.13

- *Discontinuas.*- Mostrada en la figura 2.14

La figura 2.15 muestra la aleta transversal.

b) *Aletas longitudinales.*- Separan el flujo en canales, produciendo mayores coeficientes y minimizan la incrustación. En intercambiadores de doble tubo se usan preferentemente para líquidos viscosos, gases y para flujos pequeños.

Los tubos longitudinalmente aleteados en intercambiadores de tubo y coraza debido a que es relativamente imposible limpiarlos, generalmente se arreglan en pasos triangulares y nunca se espacian para que las aletas de uno toquen las de otro tubo; cada tubo se soporta individualmente para evitar la vibración. Estos intercambiadores son relativamente caros y se usan únicamente para fluidos que son limpios o que forman depósitos que pueden ser separados por medios químicos. Esto los hace ideales para gases a baja presión donde la densidad es baja y la caída de presión pequeña. (figura 2.16).

c) Aletas prendidas.- Este tipo de aletas parece tener posibilidades limitadas a simple vista ya que no hay restricciones para la dirección del flujo y para el aumento del área de transferencia. Se usan para fluidos muy viscosos. Los fluidos con los coeficientes más bajos de transferencia deben ir en contacto con las aletas. Los coeficientes de transferencia en algunos casos aumentan con la disposición de las aletas y la capacidad de los equipos se eleva. En la figura 2.17, se muestra una aleta de este tipo.

Ref. (5) (13) (19) (25).

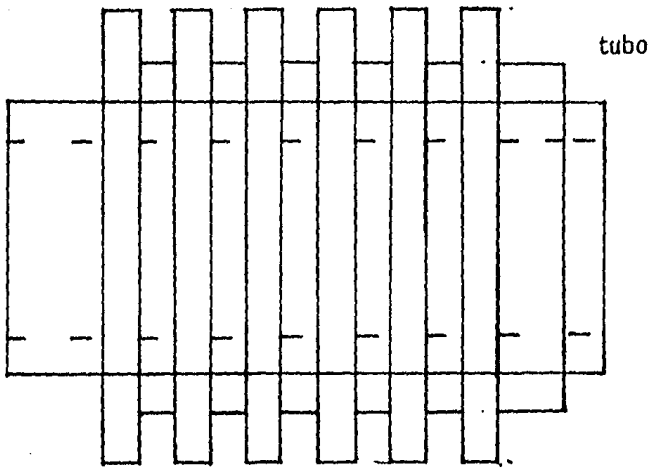


FIG. 2.13 ALETA TIPO DISCO.

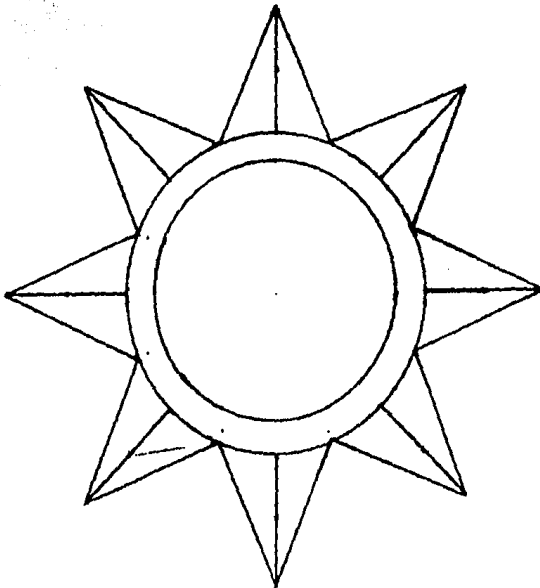


FIG. 2.14 ALETA TIPO DISCONTINUA

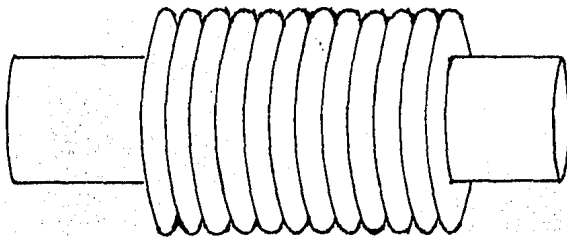


FIG. 2.15 ALETAS TRANSVERSALES

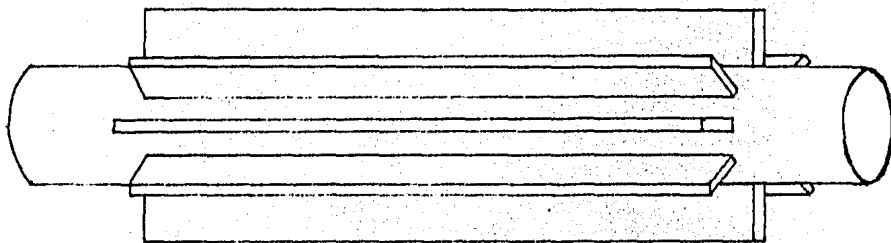


FIG. 2.16 ALETAS LONGITUDINALES

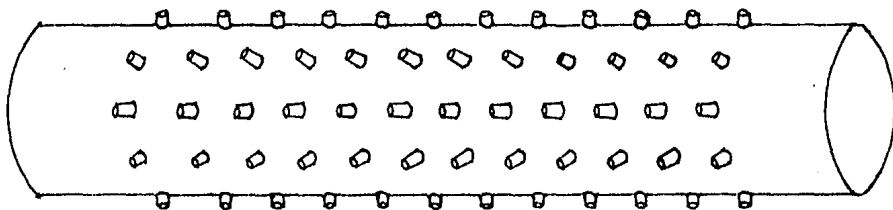


FIG. 2.17 ALETAS PRENDIDAS

## CAPITULO 3

### EQUIPO DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN LA INDUSTRIA ALIMENTICIA

Las operaciones de intercambio de calor en este tipo de industria tienen muy diversos fines. Desde el simple cocimiento de un producto, hasta la pasteurización mediante el calentamiento en equipos -- continuos. En este trabajo se trata de abordar el caso de calentamiento o enfriamiento continuo de corrientes fluidas con diversas características de transferencia, lo cual genera el uso de equipos especiales, usados comunmente en la industria alimenticia y de uso reciente aún en otro tipo de industrias.

Algunas de las operaciones que con mayor frecuencia aparecen en la industria alimenticia son:

- Pasteurización
- Evaporación
- Esterilización
- Cocimiento
- Calentamiento
- Enfriamiento

Estas operaciones se llevan a cabo en forma continua, tanto en equipos convencionales, como en equipos específicos para la industria alimenticia como:

Intercambiadores tubulares

Intercambiadores de placas

Intercambiadores de superficie raspada.

Ref. [23]



### 3.1 INTERCAMBIADORES DE CALOR TUBULARES

En la industria alimenticia este tipo de intercambiadores son usados, tanto para calentamiento, como para enfriamiento de alimentos. - Para tales procesos es conveniente que la corriente alimenticia fluya por el lado de los tubos; como fluido de servicio se recomienda usar - agua, vapor o algún otro medio de calentamiento ya que no es aconsejable el intercambio de calor entre dos corrientes alimenticias por requerimiento sanitario.

En virtud de que el funcionamiento y las características de estos equipos ya se describieron en el capítulo anterior, a continuación sólo presentamos 10 puntos comparativos con los intercambiadores de calor de placas.

Existe un cierto número de criterios que permiten seleccionar el mejor tipo de intercambiador que se debe utilizar.

1.- Para servicios líquido-líquido, el intercambiador de placas dará en general coeficientes de transferencia global más altos y en la mayoría de los casos la caída de presión no será muy alta.

2.- El LMTD será más alto con el intercambiador de placas.

3.- Aunque la constitución del tubo es mejor desde el punto de vista geométrico para la resistencia a la presión, corresponde a la concepción de éstos la menor eficiencia para la transferencia de calor, - presentando la más pequeña superficie posible para una sección dada.

4.- Debido a las restricciones aportadas por las dimensiones de los cambiadores tubulares y de los cambiadores de placas, es difícil producir diseños económicos cuando es necesario manejar grandes cantidades de fluidos de baja densidad tales como vapor y gases.

5.- Un intercambiador de placas ocupará un espacio considerablemente menor que un tubular para el mismo servicio.

6.- Desde el punto de vista mecánico, los materiales de empaque del intercambiador de placas no están hechos para soportar presiones de operación mayores de 300 psig.

7.- Para la mayoría de los materiales de construcción, las placas son menos caras por unidad de área que los tubos del mismo espesor.

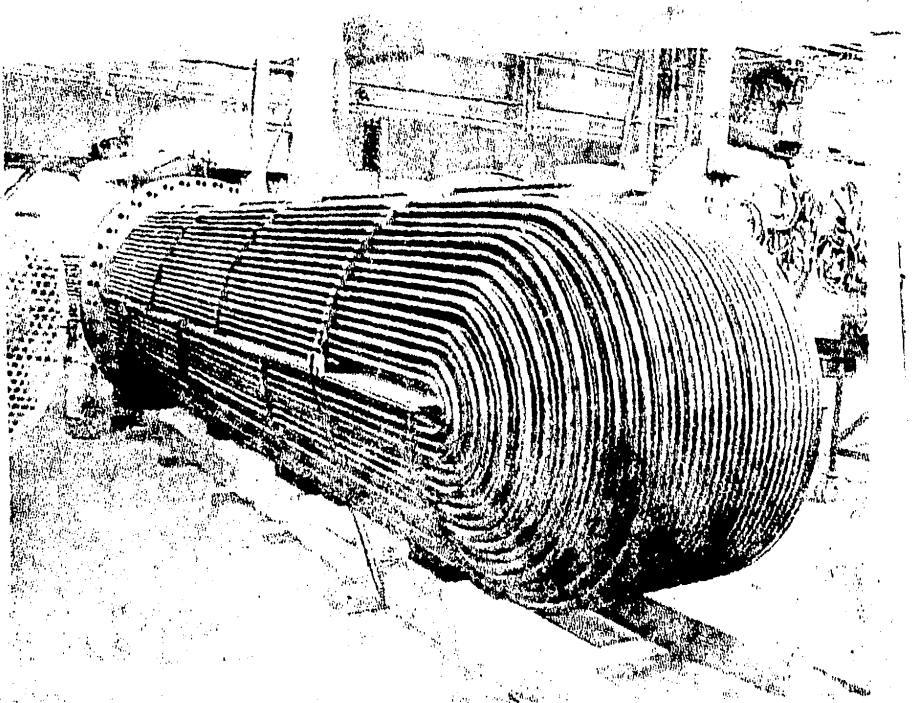
8.- Cuando se requieren otros materiales que no sea acero común el intercambiador de placas será más económico que el tubular para la misma aplicación.

9.- Cuando la construcción en acero común es aceptable y cuando no se requiere una temperatura exacta, el intercambiador tubular será frecuentemente la solución más económica ya que el intercambiador de placas no se fabrica en ese material.

10.- Los intercambiadores de placas están limitados por sus materiales de empaque. La temperatura máxima de operación es 500°F.

Las figuras 3.1a y 3.1b, nos muestran algunos tipos de intercambiadores tubulares.

Ref. (1).



( 55 )

FIG. 3a. INTERCAMBIADOR DE CALOR TUBULAR.

a

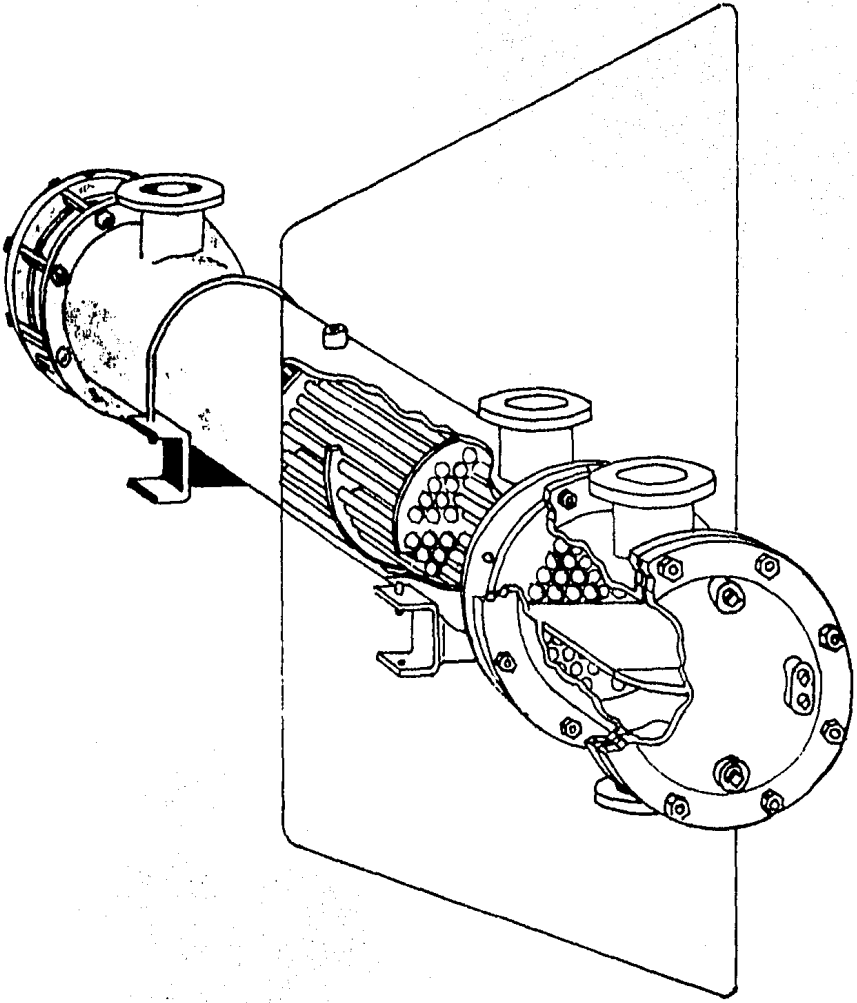


FIG. 36. INTERCAMBIADOR DE CALOR TUBULAR.

### 3.2 INTERCAMBIADOR DE CALOR DE PLACAS

El intercambiador de calor de placas (ICP) fue originalmente conocido y usado extensamente por industrias con requerimientos sanitarios como la industria láctea y cervecera, pero debido a sus múltiples ventajas ha encontrado una amplia aplicación en diversas industrias.- Los ICP se distinguen por ser unidades compactas con gran capacidad y requieren poco espacio.

Este tipo de intercambiadores se compone de un paquete de placas prensadas y corrugadas (o lisas), el cual es sostenido mediante dos cubiertas de acero rígidas, una fija y otra móvil para la compresión, soportes, una barra guía y el dispositivo de compresión también llamado placa de presión que puede constar de tornillos de ajuste o de un perno central. Las placas están diseñadas para soportar la presión diferencial requerida sobre toda la superficie de la placa sin deformación permanente y con la mínima deformación elástica.

El siguiente esquema nos muestra un ICP con sus partes principales. (fig. 3.2.)

- 1) Paquete de placas estampadas con sus juntas.
- 2) Cabezal fijo (soporte anterior).
- 3) Cabezal móvil de compresión (deslizable).
- 4) Tirantes laterales o barras de ajuste.
- 5) Barra superior (soporte del cual son colgadas las placas y el cabezal móvil de compresión).
- 6) Barra guía para placas y cabezal móvil.

7) Apoyo posterior (no es necesario en aparatos con pies o montados en la pared).

M Espacio requerido para desarmar el cambiador y darle mantenimiento.

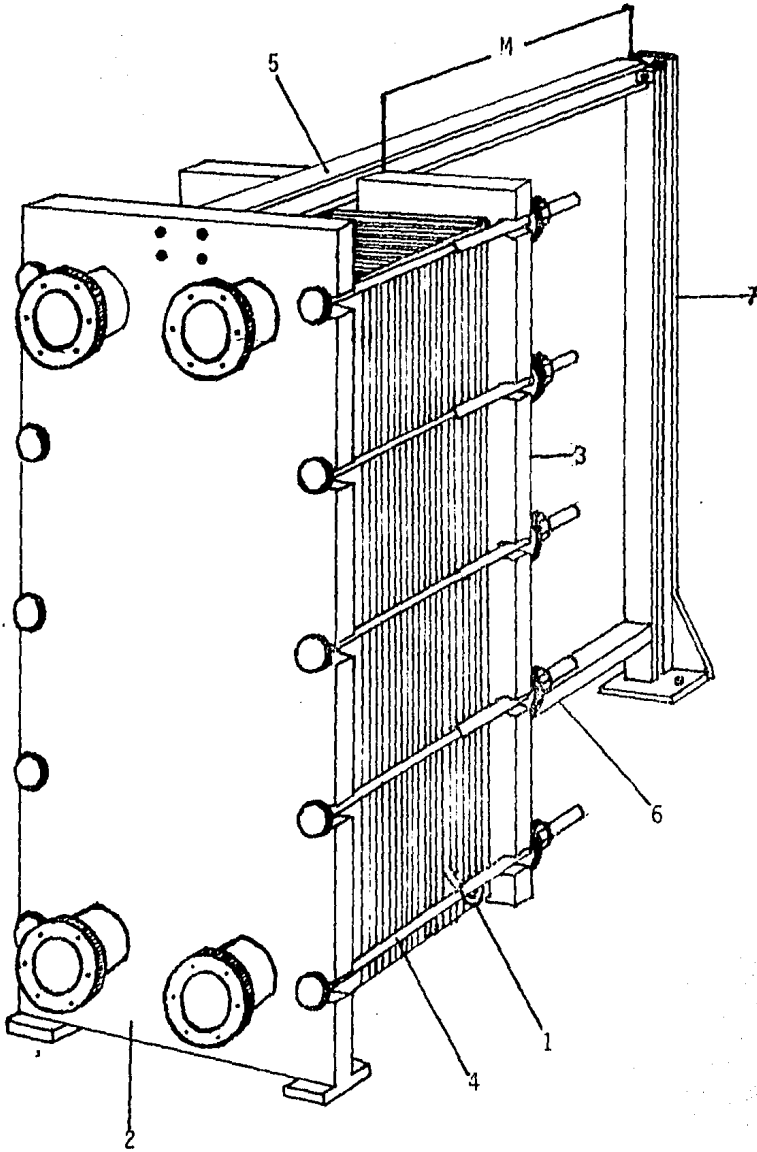


FIG. 3.2 INTERCAMBIADOR DE CALOR DE PLACAS.

### 3.2.1 PLACAS

Las placas están troqueladas en una sola pieza y tienen orificios en las cuatro esquinas, abiertas u obstruidas de acuerdo a las necesidades. Estos orificios se hallan dotados de juntas o empaques arreglados de tal manera que el orificio de admisión pueda hallarse ya sea en la parte superior o en la inferior de la placa. Entre las placas de un paquete existe un espacio libre producido por juntas o empaques de manera que forman una especie de cámara estrecha y continua para que el flujo fluya llenando la totalidad del espacio entre las superficies corrugadas; el calor es entonces transferido a través de la superficie de la placa.

Entre dos placas paralelas puede insertarse una placa perforada, para mejorar aún más la turbulencia, esto se muestra en la fig. 3.2.- las placas insertadas obligan al flujo a circular a través de orificios con alta velocidad y las corrientes golpean la superficie de transferencia disminuyendo el espesor de la capa resistente, mejorando por consiguiente la transferencia de calor. Estas placas perforadas se utilizan generalmente para fluidos viscosos (mayores de 5cp).

El espesor de las placas varía en un rango de 0.6 a 1.2" y el espacio entre ellas varía desde 0.02 a 0.047", el tamaño de las placas varía en un rango de 0.32 a 16.15 pies<sup>2</sup>, el área de superficie lisa de 0.32 a 16150 pies<sup>2</sup>.

Las placas pueden potencialmente fabricarse de cualquier material que sea troquelable. Generalmente el material se elige únicamente de acuerdo al problema de corrosión, sin atender su resistencia térmica, ya que desde este punto de vista, la parte más débil es el empaque.



Actualmente cada fabricante cuenta con diferentes diseños de placas que le son distintivos. En la figura 3.4 se muestra una placa típica. Sus partes principales son:

A) *Area corrugada principal:* Esta parte de la placa es la principal responsable de la transferencia de calor.

B) *Areas de distribución:* Estas también son áreas de transferencia de calor, normalmente son de forma aproximadamente triangular y conectan los agujeros con el área principal.

C) *Agujeros:* Estos se localizan en las cuatro esquinas de la placa y proporcionan las entradas y salidas de las corrientes.

D) *Gula:* Las gulas fijan las placas por sus extremos, quedando suspendidas de la estructura y permitiendo además su fácil remoción del equipo.

E) *Empaque periférico:* Permite mantener la separación deseada en las placas.

Las propiedades termodinámicas de las placas son determinadas en alto grado por su estampado.

Originalmente el diseño de las placas comprendía simplemente un dibujo realizado tipo "lavadero" (usado en la industria de conservas); una variación a este tipo de corrugado es el llamado corrugado paralelo y consiste en realces perpendiculares al flujo con la particularidad -- que el dibujo es idéntico de una placa a otra con lo que se forman conductos en zig-zag con perfiles paralelos que permiten al fluido obtener una turbulencia debida al cambio de dirección continuo.

Algunos pequeños realces en las partes profundas del corrugado mejoran la distribución del flujo.

Ref. (1) (2) (3) (5) (32) (35).

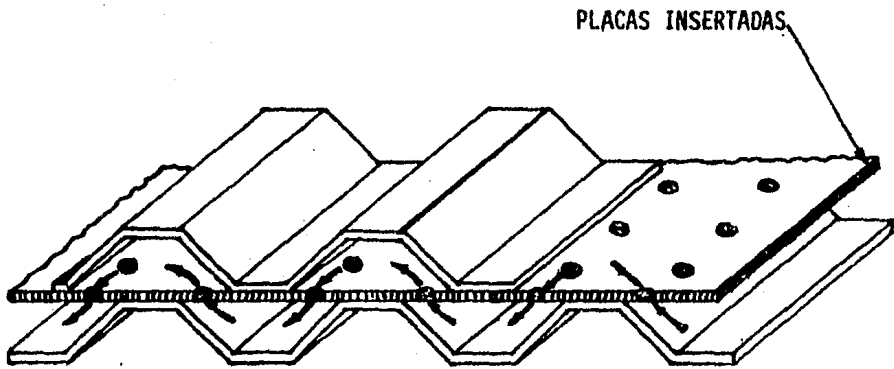


Fig. 3.3 PLACAS CORRUGADAS PARALELAS CON  
PLACAS PERFORADAS INSERTADAS.

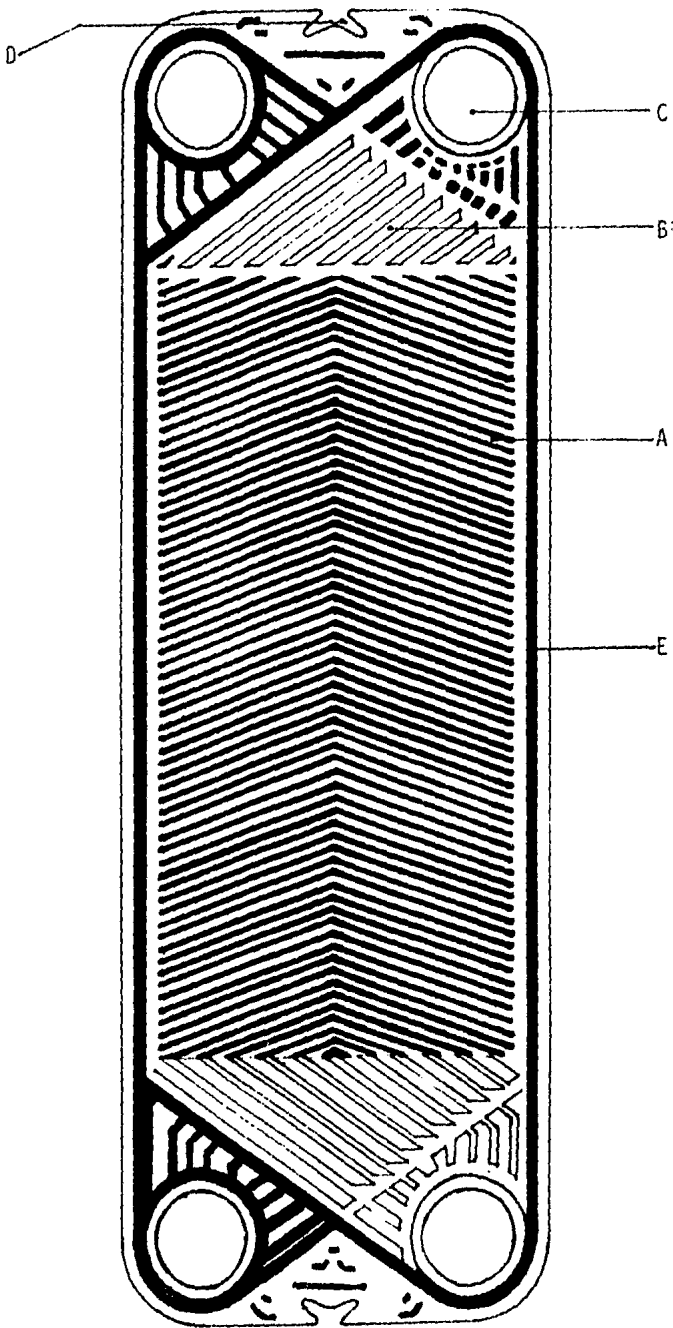
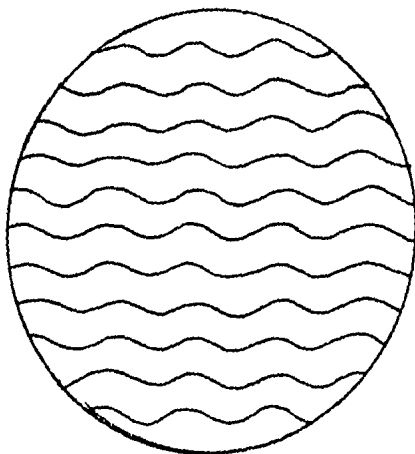
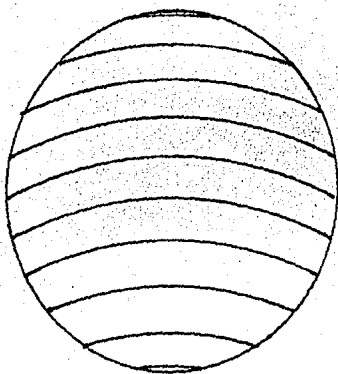


FIG. 3.4 PARTES PRINCIPALES DE UNA PLACA TIPICA.



A



B

FIG. 3.5 $\alpha$  CORRUGADOS SIMPLES DE  
PLACAS ANTIGUAS.

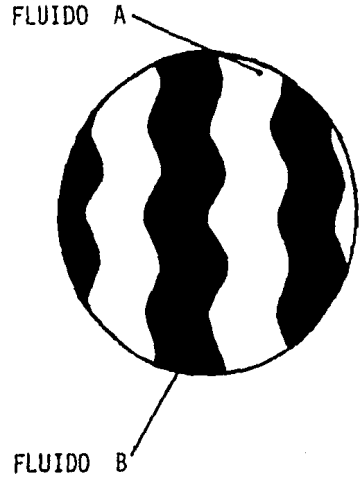
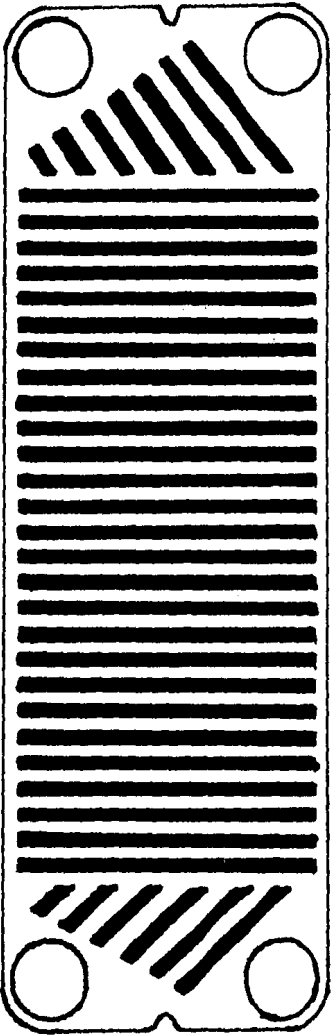


FIG. 3.56 ASPECTO Y FORMA DE LAS CORRIENTES EN PLACAS CON CORRUGADO PARALELO.

Con el objeto de mejorar la transferencia, se desarrolló el patrón conocido como "Chevrón", el cual consiste en un dibujo inclinado que observa las siguientes ventajas:

- a) Debido a un gran número de puntos de contacto pueden usarse menores espesores.
- b) La extrema complejidad del canal produce una alta turbulencia y promueve una buena distribución del fluido que atraviesa el canal.
- c) Por variación del ángulo de inclinación del dibujo (ángulo - Chevrón) pueden obtenerse las características deseadas de transferencia de calor y caída de presión.

Las condiciones anotadas se logran con el cruce del dibujo de placa a placa.

El diseño Chevrón es poco aplicable en servicios higiénicos debido al gran número de puntos de contacto que favorecen los depósitos

La figura 3.6 muestra una variedad de placas Chevrón de diferentes fabricantes. Aunque los diseños son aparentemente muy diferentes, los canales resultantes son muy similares cuando dos placas son ensambladas (invertidas una con relación a la otra).

Únicamente Alfa-Laval especifica en algunos casos los ángulos - Chevrón disponibles para ciertos modelos de placas:

P32	45°
P31	60°
P22	60°
P01	60°

Cuando existe opción de elegir, a mayor ángulo de inclinación resulta una mayor transferencia y por consiguiente una mayor caída de presión, sin embargo en fluidos viscosos que contienen sólidos en suspensión no es conveniente usar estos arreglos por los depósitos que se forman.

El sistema Varitherm comprende una serie de placas de diferentes tamaños con dos tipos de estampado. Las placas son todas del mismo ancho y sólo varían en la longitud (o largo). Los dos tipos de estampado son los canales H y V. El canal H nos da una alta transferencia de calor y una elevada pérdida de presión (figura 3.7); el canal V proporciona baja transferencia de calor y una leve pérdida de presión (fig. 3.8).

Sistema Flujo libre. La base del intercambiador de calor de flujo libre está en los canales de flujo. Estos se encuentran libres de soportes metálicos. Encuentran aplicación especialmente en fluidos con pulpas, fibras o conteniendo otros sólidos. La conducción canalizada de los fluidos y la inexistencia de puntos de contacto en los canales de flujo evitan las sedimentaciones y aseguran el tratamiento térmico de materiales con tendencia a formar obstrucciones. La figura 3.9 nos muestra una relación de tamaño de las placas de flujo libre 157, 159 y 161 de la marca GEA AHLBORN.

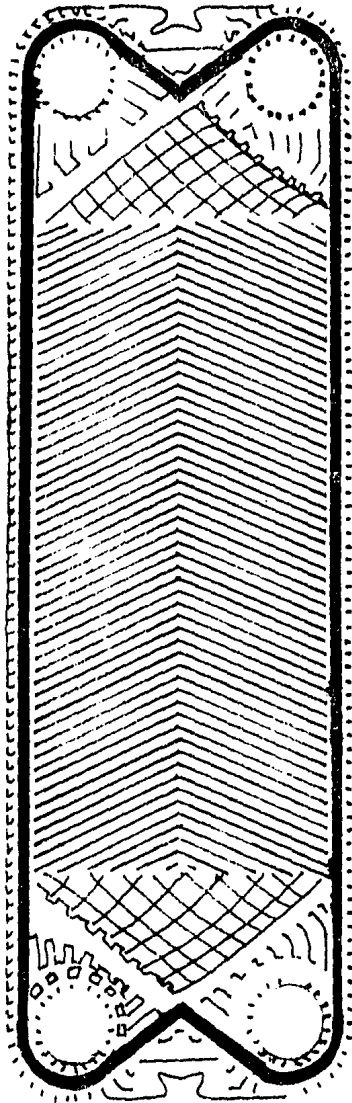


FIG. 3.6 ALFA-LAVAL



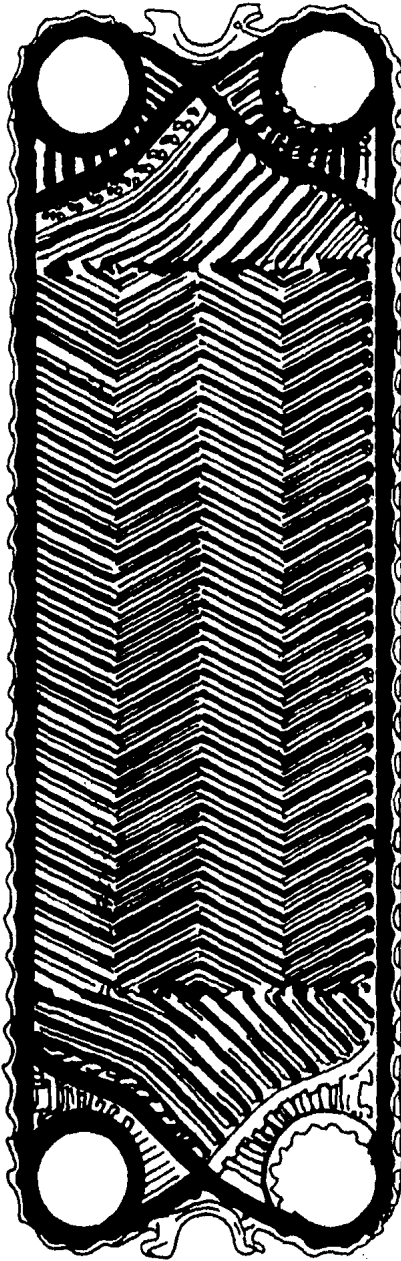


Fig. 3.6 APV

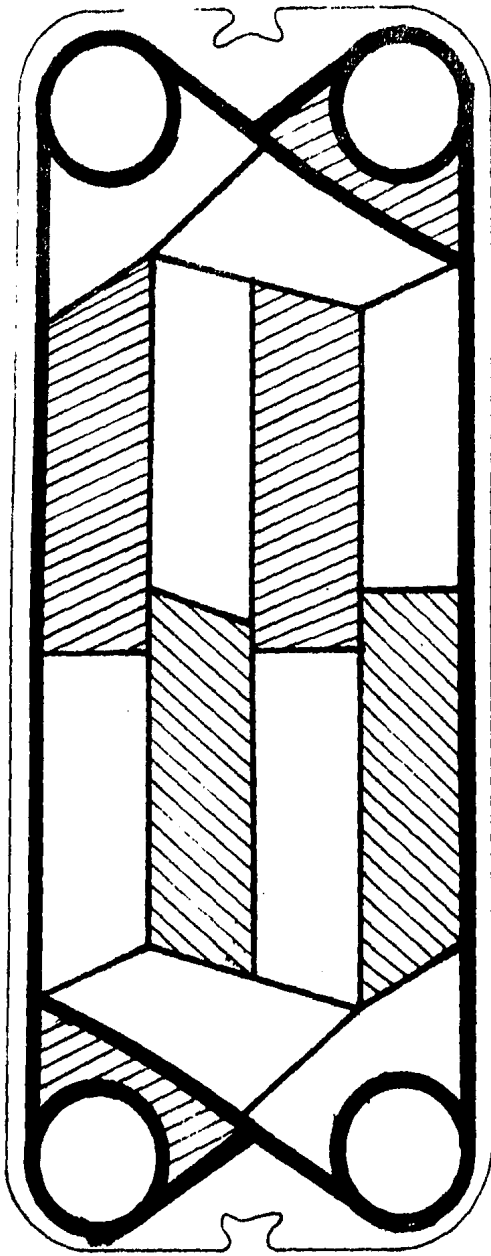


FIG. 3.6 REGHEAT

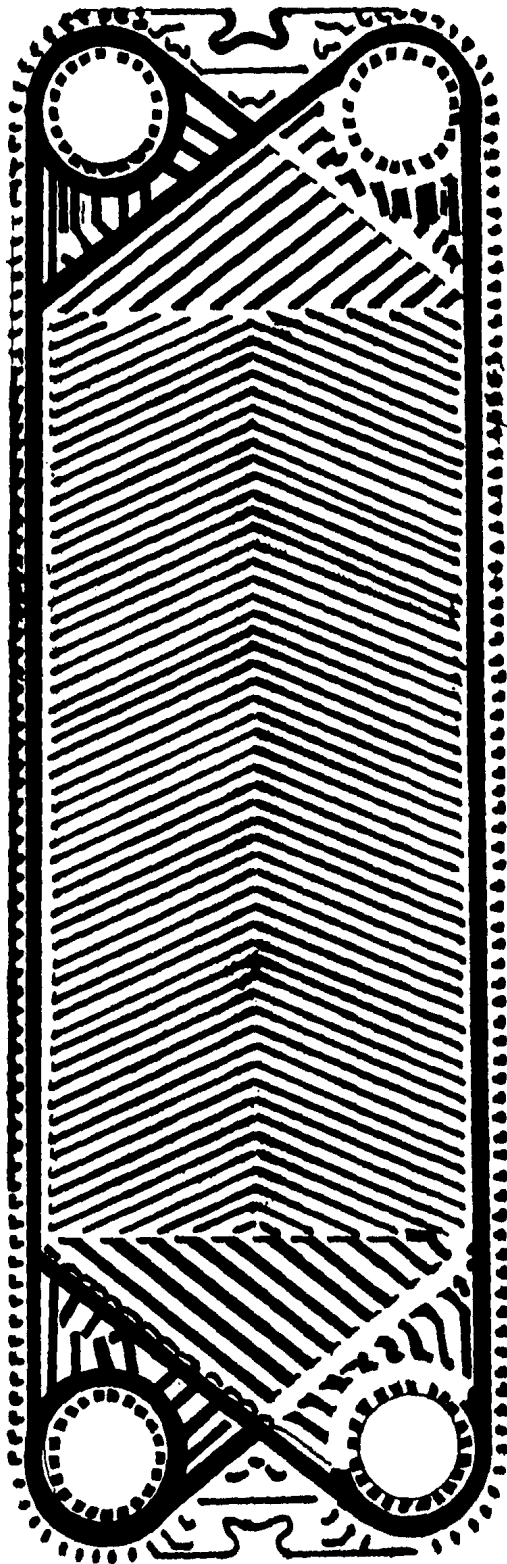


FIG. 3.6

HISAKA

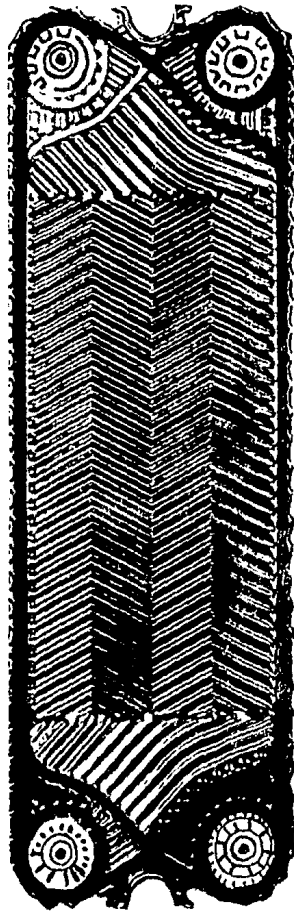


FIG. 3.6 AHLBORN

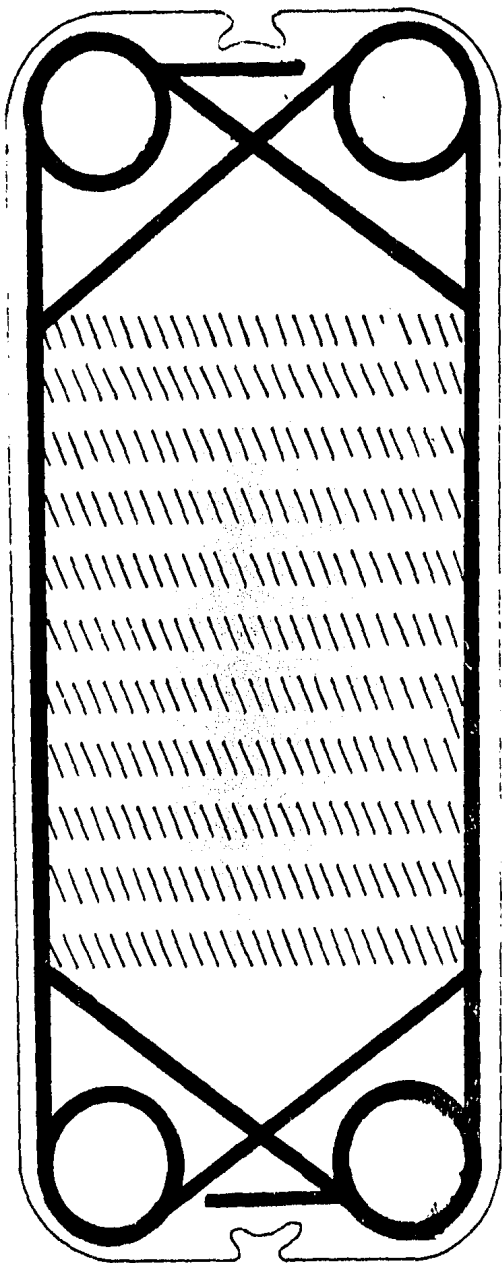
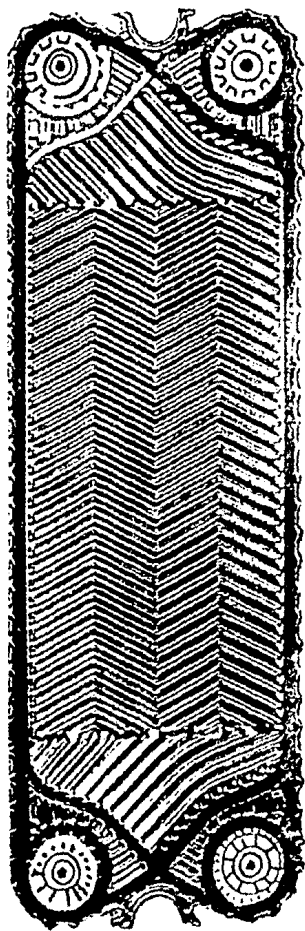


FIG. 3.6 PASSILAC



H

FIG. 3.7



V

FIG. 3.8

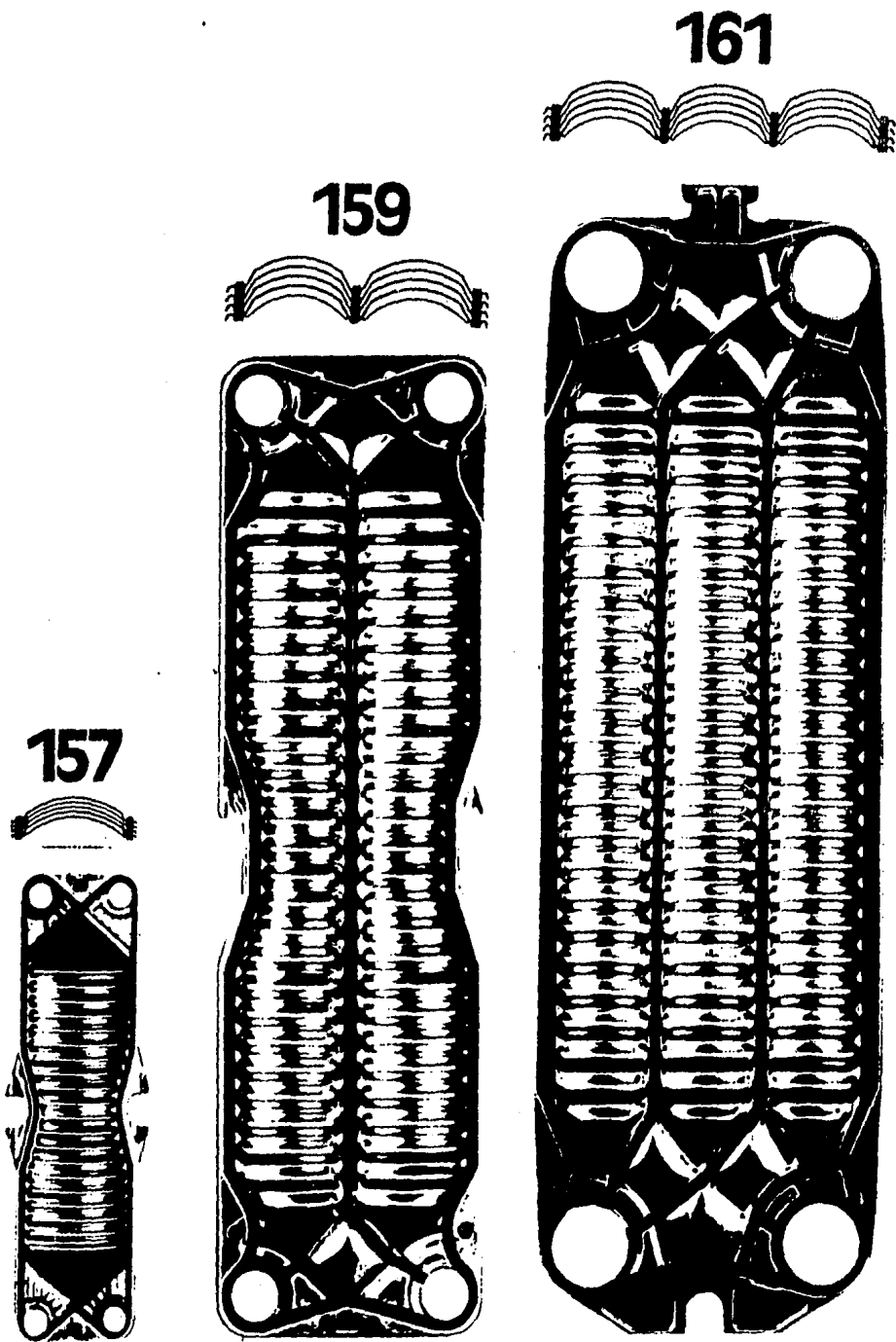


FIG. 3.9



### La Placa de Conexión:

La placa de conexión tiene una forma de cuadro en rejilla provisto de nervios de refuerzo interiores y con un orificio de vaciado en cada esquina. Estos orificios están dotados de piezas de ángulo móviles que pueden permutarse de acuerdo con las necesidades del momento. De manera que las entradas y salidas de los líquidos puedan hacerse en no importa que ángulo de la placa.

El empleo de placas de conexión permite dividir el paquete de placas de un intercambiador en varias secciones. Cada una de las cuales cumple una función diferente. Resulta pues posible combinar secciones de calentamiento, de refrigeración y de recuperación en una sola y misma unidad. Por consiguiente la placa de conexión no sólo también permite multiplicar las funciones del intercambiador sino también mejorar su rentabilidad en el caso de inserción de una sección de recuperación.

Ref. (1).

### 3.2.2 JUNTAS O EMPAQUES

La sección transversal del empaque varía de placa a placa. Las secciones más comunes son la rectangular, trapezoidal u oval. El ancho es generalmente de 0.016' a 0.098', dependiendo del espaciado.

Los empaques son adheridos en las ranuras que bordean la placa. La goma o pegamento debe ser tal que proporcione una buena unión durante el servicio y operación del paquete de placas, pero debe también ser posible removerlo sin mucho problema. La junta periférica permite mantener la separación deseada entre las placas y esta diseñada para no exponer más que una pequeña superficie al fluido, a manera de reducir al mínimo su deterioro, debe notarse que existe un doble empaque alrededor de cada salida de modo que los fluidos están siempre separados por dos empaques. El espacio entre ellos está abierto a la atmósfera, de manera que, en caso de fuga, se previene la mezcla de los dos fluidos.

Las juntas pueden arreglarse de dos maneras diferentes; ya sea que las conexiones de entrada y salida estén del mismo lado de la placa o diagonalmente opuestas.

El material de las juntas se elige dependiendo de las temperaturas de trabajo y del fluido a manejar.

Ref. (1) (2) (3) (5) (14)

### 3.2.3 BASTIDORES

El bastidor está integrado por:

- Una placa final fija y otra móvil de chapa gruesa de acero -- cuidadosamente mecanizada.
- Los porta-placas, atornillados a la placa fija y al soporte -- posterior, que facilita el montaje y desmontaje de las mismas.
- El carril-guía, que garantiza la alineación exacta de las placas.
- Los pernos para ajuste del paquete de placas entre las dos placas finales.

Según el tamaño y la aplicación del intercambiador se tiene una variedad de bastidores.

Tipo A de cierre rápido para aparatos que deben ser abiertos y cerrados rápidamente.

Tipo B con tirantes laterales y pie al frente. Todas las piezas cuelgan de una viga ubicada sobre el paquete de placas.

Tipo C y D para paquetes hasta 0.82'. El tipo D es montado en la pared.

Tipo F con dos barras guías y un soporte liviano para paquetes de un largo medio. Las placas se apoyan sobre la barra guía inferior.

Tipo G con cierre de dos barras para las placas del tipo Varitherm.

Ref. (5) (14) (32) (35).

Los fabricantes conocidos en esta área son: ALFA-LAVAL, APV y -- GEA AHLBORN, aunque éste último ya se retiró del país se mencionará como medio comparativo. Dentro de cada marca encontramos varias alternativas de diseño.

A continuación especificaremos modelos, condiciones de operación y materiales para cada fabricante.

### 3.2.4 MARCA ALFA-LAVAL

Presenta las siguientes posibilidades de bastidores:

DISEÑO	MONTAJE
VB	para empotrar
VRB	para empotrar
HB	instalado sobre pies
HBM	instalado sobre pies
EB	instalado sobre pies
RB	instalado sobre pies

Los modelos de intercambiadores se mencionan a continuación; cada uno de estos equipos presenta la doble alternativa de contener placas - de corrugado paralelo o de corrugado cruzado.

Tipo PO.- Intercambiador de uso general con placas de corrugado cruzado, con bastidor tipo VB. Para flujos de 22000 - lb/hr con conexiones de 1 1/4" Ø.

$$P \text{ max.} = 240 \text{ lb/plg}^2$$

$$A \text{ max.} = 26 \text{ pies}^2$$

Tipo P2.- Intercambiador de uso general con placas de corrugado cruzado, disponible en bastidor (VB) y (HB para 100 y 200 placas) para flujos máximos de 100000 lb/hr y conexiones de 2 1/2"  $\phi$ .

$$P \text{ max.} = 240 \text{ lb/plg}^2$$

$$A \text{ max.} = 325 \text{ pies}$$

Tipo P3.- Intercambiador de uso general con placas de corrugado cruzado con dos diferentes modelos de placas:

- Placas 31 disponible en bastidor tipo HB solamente, para flujos máximos de 300000 lb/hr y conexiones de 5"  $\phi$ .

$$P \text{ max.} = 240 \text{ lb/plg}^2$$

$$A \text{ max.} = 1375 \text{ pies}^2$$

- Placas 32 disponible en bastidor tipo HB solamente, para flujos máximos de 140000 lb/hr y conexiones de 5"  $\phi$ .

$$P \text{ max.} = 160 \text{ lb/plg}^2$$

$$A \text{ max.} = 1225 \text{ pies}^2$$

Tipo P4.- Intercambiador de alta capacidad con placas de corrugado cruzado, disponible en bastidores tipo HB, para flujos máximos de 575000 lb/hr y conexiones de 8"  $\phi$ .

$$P \text{ max.} = 180 \text{ lb/plg}^2$$

$$A \text{ max.} = 4035 \text{ pies}^2$$

- Tipo P5.- Intercambiador de uso general con placas de corrugado paralelo, disponible en todos los tipos de bastidores, excepto el de conexiones bridadas (HBM), para flujos máximos de - - 35000 lb/hr y conexiones tipo férula de 1 1/2"  $\phi$ .
- P max. = 150 lb/plg<sup>2</sup>  
 A max. = 300 lb/pies<sup>2</sup>
- Tipo P13.- Intercambiador de uso general con placas de corrugado paralelo, disponible en bastidores tipo EB, RB, HB, VB, para -- flujos máximos de 65000 lb/hr y conexiones de 2"  $\phi$ .
- P máx. = 165 lb/plg<sup>2</sup>  
 A máx. = 610 pies<sup>2</sup>
- Tipo P14.- Intercambiador de uso general con placas de corrugado paralelo, disponible en bastidores tipo EB, RB, HBM, VB, para - flujos máximos de 300000 lb/hr y con conexiones tipo férula de 2 1/2"  $\phi$ . (Modelo HBM con bridas de 3"  $\phi$  nominal).
- P max. = 240 lb/plg<sup>2</sup>  
 A max. = 950 pies<sup>2</sup>
- Tipo P15.- Intercambiador de uso general con placas de corrugado paralelo, disponible en bastidores tipo EB, RB, HBM, para flu-- jos máximos de 250000 lb/hr y conexiones de 3"  $\phi$  (modelo -- HBM con bridas de 4"  $\phi$ ).
- P max. = 225 lb/plg<sup>2</sup>  
 A max. = 1825 pies<sup>2</sup>
- Existe un bastidor adicional montado sobre pies, con cone-- xiones bridadas (IB).

Tipo P16.- Intercambiador de alta capacidad con placas de corrugado - paralelo disponible en bastidores tipo HBM, para flujos máximos de 875000 lb/hr y conexiones bridadas de 7 1/2" Ø.

$$P \text{ max.} = 90 \text{ lb/plg}^2$$

$$A \text{ max.} = 2615 \text{ pies}^2$$

Tipo P17.- Intercambiador de alta capacidad con placas de corrugado - paralelo disponible en bastidores tipo HB normal y HB hidráulico, para flujos máximos de 875000 lb/hr y conexiones bridadas de 7 1/2" y 7" Ø respectivamente.

$$P \text{ max.} = 90 \text{ lb/plg}^2$$

$$A \text{ max.} = 4580 \text{ pies}^2$$

Tipo P20.- Intercambiador de uso general con placas de corrugado paralelo con dos tipos disponibles de bastidores (VB y HB), para flujos máximos de 5500 lb/hr con conexiones de 1" Ø.

$$P \text{ max.} = 150 \text{ lb/plg}^2$$

$$A \text{ max.} = 58 \text{ pies}^2$$

Tipo P25.- Intercambiador de uso general con placas de corrugado paralelo, disponible en bastidores tipo HB, para flujos máximos de 950000 lb/hr y conexiones de 8" Ø.

$$P \text{ max.} = 180 \text{ lb/plg}^2$$

$$A \text{ max.} = 3900 \text{ pies}^2$$

Tipo P45.- Intercambiador de uso general con placas de corrugado paralelo disponible en bastidores tipo EB/RB y HB, para flujos máximos de 250000 lb/hr y conexiones de 4"  $\phi$ .

$$P \text{ max.} = 180 \text{ lb/plg}^2$$

$$A \text{ max.} = 2075 \text{ pies}^2$$

#### MATERIALES DE CONSTRUCCION

Placas:

Acero inoxidable tipo 304 y 316

Titanio

Hastelloy C. 276

Incolloy 825

Titanio/Paladio

En algunos casos se puede disponer de:

Aluminio

Cobre-Níquel

Cobre

Níquel

Empaques o Juntas:

Hule Nitrilo

$$T \text{ max.} = 300^{\circ}\text{F}$$

Hule Butílico

$$300^{\circ}\text{F}$$

Viton

$$300^{\circ}\text{F}$$

Neopreno

$$300^{\circ}\text{F}$$

Hypalon

$$300^{\circ}\text{F}$$

Asbesto comprimido

$$500^{\circ}\text{F}$$



BASTIDORES:

*Acero inoxidable*

*Acero esmaltado*

*Acero esmaltado al horno.*

### 3.2.5 MARCA APV

En esta marca existen varias alternativas tanto en placas como en bastidores.

#### TIPOS DE INTERCAMBIADORES

*Junior Paraflow.* - Intercambiador de piso para un flujo máximo de 3200 lb/hr con conexiones de 3/4"  $\phi$  (5/8"  $\phi$  opcionales). -  
P max. = 200 lb/plg<sup>2</sup>  
A max. = 16.67 pies<sup>2</sup>  
Usado en servicios menores o equipos de prueba y a nivel piloto.

*Serie HX* Intercambiador de uso general y para fluidos de alta viscosidad (WHX) con conexiones de 2"  $\phi$ .  
Existen 3 modelos de bastidores:  
HXU (WHXU) para anclar al piso  
HXL (WXL) con patas con una altura aproximada de 2'  
HXC (W) para empotrar con soportes laterales.

#### CAPACIDADES

Clave 4

P max. = 60 lb/plg<sup>2</sup>  
A max. = 74.21 - 206 pies<sup>2</sup> para alta viscosidad (W)  
A max. = 93.93 - 270 pies<sup>2</sup> modelos para fluidos normales.

Clave 6

P max. = 90 lb/plg<sup>2</sup> (tipo W)  
P max. = 100 lb/plg<sup>2</sup> (normal)

cont. Clave 6

A max. = 74 - 206 pies<sup>2</sup> para alta viscosidad (W) -  
A max. = 93 - 270 pies<sup>2</sup> para fluidos normales.

Clave 8

Unicos modelos

HXC-8

P max. = 180 lb/plg<sup>2</sup>

A max. = 104 pies<sup>2</sup>

HXU-8

P max. = 180 lb/plg<sup>2</sup>

A max. = 217 pies<sup>2</sup>

Serie HMB.-

Intercambiador para anclar al piso con conexiones de  
2-1/2" Ø, para uso general.

P max. = 100 lb/plg<sup>2</sup>

A max. = 687 pies<sup>2</sup>

Serie R40.-

Intercambiador para anclar al piso con conexiones de  
4", 5" y 6" Ø.

P max. = 200 lb/plg<sup>2</sup>

A max. = 1675 pies<sup>2</sup>

Tipo CHF.-

Intercambiador de uso general para anclar piso con  
cinco largos de bastidores y boquillas de 3.58" Ø.

P max. = 120 lb/plg<sup>2</sup>

A max. = 1380 pies<sup>2</sup>

Tipo R5.- Modelo R55: Intercambiador de uso general con bastidores para alta presión y 9 longitudes alternativas. Conexiones de 4"  $\phi$ .

$$P \text{ max.} = 300 \text{ lb/plg}^2$$

$$A \text{ max.} = 2027 \text{ pies}^2$$

Modelo R56: Intercambiador de uso general con bastidor para baja presión y 5 longitudes alternativas. Conexiones de 4"  $\phi$ .

$$P \text{ max.} = 135 \text{ lb/plg}^2$$

$$A \text{ max.} = 1960 \text{ pies}^2$$

Modelo R57: Intercambiador de uso general con bastidor para presiones medias, conexiones de 4"  $\phi$ .

$$P \text{ max.} = 200 \text{ lb/plg}^2$$

$$A \text{ max.} = 2050 \text{ pies}^2$$

Tipo R10.- Modelo R106: Intercambiador de alta capacidad y baja presión con 4 tamaños opcionales de bastidor, conexiones de 8"  $\phi$ .

$$P \text{ max.} = 100 \text{ lb/plg}^2$$

$$A \text{ max.} = 4950 \text{ pies}^2$$

Tipo R14.- Modelo R145: Intercambiador de alta capacidad y presión media con 4 tamaños de bastidores y conexiones de 10"  $\phi$ .

$$P \text{ max.} = 150 \text{ lb/plg}^2$$

$$A \text{ max.} = 5600 \text{ pies}^2$$

Tipo R23.- Modelo R235: Este es el equipo de mayor capacidad, fabricado por APV aunque la presión permisible es baja, se presenta con 5 longitudes posibles de bastidores y conexiones de 15.35"  $\phi$ .

P max. = 100 lb/plg<sup>2</sup>

A max. = 16450 pies<sup>2</sup>

#### MATERIALES DE CONSTRUCCION.

Placas:

Acero inoxidable tipo 304 y 316

Titanio

Hastelloy C

Incolloy 825

Niquel 200

Monel 400

Aluminio

Aluminio-Bronce

espesores entre 0.6 y 1.2"

áreas de transferencia entre 0.28 a 14 pies<sup>2</sup>

Empaques o Juntas:

Paracril (Nitrilo Medio)	T max.	275°F	Resistentes a fluidos gra- sos.
E.P.D.M. (Etilen-Propilénico)		300°F	Resistentes a altas tempe- raturas en un amplio rango de sustancias químicas.

Paratherm (Butilico)	300°F	Resistente a aldehidos, cetonas y algunos ésteres.
Paradur (Hule fluorocarbonado)	350°F	Aceites minerales, combustibles, - aceites vegetales y animales.
Paracañ (Asbesto comprimido)	500°F	Solventes orgánicos tales como hidrocarburos clorados.

### 3.2.6 MARCA GEA AHLBORN

Esta marca presenta dos alternativas de bastidores industriales:

DISEÑO	MONTAJE
IG 10	instalado en la pared
IG 11	instalado sobre pies

A continuación presentaremos las características de los intercambiadores, los cuales tienen en común una presión máxima de 180 lb/plg<sup>2</sup>.

Este sistema consta de cinco tamaños diferentes de placas designados SYSTHERM 25, 30, 45, 50, y 80; además de cada tamaño existen dos diseños con distinta transmisión térmica y pérdida de carga, éstas son -- las placas W y S. La placa tipo "S" proporciona bajo coeficiente y baja caída de presión; la tipo "W" proporciona alto coeficiente y alta caída de presión. Para caudales y potencias especialmente altos, existe el SYSTHERM 120.

Systherm 25.- Intercambiador de uso general con opción en placa tipo W o tipo S, para flujos máximos de 220000 lb/hr y conexiones de 4" Ø.

Bastidor tipo IG 10

A max. = 140 pies<sup>2</sup>

Bastidor tipo IG 11

A max. = 1075 pies<sup>2</sup>

Systherm 30.- Intercambiador de características semejantes al anterior para flujos entre 110000 - 660000 lb/hr y conexiones de 5" Ø.

Bastidor tipo IG 10

A max. = 161 pies<sup>2</sup>

Bastidor tipo IG 11

A max. = 1291 pies<sup>2</sup>

System 45.- Intercambiador de uso general con opción en placa tipo W o tipo S, para flujos máximos de 550000 lb/hr y conexiones de 5"  $\phi$ .

Bastidor tipo IG 10

A max. = 270 pies<sup>2</sup>

Bastidor tipo IG 11

A max. = 1615 pies<sup>2</sup>

System 50.- Intercambiador con placas de corrugado cruzado tipo W y tipo S, para flujos entre 200000 - 1900000 lb/hr con conexiones de 8"  $\phi$ .

Bastidor tipo IG 11

A max. = 2150 pies<sup>2</sup>

System 80.- Intercambiador de uso general con placas de corrugado - cruzado tipo S o tipo W para flujos entre 200000 y - - 1200000 lb/hr con conexiones de 8"  $\phi$ .

Bastidor tipo IG 11

A max. = 3225 pies<sup>2</sup>

System 120.- Intercambiador de alta capacidad con placas de corrugado paralelo, con diseño especial para caudales altos entre 440000 y 1750000 lb/hr, con conexiones de 10"  $\phi$ .

A max. = 5160 pies<sup>2</sup>



## MATERIALES DE CONSTRUCCION

### Placas:

Acero inoxidable 304 y 316

Titanio

Titanio/Paladio

Hastelloy

Incolloy 825

Niquel

Tantalio

### Empaques o Juntas:

Caucho Nitrílico	T max. = 265°F	Para alimentos, hidrocarburos alifáticos, aceites y grasas minerales, aceite combustible, grasas animales y vegetales, ácidos inorgánicos y bases de baja concentración.
Caucho Butílico	285°F	Para ácidos orgánicos e inorgánicos y bases de mediana concentración.
Caucho Etilén-Propilénico (E.P.D.M.)	300°F	Para agua, vapor, medios oxidantes, ácidos, bases, soluciones de cetona, lejas para limpieza.

Caucho de Silicóno	T max. = 350°F	Para alimentos a alta temperatura, aceite y grasas, alcoholes mono y polivalentes.
Vitón	356°F	Excelente resistencia química general incluyendo ácidos concentrados, soluciones orgánicas, soluciones cloradas, etc.
Hípalón	212°F	Para medios oxidantes y buena resistencia química general.

**Bastidores:**

Acero galvanizado al fuego

### 3.2.7 ARREGLO DE FLUJO

En un intercambiador de calor de placas el arreglo de flujo puede ser simple o complejo. El arreglo más simple es el conocido como arreglo en un solo paso, donde ambas corrientes pueden circular en la misma dirección (flujo paralelo) o en direcciones opuestas (flujo en contracorriente).

Como ejemplos de arreglos de un sólo paso tenemos los arreglos en U y en Z.

En el arreglo de flujo complejo, con igual número de pasos para ambos fluidos, se presenta desviación del flujo en contracorriente al final de cada paso donde existe flujo en paralelo. Cuando se tiene número diferente de pasos, se presentan flujos paralelos en ciertos puntos del arreglo.

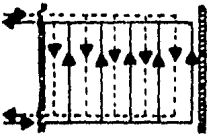


FIG.3.10 ARREGLO EN U.

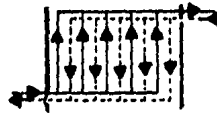


FIG.3.11 ARREGLO EN Z.

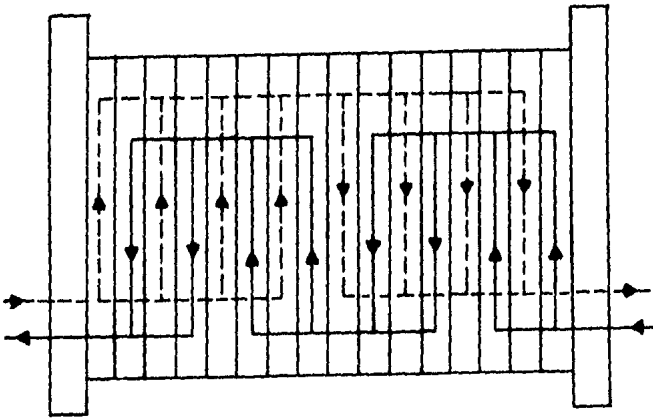


FIG. 3.12 ARREGLO COMPLEJO.

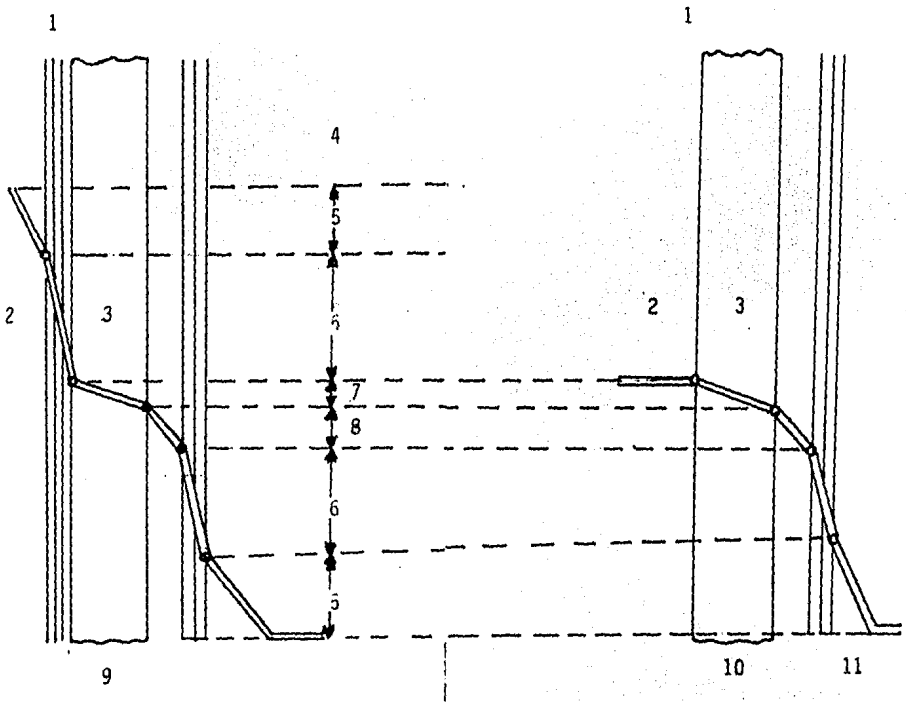
### 3.3 INTERCAMBIADORES DE CALOR DE SUPERFICIE RASPADA

El diagrama de la figura (3.13) muestra una comparación de las -- siguientes resistencias a la transferencia de calor a través de una pared entre un intercambiador convencional y uno de superficie raspada.

Puesto que esas resistencias están en serie, hay adición. El efecto de esas resistencias puede ser reducido agitando el fluido en ambos lados de la pared. Esto puede realizarse mediante circulación forzada para obtener turbulencia en la corriente en movimiento. Cuando -- bombeamos productos densos y viscosos a través de intercambiadores convencionales, se presenta otro problema, aparece una alta resistencia -- del producto viscoso a fluir, así como a la transferencia de calor y -- altas caídas de presión. Cuando uno debe procesar productos viscosos -- continuamente, debe considerar el intercambiador de calor de superfi-- cie raspada conocido también como Intercambiador de Calor de Doble Tubo Agitado.

A este equipo nos referimos como ICSR.

Los ICSR están conformados por un conjunto de tubos largos que ti enen una superficie externa escarpada, los tubos se encuentran enchaque tados dentro de una coraza metálica y colocados junto a un rotor de hélices (hojas o cuchillas) que giran mediante una flecha raspando la pared, moviéndose a baja velocidad para impulsar al fluido más denso a -- través de todo el intercambiador, minimizando de esta manera los proble mas de obstrucción y mejorando las velocidades de transferencia de ca-- lor, aprovechándose de esta manera el efecto combinado de turbulencia -- mecánicamente inducida, reacción de película y mezclado del producto.



- 1.- Capa límite sobre la pared de transferencia de calor
- 2.- Lado del producto
- 3.- Pared del tubo
- 4.- Temperatura del fluido caliente
- 5.- Disminución de temperatura en la región turbulenta
- 6.- Disminución de temperatura en la capa viscosa
- 7.- Disminución de temperatura en la pared del tubo
- 8.- Disminución de temperatura a causa de los depósitos
- 9.- Intercambiador convencional
- 10.- Intercambiador de superficie raspada
- 11.- Temperatura del fluido frío

FIG. 3.13

La resistencia de la película viscosa es enormemente reducida por raspado o limpiado de la pared de transferencia. Al mismo tiempo, la caída de presión es pequeña ya que la sección transversal disponible al flujo es considerablemente grande.

Las partes que constituyen un ICSR se presentan en la figura (3.14) y en la figura (3.15) mostramos las partes de un intercambiador modelo Votator, ya que este modelo se encuentra más ampliamente especificado.

Ref. (8) (36).

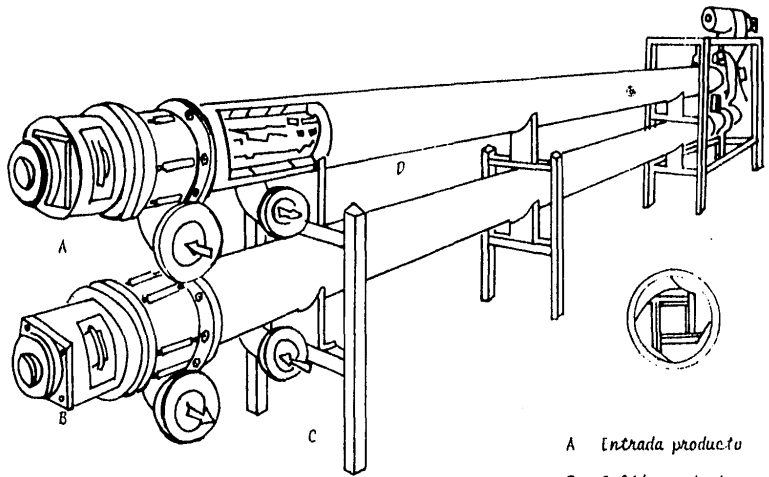
Existen dos tipos diferentes de operación de los Intercambiadores de Calor de Superficie Raspada:

a) Cuando el intercambiador de calor es completamente llenado con el líquido que está siendo enfriado o calentado.

b) Cuando el líquido fluye como una película sobre la pared del intercambiador de calor. Este equipo es utilizado para procesos tales como, evaporación, remoción y deodorización.

El trabajo descrito en esta tesis, está restringido al primer tipo, el ICSR completamente lleno.

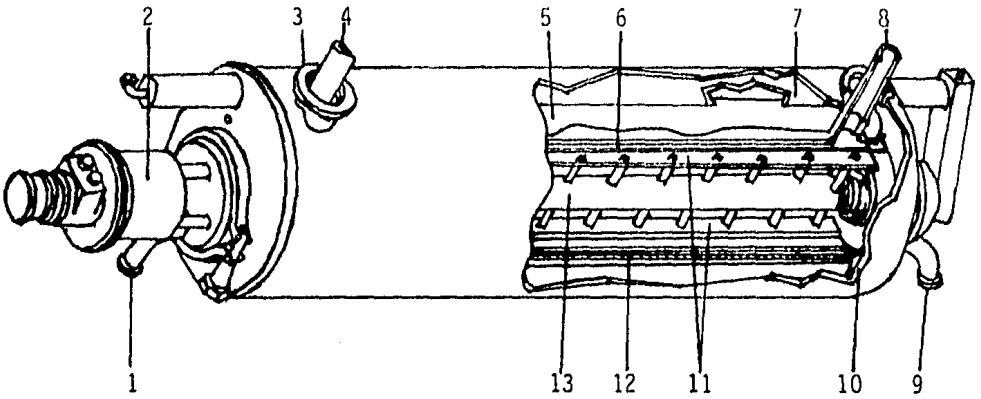
Estos intercambiadores de calor son particularmente útiles en la industria farmacéutica y de alimentos en operaciones de: cocimiento; enfriamiento y cristalización (margarina, helado de crema y jugo de naranja concentrado); congelación; esterilización (alimento en puré para beber); pasteurización (huevos y flan); aereación (huevos blancos); caramelización (leche condensada); emulsificación; polimerización; sulfonación para la industria de los detergentes.



- A *Entrada producto*
- B *Salida producto*
- C *Entrada chaqueta*
- D *Salida chaqueta*

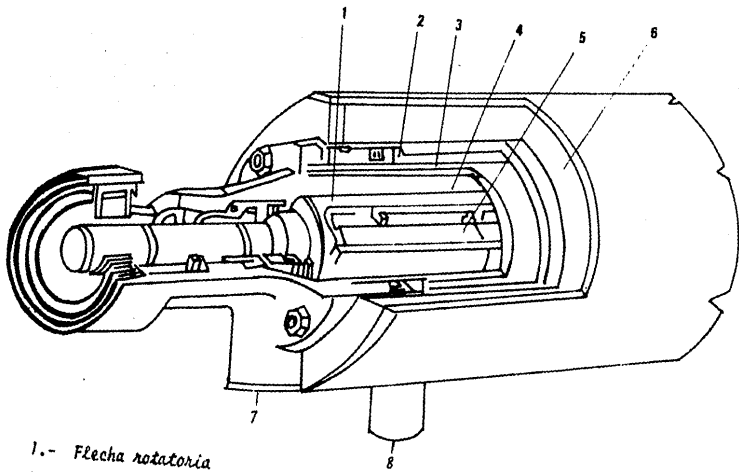
Fig. 3.14 A INTERCAMBIADOR DE SUPERFICIE RASPADA.





- 1.- Salida producto
- 2.- Mecanismo hidraulico
- 3.- Conexión de montaje
- 4.- Salida media
- 5.- Aislante
- 6.- Canal medio
- 7.- Implemento hidraulico
- 8.- Entrada media Calentando/Enfriando
- 9.- Entrada de producto
- 10.- Asiento de empaque flotante
- 11.- Hojas
- 12.- Pared de transferencia de calor
- 13.- Flecha rotor

FIG. 3.14 B INTERCAMBIADOR DE SUPERFICIE RASPADA.



- 1.- Flecha rotatoria
- 3.- Tubo de transferencia de calor
- 5.- Hojas de raspado
- 7.- Entrada del producto

- 2.- Medio de transferencia de calor
- 4.- Producto
- 6.- Aislamiento
- 8.- Salida del medio de transferencia de calor.

FIG. 3.15 INTERCAMBIADOR DE CALOR DE SUPERFICIE RASPADA MODELO "VOTATOR".

El intercambiador de calor modelo Votator se usa en materiales -- que tienen viscosidades tan altos como 1 000 000 cp se dispone de diseños especiales.

El modelo Votator de Chemetrón se presenta en diferentes tamaños del tubo de transferencia, desde 3" hasta 10" de ID y en longitudes que van desde 12" hasta 24", teniendo áreas efectivas de transferencia desde 0.7 hasta 50 pies<sup>2</sup>. En la tabla 3.3.1 se muestra la relación de tamaño, tubo de transferencia de calor y área.

El diámetro de la coraza variará de acuerdo con el número de tubos o con el arreglo interno de los mismos.

En su construcción se emplean diferentes materiales resistentes a la corrosión, de acuerdo al servicio a que están destinados.

Ref. (5) (8) (28) (29).

NOMENCLATURA:

- A Area (=) pies<sup>2</sup>
- A<sub>t</sub> Area de transferencia (=) pies<sup>2</sup>
- ID Diámetro interno (=) plg.
- T Temperatura (=) °F
- Ø Diámetro nominal (=) plg.

## CAPITULO 4

### MODELOS PARA EL DISEÑO DE TRANSFERENCIA

#### 4.1 INTERCAMBIADORES DE CALOR DE TUBOS Y CORAZA

El diseño de los intercambiadores de calor de tubos y coraza involucra los siguientes pasos:

4.1.1 Balance de energía: Las cantidades de calor involucrados en el cambio de temperatura de cada fluido serán:

$$\text{Fluido caliente: } Q_c = Wc_p(T_1 - T_2) \quad (4.1)$$

$$\text{Fluido frío: } Q_f = wc_p(t_2 - t_1) \quad (4.2)$$

Cuando las pérdidas de calor son despreciables, estas dos ecuaciones pueden igualarse obteniéndose:

$$Wc_p(T_1 - T_2) = wc_p(t_2 - t_1) \quad (4.3)$$

4.1.2 Media Logarítmica de la Diferencia de Temperaturas:

$$LMTD = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{\ln \Delta t_2 / \Delta t_1} \quad (4.4)$$

La obtención de esta ecuación se explicó en el capítulo 1.

4.1.3 Suponemos el coeficiente total de transferencia de calor ( $U^*$ ) basándonos en la tabla 4.1 de acuerdo al fluido manejado.

4.1.4 Se calcula el área de transferencia:

$$A = \frac{Q}{U^*(LMTD)} \quad (4.5)$$

4.1.5 Para establecer el arreglo se determinan:

a) El diámetro de los tubos: En la tabla 4.2 se enlistan los tamaños de tubo que generalmente están disponibles, de los cuales los de 3/4 y 1" de diámetro exterior son los más comunes en el diseño de intercambiadores de calor, se eligen según los requerimientos.

Cuando deseamos aumentar el área de flujo, el orden de selección de los diámetros es creciente y cuando queremos aumentar el área de transferencia el orden de selección es decreciente.

b) Se elige el tipo de arreglo, el cual puede ser triangular o cuadrado; a el mismo número de tubos y de pasos, el arreglo cuadrado ocupa mayor espacio que el triangular ya que este último es más compacto, pero el arreglo cuadrado es más fácil de limpiar. Los arreglos comerciales más comunes se mencionan en el punto 2.2.1 del capítulo 2.

c) Con el diámetro y el arreglo seleccionado, se selecciona el BWG, éste a su vez nos especifica el espesor de pared, el diámetro interno, el área de flujo por tubo, la superficie interior y exterior y el peso, encontrando todos estos datos en la tabla 4.2. Este espesor depende de un cálculo mecánico completo.

d) La longitud de los tubos se elige de acuerdo a las necesidades y al espacio disponible, tomando en cuenta también el aspecto económico. Las medidas comerciales existentes son: 4, 8, 12, 16, 20'; en diseños especiales 24' y algunas veces 40'. La longitud debe equilibrarse con el diámetro de los tubos:

$$L \leq (6 \text{ a } 8)D$$

$$(4.6)$$

#### 4.1.6 Cálculo del número de tubos:

$$N_t = A/a_t L_t \quad (4.7)$$

El número de tubos calculados nos permite determinar el número de tubos comercial, el cual estará sujeto a:

- El diámetro de los tubos.
- El BWG.
- El paso (Pt).

En la tabla 4.3 con el diámetro de tubos seleccionado y el arreglo podemos conocer el Paso (Pt) y localizar el número de tubos comercial, lo cual a su vez nos permite conocer el diámetro interno en la coraza (DI) y el número de pasos de los tubos.

#### 4.1.7 Ajuste del coeficiente total de transferencia de calor $U_R$ :

$$A_R = N_{t\text{comercial}} a_{ft} L_t \quad (4.8)$$

$$U_R = Q/A_R (\text{LMTD}) \quad (4.9)$$

#### 4.1.8 Cálculo de los coeficientes de transferencia:

Tubos:

a) Area de flujo (pies<sup>2</sup>):

$$a_{ft} = \frac{N_t a_t}{144 n_t} \quad (4.10a)$$

b) Masa velocidad (lb/hr pie<sup>2</sup>):

$$G_t = \frac{W}{a_{ft}} \quad (4.11a)$$

c) Con el diámetro externo y el BWG seleccionados, obtenemos en tabla 4.2 el diámetro interno (DI=pies).

d) Obtenga  $\mu$  y  $k$  a la temperatura promedio del fluido manejado.

e) Determinar la relación:  $L/D$  (4.12)

f) Cálculo del coeficiente:

Para flujo laminar:  $Re < 2100$  se maneja generalmente la ecuación de Seider y Tate especialmente para fluidos viscosos:

$$\frac{hD}{k} = 1.86 \left[ \left( \frac{Dv\rho}{\mu} \right) \left( \frac{Cp\mu}{k} \right) \left( \frac{D}{L} \right) \right]^{1/3} \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (4.13a)$$

En la cual todas las propiedades se determinan a la temperatura promedio, excepto  $\mu_w$ , la cual se evalúa a la temperatura de la pared. En régimen de transición puede hacerse uso de la aproximación derivada por Haussen:

$$Nu = 0.116 (Re^{2/3} - 115) Pr^{1/3} \left[ 1 + \left( \frac{D}{L} \right)^{2/3} \right] \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (4.14a)$$

La cual puede ser usada para tuberías con  $2100 < Re < 10000$  o más específicamente para  $Re > 2320$ .

Por último, para el caso de régimen turbulento la ecuación de Seider y Tate modificada, da resultados suficientes para la región turbulenta inmediata:

$$Nu = 0.027 Re^{0.8} Pr^{1/3} \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (4.15a)$$

En flujo turbulento cuando la viscosidad observa poca variación, -- puede usarse la ecuación de Dittus-Boelter:

$$\frac{hD}{k} = 0.023 \left( \frac{Dv\rho}{\mu} \right)^{0.8} \left( \frac{Cp\mu}{k} \right)^n \quad (4.16a)$$

donde  $n = 0.4$  para calentamiento

$n = 0.3$  Para enfriamiento



En flujo perpendicular a cilindros puede emplearse una correlación obtenida por McAdams:

$$Nu = BRe^n \quad (4.17a)$$

En la siguiente tabla se proporcionan los valores de B y de n para diferentes situaciones:

<u>Re</u>	<u>B</u>	<u>n</u>
40 - 4000	0.615	0.466
4000 - 40000	0.174	0.618
40000 - 40000	0.0239	0.805

Sin embargo para el banco de tubos es complicado predecir la rapidez exterior de transferencia, Grimison recomienda usar para régimen de transición y turbulento, la siguiente ecuación:

$$\frac{hD}{k} = 1.13 c \left( \frac{DG}{\mu} \right)^n Pr^{1/3} \quad (4.18a)$$

Para Re entre 2000 y 40000

En esta ecuación los parámetros "c" y "n" dependen del tipo de flujo (cruzado-paralelo) y del arreglo de los tubos.

En la figura 4.1 se muestran las variables geométricas en la determinación de coeficientes de la ecuación (4.18a).

De acuerdo a las dimensiones anteriores, los valores de las constantes se dan en la tabla 4.4. La primera parte define valores para arreglo rotado (flujo cruzado) y la segunda parte para flujo paralelo a uno de los ejes.

Por lo tanto:

$$h_{io} = h \frac{DI}{DE} \quad (4.19a)$$

Coraza:

a') Area de flujo (pies<sup>2</sup>): La amplitud del área de flujo se considera igual al espaciado de los deflectores (B). El paso de los tubos es la suma del diámetro del tubo y el claro C'. Si el diámetro interior de la coraza se divide por el paso del tubo, se obtiene un número ficticio, pero no necesariamente entero de tubos que debe suponerse existen en el centro de la coraza. Para cada tubo o fracción se considera que hay C' 1 plg<sup>2</sup> de área transver--sal de flujo por pulgada de espacio del deflector.

El área transversal de flujo para el lado de la coraza  $a_{fs}$  está - dada por:

$$a_{fs} = \frac{DI \times C'B}{Pt \times 144} (=) \text{pies}^2 \quad (4.10b)$$

b') Velocidad másica:

$$G_s = \frac{W}{a_{fs}} \quad (4.11b)$$

c') Obtención del diámetro equivalente (DE = plg); Para los -- arreglos comunes se incluye en la figura (4.2).

En la tabla (4.3) obtenemos el DI (plg) a partir del arreglo y - el diámetro seleccionados.

d') Obtenga  $\mu$  y  $k$  a la temperatura promedio del fluido manejado.

e') Cálculo del número de Reynolds (Re):

$$Re_s = \frac{DE G_s}{12 \mu \times 2.42} \quad (4.12b)$$

f') Con el  $Re_s$  calculado, determinar  $J_H$  de la figura (4.2)

g') Cálculo del coeficiente:

$$\frac{h_o D}{k} = J_H \left( \frac{C_p \mu}{k} \right)^{1/3} \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (4.14b)$$

o bien:

$$Nu = J_H Pr^{1/3} \mu^{0.14} \quad (4.15b)$$

Alternativamente puede usarse cualquier otro de los métodos descritos.

4.1.9 Obtención del Coeficiente total limpio ( $U_c$ ):

$$U_c = \frac{h_{i0} h_o}{h_{i0} + h_o} \quad (4.19b)$$

4.1.10 Cálculo del Coeficiente total de diseño ( $U_D$ ):

En la tabla 1.1 encontramos el valor del factor de obstrucción para el fluido manejado ( $R_D$ ).

$$U_D = \frac{1}{1/U_c R_D} \quad (4.20)$$

$U_D$  debe ser mayor o igual a  $U^*$ .

4.1.11 Ajuste del Area:

Si  $U_D > U^*$  el diseño es adecuado y no es necesario hacer ajuste.

Si  $U_D < U^*$  se calcula:

$$Q_D = U_D A_R LMTD \quad (4.21)$$

a) Si  $Q < Q_D$ , existe exceso de área y las alternativas para corregir el diseño son:

- Disminuir la longitud.- No nos afecta el área de transferencia únicamente es necesario observar las medidas comerciales.
- Disminuir el número de tubos.- Implica un cambio completo -

en el cálculo detallado de los coeficientes.

- Aumentar el diámetro de los tubos.- Aproximadamente un 5% - de exceso, resultaría una buena solución.
- Disminuir el número de pasos.- Es una solución conveniente si se tienen caídas de presión excesivas.

b) Si  $Q > Q_p$ , existe insuficiencia de área y las alternativas pa ra corregir el diseño son:

- Aumentar la longitud.
- Aumentar el número de tubos.
- Aumentar el número de pasos.
- Disminuir el diámetro de los tubos.

#### 4.1.12 Cálculo de las caídas de presión ( $\Delta P$ ):

Coraza: la caída de presión a través de la coraza de un intercambiador es proporcional al número de veces que el fluido cruza el haz entre los deflectores. También es proporcional a la distancia a través del haz, cada vez que lo cruza.

a) En la figura 4.3 con el  $Re_s$ , determinamos el Fanning.

b) Se ha obtenido una correlación usando el producto de la dis tancia a través del haz, tomando como  $D_s$  (pies) el diámetro inte rior de la coraza:  $D_s = DI/12$  (4.22)

y el número de veces que el haz se cruza como  $N + 1$ , donde  $N$  es el número de deflectores. Si  $L$  es la longitud del tubo en -- pies:

$$N + 1 = L/B \quad (4.23)$$

Siempre habrá un número impar de cruces si las dos boquillas de la coraza están en lados opuestos de la misma y un número par si las dos boquillas están en el mismo lado de la coraza. El diámetro equivalente usado para calcular la caída de presión es el mismo que para la transferencia de calor, se desprecia la fricción adicional de la coraza.

La ecuación para la caída de presión para fluidos que se calientan o enfrían y que incluye las pérdidas de entrada y salida es:

$$\Delta P_s = \frac{f G_s^2 D_s (N+1)}{5.22 \times 10^{10} D_e s \phi} = \text{lb/plg}^2 \quad (4.24a)$$

Para permitir la solución directa de  $\Delta P_s$  en  $\text{lb/plg}^2$ , se han graficado en la figura 4.3 factores de fricción dimensional para el lado de la coraza.

Tubos:

a') Seider y Tate han correlacionado los factores de fricción, también conocidos como Fanning para fluidos que se calientan o enfrían en tubos. Esas correlaciones graficadas en forma dimensional aparecen en la figura 4.4 y se utilizan en la ecuación siguiente:

$$P_t = \frac{f G_t^2 L n}{5.22 \times 10^{10} D E S \phi_t} \quad (4.24b)$$

Al fluir de un paso a otro, pasando por el carrete y el cabezal flotante, el fluido cambia de dirección bruscamente por  $180^\circ$ , aún cuando el área de flujo en el carrete y la cubierta del cabezal flotante no deberá ser menor que el área de flujo combinada de todos los tubos en un sólo paso. El cambio de dirección introduce una caída de presión adicional ( $\Delta P_r$ ) llamada pérdida de retorno y se considera de cuatro cabezas de velocidad por paso como pérdida.

La cabeza velocidad  $v^2/2g'$ , ha sido graficada en la figura 4.5 contra la masa velocidad para fluido con gravedad específica de 1 y la pérdida de retorno para cualquier fluido será:

$$\Delta P_h = \frac{4n v^2}{S 2g'} \quad (=) \text{ lb/plg}^2 \quad (4.25)$$

La caída de presión total del lado de los tubos  $P_x$  será:

$$\Delta P_T = \Delta P_x + \Delta P_h \quad (4.26)$$

4.1.13 Si se desea aumentar el número de pasos, se deben tomar en cuenta las siguientes variaciones:

a) Influencia del fluido frío sobre el fluido caliente:

$$R = \frac{T_2 - T_1}{t_2 - t_1} = \frac{\Delta T}{\Delta t_{\max.}} \quad (4.27)$$

b) Diferencia de temperaturas en el fluido frío sobre la diferencia máxima de temperaturas:

$$S = \frac{t_2 - t_1}{T_2 - T_1} = \frac{\Delta t}{\Delta t_{\max.}} \quad (4.28)$$

c)  $F_T$  es un factor de corrección que depende del número de pasos y de la diferencia de temperaturas.- Mediante el cálculo de R y S se busca en las gráficas de la figura 4.6, con el número de pasos.

$F_T$  nos indica si la eficiencia está dentro del rango permitido pero nunca se elige en base a éste el número de pasos.

Cuando:

$F_T > 0.75$  el equipo es aún aceptable.

$F_T < 0.75$  el equipo no es el adecuado ya que la eficiencia en el intercambio es muy pequeña.

d) Se corrige el LMTD mediante la ecuación:

$$\text{LMTD}_{\text{corregido}} = F_T (\text{LMTD}) \quad (4.29)$$

e) En la coraza:

$$a_{\delta} = \frac{ID \times C' \times B}{144 P \times N_{p\delta}} \quad (4.30)$$

Ref. (4) (5) (11) (13) (16) (19).

## 4.2 INTERCAMBIADOR DE CALOR DE PLACAS

Secuencia de diseño:

- Propiedades físicas
- Balance de energía
- Diferencia media de temperaturas
- Suposición del coeficiente total de transferencia de calor
- Cálculo del área de transferencia
- Determinación y ajuste del arreglo
- Cálculo de los coeficientes de transferencia
- Comprobación de la caída de presión

El desarrollo del método es el siguiente

4.2.1 Obtener las propiedades físicas de los fluidos de proceso. Las propiedades más importantes son: densidad, capacidad calorífica, viscosidad y conductividad térmica. Es conveniente obtener dichas propiedades a la temperatura promedio.

4.2.2 Balance de energía.

$$\text{fluido frío} \quad Q_f = wC_p(t_2 - t_1) \quad (4.31)$$

$$\text{fluido caliente} \quad Q_c = WC_p(T_1 - T_2) \quad (4.32)$$

Cuando no existen pérdidas de calor al exterior o estas son despreciables:

$$Q_f = Q_c \quad (4.33)$$

4.2.3 Calcular la diferencia media de temperaturas (LMTD)



F. caliente                      F. frío                      t

T. alta	$T_1$	$t_2$	$t_2$	$T_1 - t_2$
T. baja	$T_2$	$t_1$	$t_1$	$T_2 - t_1$

$$LMTD = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{\ln \Delta t_2 / \Delta t_1} \quad (4.34)$$

4.2.4 Suposición del coeficiente total de transferencia de calor.- En general se dispone de una lista de posibles coeficientes de diseño recomendada por los fabricantes, pero cuando no se dispone de dicha lista, es posible utilizar como base los coeficientes para equipos convencionales, adoptando valores mayores aproximadamente en un 100%. En la tabla 4.5 se enlistan coeficientes de diseño para algunos servicios.

4.2.5 Calcular el área de transferencia:

$$A_x = \frac{Q}{U^* (LMTD)} \quad (4.35)$$

El área máxima de transferencia será el doble del área de transferencia calculada y representará la capacidad límite del marco seleccionado.

$$A_{max.} = 2A_x \quad (4.36)$$

Esto hace que el equipo conserve una de sus principales ventajas que es la flexibilidad. Se diseña para la mitad de las placas que el marco correspondiente es capaz de soportar y se tiene posibilidad de aumentar su capacidad (aumentando el número de placas) o naturalmente de disminuirla.

#### 4.2.6 Selección del intercambiador de calor.

Con el área máxima se selecciona el tipo de intercambiador según las tablas 4.7, 4.8 y 4.9 de los fabricantes APV, Alfa-Laval y GEA-ALHBORN respectivamente o con la información disponible.

Al seleccionar el tipo de intercambiador se obtienen los siguientes datos: superficie de transferencia de la placa, presión de operación máxima, temperatura de operación máxima, ancho de la placa, longitud de la placa, espaciamiento de las placas; la fig 4.5 presenta la geometría de un arreglo de placas.

#### 4.2.7 Determinación del arreglo:

El arreglo está definido por el número de pasos y números de canales.

a) Cálculo del número de placas:

$$N_p = \frac{A_t}{a_t} \quad (4.37)$$

Donde  $a_t$  es el área de transferencia por placa; el número de plcas debe ser par.

b) Cálculo del no. de canales por fluido:

$$N_c = N_p / 2 \quad (4.38)$$

c) Determinación del número de pasos. Primeramente se supondrá un arreglo de un paso con su correspondiente número de canales y se irá aumentando el número de pasos hasta ajustar la velocidad.

$$A_f = (b \times s') N_c \quad (4.39)$$

e) Determinación de la velocidad:

$$v = W / A_f \quad (4.40)$$

La velocidad calculada en este punto se verifica que esté dentro del rango recomendado. Las velocidades recomendadas para los -- fluidos manejados en proceso, deben estar en los intervalos que a continuación se enlistan:

- Líquidos con viscosidad cercana al agua de 2 - 4 pies/seg.
- Líquidos con viscosidad menor al agua de 4 - 7 pies/seg.
- Líquidos con viscosidad ligeramente mayores que el agua ( $1 < \mu < 5 \text{cp}$ ) de 1 - 2 pies/seg.

Si se desea aumentar la velocidad, se recomienda aumentar el número de pasos; si se requiere disminuirla es conveniente aumentar el área de flujo aumentando el número de placas. Calculada la velocidad, se fijará el número de canales que se requieren pa ra obtener la rapidez adecuada.

#### 4.2.8 Cálculo de la temperatura promedio efectiva.

Usando el promedio aritmético de la temperatura para la determinación de las propiedades físicas usadas en el cálculo del número  $Re$ ,  $Pr$ ,  $Nu$ , etc., se introduce un error especialmente en el enfriamiento de fluido viscoso; en cuyo caso se usará una regla para reducir dicho error. La regla establece que:

$$T_m = \left[ (T_1 + 10) (T_2 + 10) \right]^{0.5} - 10 \text{ donde: } T_m, T_1, T_2 \text{ (} = \text{)} ^\circ\text{C}$$

[4.41]

en el calentamiento se usará el valor aritmético.

#### 4.2.9 Cálculo del número de Reynolds.

$$Re = \frac{De v \rho}{\mu} \quad (4.42)$$

$$De = \frac{4a_f}{P_m} \quad (4.43)$$

Para un canal cualquiera  $a_f = b \times S'$  (4.44)

$P_m = 2(b + S')$  si  $b \gg S'$  entonces  $P_m = 2b$  (4.45)

Sustituyendo estos valores en el diámetro equivalente:

$$De = 2S' \quad (4.46)$$

$$\rho = W / (b \times S') N_c = G \quad (4.47)$$

Sustituyendo los valores de  $De$  y de  $G$  en la ecuación 4.42 obtenemos el número de Reynolds para intercambiador:

$$Re = 2W / \mu N_c \quad (4.48)$$

#### 4.2.10 Cálculo del coeficiente de transferencia de calor para cada corriente.

a) Método APV

$$Nu = 0.2536 Re^{0.65} Pr^{0.4} \quad (4.49)$$

En esta expresión:

$$Nu = hDe/k \quad (4.50)$$

b) Método Alfa-Laval:

Con el valor del número de Reynolds determinamos el valor de  $(Nu)(Pr)^{-1/3}$ , en la figura 4.8 únicamente para los intercambiadores P32, P22, P01; se despeja el valor de  $Nu$  y se sustituye en la ec. 4.50 para determinar el coeficiente.

#### 4.2.11 Cálculo del coeficiente total de transferencia de calor.

El coeficiente total de transferencia incluye la resistencia de la placa  $(e/X)$  y queda como sigue:

$$1/U = 1/h_a + 1/h_b + e/x \quad (4.51)$$

Corrigiendo por la resistencia de la incrustación:

$$U_D = 1 / (1/U + R_D) \quad (4.52)$$

#### 4.2.12 Corrección de LMTD.

La inclusión de varios pasos en alguno o en ambos fluidos manejados, produce una disminución de la eficiencia en el uso del - gradiente de temperatura a un patrón de flujo a contracorriente.

La manera de corregir el (LMTD) calculado es la siguiente:

Calcular el número de unidades de transferencia de calor:

$$HTU = \Delta t (\text{fluido de proceso}) / LMTD \quad (4.53)$$

Con este valor y el número de pasos calculamos el factor de corrección para LMTD de la figura 4.9

$$LMTD_c = F_c (LMTD) \quad (4.54)$$

#### 4.2.13 Cálculo del área real de transferencia y del coeficiente supuesto.

$$A_R = a_x N_p \text{ donde } a_x \text{ es el valor extraído de las tablas} \quad (4.55)$$

$$U_{sup} = Q / LMTD_c A_R \quad (4.56)$$

4.2.14 Si el valor calculado en el punto 11 (que representa la rapidez de transferencia que proporcionan los fluidos) es mayor o igual al valor del coeficiente supuesto (punto 13), el equipo funciona.

No debe haber más de 15% de exceso de área de transferencia o de coeficiente.

#### 4.2.15 Cálculo de la caída de presión.

a) Cálculo del factor de fricción.

$$f = 2.5Re^{0.3} \quad (4.57)$$

$$P = 2fG^2L/\rho V_{eg} \quad (4.58)$$

Ref. (1) (2) (3) (5) (14) (28).

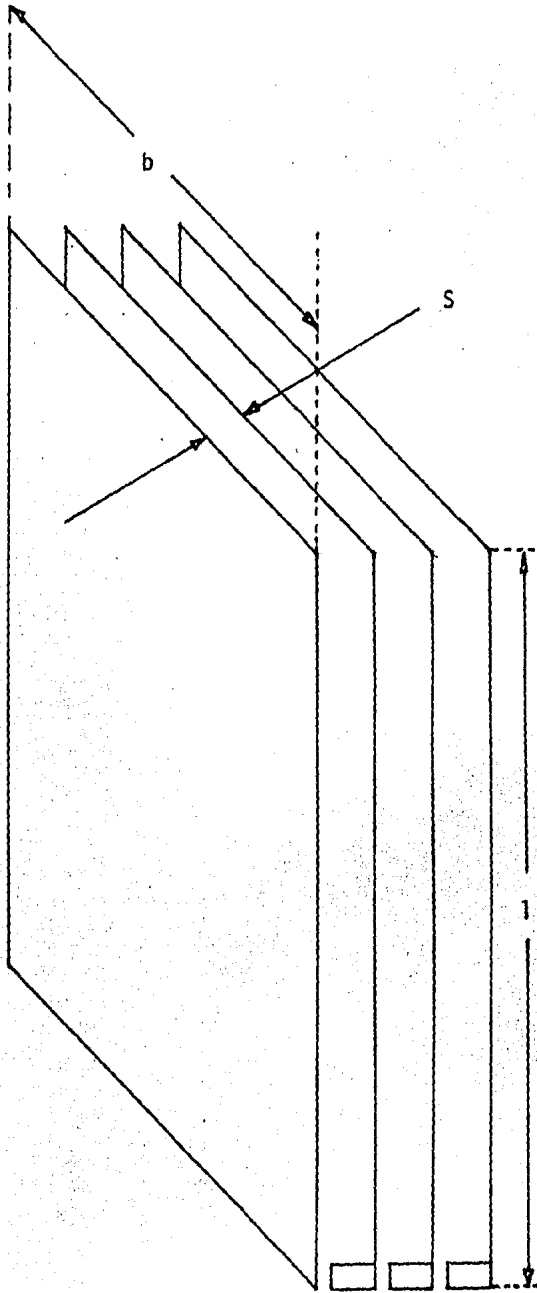


FIG. 4.7 GEOMETRIA DE UN ARREGLO DE PLACAS.

### 4.3. INTERCAMBIADORES DE CALOR DE SUPERFICIE RASPADA

4.3.1 *Propiedades Físicas:* Se determinan las propiedades físicas del fluido a manejar.

4.3.2 *Balace de Energía:* Las cantidades de calor involucradas en el cambio de temperatura serán:

$$\text{Fluido caliente:} \quad Q_c = wC_p (T_1 - T_2) \quad (4.59)$$

$$\text{Fluido frío:} \quad Q_f = wC_p (t_2 - t_1) \quad (4.60)$$

Cuando las pérdidas de calor son despreciables, estas dos ecuaciones pueden igualarse, obteniéndose:

$$wC_p (T_1 - T_2) = wC_p (t_2 - t_1) \quad (4.61)$$

4.3.3 *Cálculo de LMTD:*

$$LMTD = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{\ln \frac{\Delta t_2}{\Delta t_1}} \quad (7.11)$$

La obtención de esta ecuación se explicó en el capítulo 1.

4.3.4 *Suposición del Coeficiente Total de Transferencia de Calor  $U^*$ :* - En base a la tabla 4.10 elegimos  $U^*$  de acuerdo a las características del fluido manejado.

En la tabla 4.10 se muestran los valores de  $U^*$  obtenidos por diferentes autores experimentalmente:

4.3.5 *Cálculo del Area de Transferencia ( $A_{sup.}$ ):*

$$A_{sup.} = \frac{Q}{U^* (LMTD)} \quad (4.62)$$



#### 4.3.6 Determinación del Arreglo:

Tubo interior: Los principales parámetros en el diseño son: Longitud del tubo ( $L$ ), diámetro del tubo ( $d_t$ ), espacio entre el tubo y la flecha  $d_t - d_f$ , velocidad de flecha ( $N'$ ) y número de hojas ( $n'$ ).

Los valores típicos de esos parámetros son los siguientes:

a) Longitud del tubo:

$$L_t = 3.3 - 5 \text{ pies}$$

b) Diámetro del tubo:

$$d_t = 0.33 - 1.0 \text{ pies}$$

c) Espacio entre el tubo y la flecha:

$$d_t - d_f = 0.2 - 2.0 \text{ plg.}$$

d) Velocidad de flecha (varía al variar su diámetro):

$$N' = 180 - 1800 \text{ RPM.}$$

e) Número de hojas: Los modelos comerciales ofrecidos por los fabricantes comprenden diseños desde dos hasta diez hojas, aplicables con base en las características del fluido manejado.

$$n' = 2 - 10$$

f) Cálculo del coeficiente de transferencia  $h_i$ :

Se propone la siguiente ecuación:

$$\frac{h_i D_t}{K} = \left( \frac{C_p \mu}{K} \right)^B \left( \frac{(D_t - D_f) v}{\mu} \right)^{1.0} \left( \frac{D_t N'}{v} \right)^{0.62} \left( \frac{D_f}{D_t} \right)^{0.55} (n')^{0.53}$$

(4.63)

Se proporcionan dos correlaciones:

a) Para el enfriamiento de líquidos viscosos en donde  $\mathcal{L} = 0.014$   
y  $\beta = 0.96$

b) Para el enfriamiento de líquidos ligeros donde  $\mathcal{L} = 0.039$   
y  $\beta = 0.70$

Tubo exterior:

a') Obtener las siguientes propiedades del fluido de servicio:  
viscosidad  $\mu = \text{lb}/(\text{pie} \cdot \text{hr})$ ; calor específico;  $C_p = \text{BTU}/(\text{lb} \cdot ^\circ\text{F})$ ;  
conductividad térmica  $K = \text{BTU}/(\text{hr} \cdot \text{pie} \cdot ^\circ\text{F})$  y densidad  $= \text{lb}/\text{pie}^3$

b') Para determinar el diámetro equivalente es necesario tomar -  
en cuenta el diámetro externo del tubo interior.

c') Obtención del coeficiente de transferencia. Utilizamos la -  
siguiente ecuación:

$$h_e = 0.0225 \frac{K}{D_e} \left( \frac{D_e v \rho}{\mu} \right)^{0.8} \left( \frac{C_p \mu}{K} \right)^{0.4} \quad (4.64)$$

4.3.7 Cálculo del Coeficiente Total de Transferencia Limpio ( $U_c$ ):

$$\frac{1}{U_c} = \frac{1}{h_e} + \frac{x}{K_m} + \frac{1}{h_i} \quad (4.65)$$

4.3.8 Cálculo del Coeficiente Total de Diseño ( $U_D$ ): En la tabla (1.1)  
localizamos el valor de  $R_D$  para el fluido manejado.

$$U_D = \frac{1}{1/U_c - R_D} \quad (4.66)$$

Si  $U_D$  es mayor o igual a  $U^*$  el equipo es adecuado, con un exceso  
aceptable.

Si  $U_D$  es menor que  $U^*$  es necesario revisar el diseño y reestructurarlo.

#### 4.3.9 Cálculo de Caidas de Presión:

Tubo Exterior: Involucra los siguientes pasos:

a) Cálculo del área de flujo:

$$a_f = \frac{D^2}{4} \quad (=) \quad \text{pies}^2 \quad (4.67)$$

b) Masa velocidad:

$$G_e = \frac{w}{a_f} \quad (=) \quad \frac{\text{lb}}{\text{hr pie}^2} \quad (4.68)$$

c) Cálculo del número de Reynolds ( $Re_e$ ):

$$Re_e = \frac{DG_e}{\mu} \quad (4.69)$$

d) Obtención del Fanning ( $f$ ): De la ecuación (4.70) con el  $Re_e$  calculado obtenemos ( $f$ ), o bien a partir de la ecuación (4.71):

$$f = 0.0035 + \frac{0.264}{(DG_e/\mu)^{0.42}} \quad \text{flujo turbulento} \quad (4.70)$$

$$f = \frac{16}{DG_e/\mu} \quad \text{flujo laminar} \quad (4.71)$$

e) Cálculo de las Caidas de Presión ( $Pe$ ):

$$\Delta F_e = \frac{4fG_e^2 L}{2g\rho^2 D} \quad (=) \quad \text{pies} \quad (4.72)$$

En donde  $\Delta F_e$  es la caída de presión expresada en pie de líquido.

Si deseamos obtener la caída de presión en lb/plg<sup>2</sup>, utilizamos la ecuación:

$$\Delta P_e = \frac{\Delta F_e}{144} \quad (4.73)$$

*Tubo Interior:*

Consideramos que para este tipo de intercambiadores, la información técnica que se ha publicado es muy escasa y difícil de obtener en algunos casos o incompleta en otros, debido a las características tan especiales que guardan y el poco empleo que se les ha dado hasta el momento.

Ref. (8) (13) (19) (28) (29) (30) (36)

## NOMENCLATURA:

A	Superficie de transferencia de calor (=) pies <sup>2</sup>
A <sub>t</sub>	Area de transferencia total de placas (=) pies <sup>2</sup>
A <sub>f</sub>	Area de flujo en placas (=) pies <sup>2</sup>
a	Area de flujo (=) pies <sup>2</sup>
a <sub>t</sub>	Area de transferencia por placa (=) pies <sup>2</sup>
B	Espaciado de los deflectores (=) plg.
b	Ancho de la placa (=) plg.
C'	Sección libre entre tubos o claro (=) plg.
Cp	Calor específico del fluido (=) BTU/lb °F
D	Diámetro interior de los tubos (=) plg.
De	Diámetro equivalente (=) pies
DI	Diámetro interior (=) plg.
Ds	Diámetro interno de la coraza (=) pies
d <sub>e</sub>	Diámetro equivalente (=) plg.
d <sub>f</sub>	Diámetro de flecha (=) plg.
d <sub>o</sub>	Diámetro exterior de los tubos (=) plg.
d <sub>t</sub>	Diámetro de tubo (=) plg.
e	Espesor (=) plg.
f	Factor de fricción (=) adimensional
Fc, F <sub>t</sub>	Factor de fricción (=) adimensional
F	Caidas de presión (=) pie de líquido
G	Masa velocidad (=) lb/hr pie <sup>2</sup>
g, g'	Aceleración de la gravedad (=) pie/hr <sup>2</sup>
h, h <sub>i</sub> , h <sub>o</sub>	Coefficiente de transferencia de calor en forma general, fluido interior y exterior respectivamente (=) BTU/hr pie <sup>2</sup> °F

$h_{i0}$	Valor de $h_i$ cuando se refiere al diámetro exterior del tubo (=) BTU/hr pie <sup>2</sup> °F
$J_H$	Factor de transferencia de calor (=) adimensional
$k, K$	Conductividad térmica (=) BTU/hr pie <sup>2</sup> °F/pie
$L$	Longitud del tubo (=) pie
$l$	Longitud de la placa (=) plg.
$LMTD$	Media logarítmica de la diferencia de temperaturas (=) °F
$N$	Número de deflectores en la coraza
$N'$	Velocidad de flecha (=) RPM
$N_c$	Número de canales
$N_p$	Número de placas
$N_t$	Número de tubos
$Nu$	Número de Nusselt (=) adimensional
$n$	Número de pasos en los tubos
$n'$	Número de hojas
$P_m$	Perímetro mojado de las placas (=) pie
$Pr$	Número de Prandtl (=) adimensional
$P_t$	Espaciado de los tubos (=) plg.
$\Delta P$	Caida de presión (=) lb/plg. <sup>2</sup>
$Q$	Flujo de calor (=) BTU/hr
$R$	Grupo temperatura (=) adimensional
$R_D$	Factor de obstrucción (=) hr pie <sup>2</sup> °F/BTU
$Re$	Número de Reynolds para transferencia de calor y caída de presión (=) adimensional.
$S$	Grupo temperatura (=) adimensional
$S'$	Espaciamiento de las placas (=) plg.
$s$	Gravedad específica

$T, t$	Temperatura (=) °F
$T_m$	Temperatura promedio efectiva (=) °C
$U$	Coefficiente total de transferencia de calor (=) BTU/hr pie <sup>2</sup> °F
$U_c, U_D$	Coefficiente de transferencia de calor limpio y de diseño respectivamente (=) BTU/hr pie <sup>2</sup> °F
$V$	Velocidad (=) pie/seg.
$W$	Peso del flujo caliente (=) lb/hr
$w$	Peso del fluido frío (=) lb/hr
$\rho$	Densidad (=) lb/pie <sup>3</sup>
$\phi$	Razón de viscosidad (=) $(\mu/\mu_w)^{0.14}$ (=) adimensional
$\mu$	Viscosidad (=) Cp x 2.42 = lb/pie hr
$\mu_w$	Viscosidad a la temperatura de la pared del tubo (=) Cp x 2.42 = lb/pie hr

SUB INDICES :

- a Fluido a
- b Fluido b
- c Caliente
- D Diseño
- f Frío
- fs Flujo en coraza
- ft Flujo en tubos
- R Real
- s Coraza
- t Tubos



## CONCLUSIONES

En la industria alimenticia necesitamos aparatos que satisfagan las más exigentes normas higiénicas. En la actualidad en este tipo de industria nos enfrentamos al problema de diseñar equipo que sea capaz de procesar corrientes con diversas características, desde fluidos ligeros hasta muy viscosos.

En el presente trabajo se analizaron las ventajas y desventajas de tres equipos específicos: Intercambiadores de Calor Tubulares, de Placas y de Superficie Raspada.

Se desarrolló un procedimiento de cálculo de diseño térmico para cada uno de estos equipos, encontrándonos con numerosos obstáculos, particularmente en el estudio de Intercambiadores de Superficie Raspada, ya que es un equipo prácticamente desconocido para la mayoría de los Ingenieros de nuestro país. En cuanto al diseño de Intercambiadores de Tubos y Coraza, se describe el método de Kern, el cual es un diseño aproximado ya que las correlaciones empleadas en dicho método son simplificadas. Para obtener un diseño más exacto se tendría que emplear factores de corrección a las correlaciones usadas por el lado de la coraza.

Los Intercambiadores de Placas aún están muy limitados en cuanto a condiciones de operación donde se tienen temperaturas y presión elevadas y cuando se trabaja con flujos muy grandes, por lo que se requerirá en el futuro hacer ajustes a los procedimientos de diseño que los hagan más versátiles.

Haciendo un análisis comparativo de los equipos aquí mencionados consideramos que el orden de importancia en cuanto a aplicación, costo, adaptabilidad y mantenimiento es: en primer lugar el Intercambiador de Calor de Placas, en segundo lugar el Intercambiador de Tubos y Coraza y en tercer lugar el Intercambiador de Calor de Superficie Raspada.

Consideramos que nuestro objetivo se llevó a cabo a pesar de que las empresas que se dedican al diseño y construcción de los equipos que fueron objeto de nuestro estudio se muestran reacias a proporcionar información, debido a la política existente entre ellas.

APENDICE 1

TABLA 1.1

FACTORES DE OBSTRUCCION PARA INTERCAMBIADORES TUBULARES

Agua de mar .....	0.0005
Agua destilada .....	0.0005
Aceite Vegetal .....	0.003
Liquidos Orgánicos .....	0.001
Aire .....	0.002
Aceite Lubricante .....	0.001

Ref. [19].

TABLA 3.1

Tamaño (pulg.)	Tubo de Transferencia de Calor (pulg.)	Area (pies <sup>2</sup> )
3	3 ID x 12	0.7
6	6 ID x 24	3.0
6	6 ID x 48	6.0
6	6 ID x 72	9.0
10	10 ID x 62	13.0
10	10 ID x 84	18.0
10	10 ID x 240	50.0

Ref. (19)

VALORES APROXIMADOS DE LOS COEFICIENTES TOTALES PARA DISEÑO. LOS VALORES INCLUYEN UN FACTOR DE OBSTRUCCION TOTAL DE 0.003 Y CAIDA DE PRESION PERMISIBLE DE 5 A 10 LB/PLG.<sup>2</sup> EN LA CORRIENTE QUE CONTROLE.

TABLA 4.1

*Enfriadores*

<i>Fluido caliente</i>	<i>Fluido frío</i>	<i>U<sub>D</sub> total</i>
Agua	Agua	250-500 4
Metanol	Agua	250-500 4
Amoniaco	Agua	250-500 4
Soluciones acuosas	Agua	250-500 4
Sustancias orgánicas ligeras <sup>1</sup>	Agua	75-150
Sustancias orgánicas medias <sup>2</sup>	Agua	50-125
Sustancias orgánicas pesadas <sup>3</sup>	Agua	5-75
Gases	Agua	2-50
Agua	Salmuera	100-200
Sustancias orgánicas ligeras	Salmuera	40-100

*Calentadores*

<i>Fluido caliente</i>	<i>Fluido frío</i>	<i>U<sub>D</sub> total</i>
Vapor de agua	Agua	200-700 4
Vapor de agua	Metanol	200-700 4
Vapor de agua	Amoniaco	200-700 4

cont. TABLA 4.1

*Calentadores*

<i>Fluido caliente</i>	<i>Fluido frío</i>	<i>U<sub>p</sub> total</i>
Vapor de agua	Soluciones acuosas:	
Vapor de agua	menos de 2.0 cp	200-700
Vapor de agua	Más de 2.0 cp	100-500 4
Vapor de agua	Sustancias orgánicas ligeras	100-200
Vapor de agua	Sustancias orgánicas medias	50-100
Vapor de agua	Sustancias orgánicas pesadas	6.60
Vapor de agua	Gases	5.50 6

*Intercambiadores*

<i>Fluido caliente</i>	<i>Fluido frío</i>	<i>U<sub>p</sub> total</i>
Agua	Agua	250-500 4
Soluciones acuosas	Soluciones acuosas	250-500 4
Sustancias orgánicas ligeras	Sust. orgánicas ligeras	40-75
Sustancias orgánicas medias	Sust. orgánicas medias.	20-60
Sustancias orgánicas pesadas	Sust. orgánicas pesadas	10-40
Sustancias orgánicas pesadas	Sust. orgánicas ligeras	30-60
Sustancias orgánicas ligeras	Sust. orgánicas pesadas	10-40

Ref. (19)

TABLA 4.2

Tubo OD plg .	BWG	Espesor de pared plg .	ID plg .	Area de flujo por tubo plg <sup>2</sup> .	Superficie por plg. pie		Peso por pie lineal lb acero	Resistencia térmicas me. acero pie <sup>2</sup> h <sup>0.75</sup> /ftu
					Exterior	Interior		
1/4	16	0.065	0.120	0.0113	0.0654	0.0314	0.140	0.000281
	18	0.049	0.152	0.0181		0.0397	0.115	0.000195
	20	0.035	0.180	0.0255		0.0471	0.088	0.000136
	22	0.028	0.194	0.0295		0.0507	0.073	0.000101
3/8	16	0.065	0.245	0.0472	0.0981	0.0641	0.235	0.000252
	18	0.049	0.277	0.0602		0.0725	0.166	0.000180
	20	0.035	0.305	0.0730		0.0798	0.139	0.000124
	22	0.028	0.319	0.0799		0.0835	0.113	0.000097
1/2	14	0.083	0.344	0.0876	0.1309	0.0874	0.403	0.000319
	16	0.065	0.370	0.1076		0.0969	0.329	0.000239
	18	0.049	0.402	0.1270		0.1052	0.258	0.000175
	20	0.035	0.430	0.1450		0.1125	0.190	0.000121



TABLA 4.2 cont.

Tubo OD pulg.	BWG	Espesor de pared pulg.	ID pulg.	Area de flujo por tubo pulg. <sup>2</sup> .	Superficie por pulg., pie		Peso por pie lineal lb acero	Resistencias térmicas me. acero pie <sup>2</sup> hr°F/Btu
					Exterior	Interior		
	14	0.083	0.459	0.1656	0.1636	0.1202	0.526	0.000306
	15	0.072	0.481	0.1814		0.1259	0.465	0.000260
	16	0.065	0.495	0.1925		0.1296	0.425	0.000232
	17	0.058	0.509	0.2035		0.1333	0.384	0.000204
	18	0.049	0.527	0.2181		0.1380	0.330	0.000170
3/4	12	0.109	0.532	0.223	0.1963	0.1393	0.817	0.000409
	13	0.095	0.560	0.247		0.1466	0.727	0.000349
	14	0.083	0.584	0.268		0.1529	0.647	0.000298
	15	0.072	0.606	0.289		0.1587	0.571	0.000255
	16	0.065	0.620	0.302		0.1623	0.520	0.000228
	17	0.058	0.634	0.314		0.1660	0.469	0.000201
	18	0.049	0.652	0.334		0.1707	0.401	0.000168
		12	0.109	0.657	0.3384	0.2291	0.1720	0.976
	13	0.095	0.685	0.3686		0.1793	0.866	0.0003415
	14	0.083	0.709	0.3946		0.1856	0.768	0.0002939

( 141 )

TABLA 4.2 cont.

Tubo OD pulg .	BWG	Espesor de pared pulg .	ID pulg .	Area de flujo por tubo pulg <sup>2</sup> .	Superficie por pulg <sup>2</sup> . pie		Peso por pie lineal lb acero	Resistencias térmicas me. acero pie <sup>2</sup> -hr <sup>2</sup> /Btu
					Exterior	Interior		
	15	0.072	0.731	0.4190		0.1914	0.676	0.0002514
	16	0.065	0.745	0.4363		0.1950	0.615	0.0002250
	17	0.058	0.759	0.4522		0.1987	0.554	0.0001991
	18	0.049	0.777	0.4738		0.2034	0.473	0.0001663
1	12	0.109	0.782	0.479	0.2618	0.2048	1.14	0.0003920
	13	0.095	0.810	0.515		0.2121	1.00	0.0003365
	14	0.083	0.834	0.546		0.2183	0.890	0.0002901
	15	0.072	0.856	0.576		0.2241	0.781	0.0002487
	16	0.065	0.870	0.594		0.2277	0.710	0.0003228
	17	0.058	0.884	0.613		0.2314	0.639	0.0001973
	18	0.049	0.902	0.639		0.2361	0.545	0.0001651

Ref. [19]

TABLA 4.3

Coraza ID, plg.	OTL plg.	Tamaño del tubo y pitch, plg.		1 paso	2 paso	4 paso	6 paso	8 paso
8.07	6.821	5/8	13/16 Δ	50	46	42	40	34
		3/4	15/16 Δ	38	32	26	24	18
		3/4	1	32	26	20	20	
		3/4	1 Δ	37	30	24	24	
		1	1 1/4	21	16	16	14	
		1	1 1/4 Δ	22	18	16	14	
10.02	8.770	5/8	13/16 Δ	88	86	74	70	64
		3/4	15/16 Δ	62	56	47	42	36
		3/4	1	52	52	40	36	
		3/4	1 Δ	61	52	40	36	
		1	1 1/4	32	32	26	24	
		1	1 1/4 Δ	37	32	28	28	
12	10.75	5/8	13/16 Δ	137	132	112	110	106
		3/4	15/16 Δ	109	98	86	82	78
		3/4	1	80	74	68	68	60
		3/4	1 Δ	90	84	76	74	70

TABLA 4.3 cont. 1

Coraza ID, plg.	OTL plg.	Tamaño del tubo y pitch, plg.		1 paso	2 paso	4 paso	6 paso	8 paso
		1	1 1/4	48	44	40	38	36
		1	1 1/4 Δ	57	52	48	46	44
13 1/4	12	5/8	13/16 Δ	181	166	150	142	134
		3/4	15/16 Δ	127	114	96	90	86
		3/4	1	95	90	81	77	70
		3/4	1 Δ	110	101	90	82	74
		1	1 1/4	60	56	51	46	44
		1	1 1/4 Δ	67	63	56	54	50
15 1/4	14	5/8	13/16 Δ	244	230	216	208	200
		3/4	15/16 Δ	170	160	140	136	128
		3/4	1	138	132	116	112	108
		3/4	1 Δ	163	152	136	133	110
		1	1 1/4	88	82	75	70	64
		1	1 1/4 Δ	96	92	86	80	78
17 1/4	16	5/8	13/16 Δ	339	322	298	288	280

TABLA 4.3 cont. 2

Coraza ID, plg.	OTL plg.	Tamaño del tubo y pitch, plg.		1 paso	2 paso	4 paso	6 paso	8 paso
		3/4	15/16 Δ	239	224	194	188	178
		3/4	1	188	178	168	164	142
		3/4	1 Δ	211	201	181	176	166
		1	1 1/4	112	110	102	98	82
		1	1 1/4 Δ	130	124	116	110	94
19 1/4	18	5/8	13/16 Δ	410	394	376	366	344
		3/4	15/16 Δ	301	282	252	244	234
		3/4	1	236	224	216	208	188
		3/4	1 Δ	273	256	242	236	210
		1	1 1/4	148	142	136	129	116
		1	1 1/4 Δ	172	162	152	148	128
21 1/4	19 1/2	5/8	13/16 Δ	478	462	442	426	416
		3/4	15/16 Δ	361	342	314	306	290
		3/4	1	276	264	246	240	234
		3/4	1 Δ	318	308	279	269	260

TABLA 4.3 cont. <sup>3</sup>

Coraza ID, plg.	OTL plg.	Tamaño del tubo y pitch, plg.		1 paso	2 paso	4 paso	6 paso	8 paso
		1	1 1/4	170	168	157	150	148
		1	1 1/4 Δ	199	188	170	164	160
23 1/4	21 1/2	5/8	13/16 Δ	578	558	530	518	504
		3/4	15/16 Δ	442	420	386	378	364
		3/4	1	341	321	308	296	292
		3/4	1 Δ	381	369	349	326	328
		1	1 1/4	210	199	197	186	184
		1	1 1/4 Δ	247	230	216	208	202
25	23 3/8	5/8	13/16 Δ	698	676	640	630	616
		3/4	15/16 Δ	532	506	468	446	434
		3/4	1	413	391	370	360	343
		3/4	1 Δ	470	452	422	394	382
		1	1 1/4	250	248	224	216	217
		1	1 1/4 Δ	294	282	256	252	242

TABLA 4.3 cont. <sup>4</sup>

Conaza ID, plg.	OTL plg.	Tamaño del tubo y pitch, plg.		1 paso	2 paso	4 paso	6 paso	8 paso
27	25 3/8	5/8	13/16 Δ	824	800	766	760	746
		3/4	15/16 Δ	637	602	550	536	524
		3/4	1	465	452	427	418	408
		3/4	1 Δ	559	534	488	474	464
		1	1 1/4	286	275	267	257	260
		1	1 1/4 Δ	349	334	302	296	286
29	27 3/8	5/8	13/16 Δ	966	944	904	890	874
		3/4	15/16 Δ	721	692	640	620	594
		3/4	1	554	542	525	509	500
		3/4	1 Δ	630	604	556	538	508
		1	1 1/4	348	340	322	314	313
		1	1 1/4 Δ	397	376	338	334	316
31	29 3/8	5/8	13/16 Δ	1,098	1,068	1,032	1,018	1,004
		3/4	15/16 Δ	847	822	766	722	720
		3/4	1	633	616	590	586	570

TABLA 4.3 cont. 5

Coraza ID, plg.	OTL plg.	Tamaño del tubo y pitch, plg.		1 paso	2 paso	4 paso	6 paso	8 paso
		3/4	1 Δ	745	728	678	666	640
		1	1 1/4	406	398	580	368	358
		1	1 1/4 Δ	472	454	430	424	400
33	31 5/8	3/4	15/16 Δ	974	938	878	852	826
		3/4	1	742	713	687	683	672
		3/4	1 Δ	856	830	774	760	732
		1	1 1/4	460	453	430	420	414
		1	1 1/4 Δ	538	522	486	470	454
35	33 3/8	3/4	15/16 Δ	1,102	1,068	1,004	988	958
		3/4	1	827	811	773	762	756
		3/4	1 Δ	970	938	882	864	848
		1	1 1/4	517	513	487	486	480
		1	1 1/4 Δ	608	592	562	546	532
37	35 1/4	3/4	15/16 Δ	1,242	1,200	1,144	1,104	1,078
		3/4	1	929	902	880	870	852



TABLA 4.3 cont. 6

Coraza ID, plg.	OTL plg.	Tamaño del tubo y pitch, plg.		1 paso	2 paso	4 paso	6 paso	8 paso
		3/4	1 Δ	1,090	1,042	1,012	986	958
		1	1 1/4	588	580	555	544	538
		1	1 1/4 Δ	674	664	632	614	598
39	37 1/4	3/4	15/16 Δ	1,377	1,330	1,258	1,248	1,212
		3/4	1	1,025	1,012	984	964	952
		3/4	1 Δ	1,206	1,176	1,128	1,100	1,078
		1	1 1/4	645	637	618	610	605
		1	1 1/4 Δ	766	736	700	688	672
42	40 1/4	3/4	15/16 Δ	1,558	1,544	1,502	1,482	1,464
		3/4	1	1,201	1,171	1,144	1,109	1,111
		3/4	1 Δ	1,367	1,350	1,322	1,306	1,288
		1	1 1/4	745	728	708	686	685
		1	1 1/4 Δ	872	850	834	824	816

Ref. (19)

( 149 )

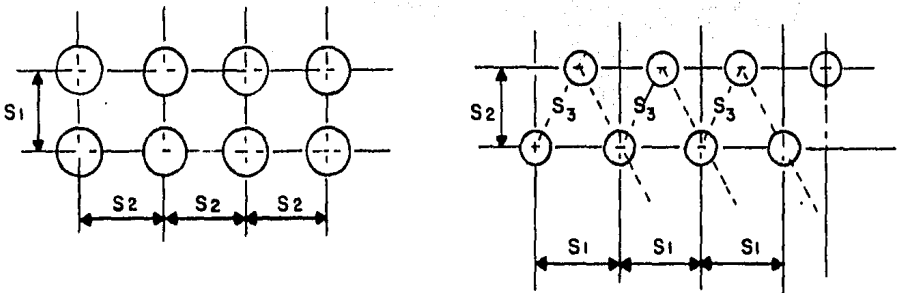


FIG. 4.1 VARIABLES GEOMETRICAS EN LA DETERMINACION DE COEFICIENTES DE LA ECUACION. 4.18a

TABLA 4.4  
S<sub>i</sub>/D

	S/D	1.25		1.50		2.0		3.0	
		c	n	c	n	c	n	c	n
F U L C R U Z A D O	1.00			0.497	0.558				
	1.125					0.478	0.565	0.518	0.560
	1.25	0.518	0.556	0.505	0.554	0.519	0.556	0.522	0.562
	1.3	0.451	0.568	0.460	0.562	0.452	0.568	0.488	0.568
	2.0	0.404	0.572	0.416	0.568	0.482	0.556	0.449	0.570
	3.0	0.310	0.592	0.356	0.580	0.440	0.562	0.421	0.574
F U L L I N E A	1.25	0.348	0.592	0.275	0.608	0.100	0.704	0.0633	0.752
	1.50	0.367	0.586	0.250	0.620	0.101	0.702	0.0678	0.744
	2.0	0.418	0.570	0.299	0.602	0.229	0.632	0.198	0.648
	3.0	0.290	0.601	0.357	0.584	0.374	0.581	0.286	0.608

TABLA 4.5

Servicio	Coeficiente	
	Límites	Promedio
Agua - Agua	400 - 1200	520
Agua - Soluciones acuosas viscosas (60 cp)	100 - 300	165
Aceite Mineral - Agua (60 cp)	50 - 150	75
Aceite - Aceite (60 cp)	20 - 60	35
Aceite (120 cp) - Agua	30 - 100	45
Medio orgánico - Agua	250 - 500	340
Aceite vegetal - Agua (100 cp)	125 - 250	160

El coeficiente promedio fue calculado para el caso de fluidos semejantes al agua, entre 1 - 3 ft/seg.

Ref. (5).

TABLA 4.6

Factores de Obstrucción.

Agua desmineralizada o destilada	0.00005
Agua suavizada	0.00010
Agua de enfriamiento	0.00020
Aceites lubricantes	0.0001 - 0.00025
Aceite vegetal	0.0001 - 0.00030
Solventes orgánicos	0.00005 - 0.00015
Vapor	0.00005
Fluidos de Proceso general	0.00005- 0.0003
Ref. (1).	

TABLA 4.7

Serie HX

Area de Placa: 1.81 pie<sup>2</sup>

Medida de la Placa: 33 plg. 8.97 plg.

Conexiones: 2 plg.

Presión máx.

Tipo	bar	lb <sub>f</sub> /plg <sup>2</sup>	Número máx. placas
WHXC-4	4.2	60	41
WHXL-4	4.2	60	109
WHXU-4	4.2	60	114
HXC-4	4.2	60	53
XHL-4	4.2	60	139
HXU-4	4.2	60	149
WHXC-6	6.2	90	41
WHXL-6	6.2	90	109
WHXU-6	6.2	90	114
HXC-6	6.9	100	53
HXL-6	6.9	100	139
HXU-6	6.9	100	149
HXC-8	12.4	180	59
HXU-8	12.4	180	102

TABLA 4.7 cont.<sup>1</sup>

Series HMB

Tipo	HMBL
Presión máx.	100 lb <sub>f</sub> /plg <sup>2</sup>
Número máx. de placas	187
Area de placa:	3.68 pie <sup>2</sup>
Medida de placa:	43.85 12.5 plg.
Conexiones:	2 1/2 plg. 0

---

Series R40

Tipo	R405
Presión máx.	200 lb <sub>f</sub> /plg <sup>2</sup>
Número máx. de placas	409
Area de placa:	4.1 pie <sup>2</sup>
Medida de placa:	45.27 17.5 plg.
Conexiones:	4.5 0 6 plg. 0

---

Series CHF

Tipo	CHF-8
Presión máx.	120 lb <sub>f</sub> /plg <sup>2</sup>
Número máx. de placas	300
Area de placa:	4.6 pie <sup>2</sup>
Medida de placa:	52.24 14.76 plg.
Conexiones:	3.58 plg. 0

---

TABLA 4.7 cont.<sup>2</sup>

Series R5

Tipo	R55
Presión máx.	300 lbf/plg <sup>2</sup>
Número máx. de placas	362
Area de placa:	5.6 pie <sup>2</sup>
Medida de placa:	61.25 16.37 plg.
Conexiones:	4 plg. 0

---

Tipo	R56
Presión máx.	135 lbf/plg <sup>2</sup>
Número máx. de placas	360
Area de placa:	5.6 pie <sup>2</sup>
Medida de placa:	61.25 16.37 plg.
Conexiones:	4 plg. 0

---

Tipo	R57
Presión máx.	200 lbf/plg <sup>2</sup>
Número máx. de placas	366
Area de placa:	5.6 pie <sup>2</sup>
Medida de placa:	61.25 16.37 plg.
Conexiones:	4 plg. 0

---

Series R6

Tipo	R66
Presión máx.	100 lbf/plg <sup>2</sup>

TABLA 4.7 cont.<sup>3</sup>

Número máx. placas	427
Area de placa:	7.5 pie <sup>2</sup>
Medida de placa:	58.11 28.03 plg.
Conexiones:	8 plg. 0

---

Series R8

Tipo	R86
Presión máx.	150 lb <sub>f</sub> /plg <sup>2</sup>
Número máx. de placas	400
Area de placa:	8 pie <sup>2</sup>
Medida de placa:	68.34 21.45 plg.
Conexiones:	6 plg. 0

---

Series R10

Tipo	R106
Presión máx.	100 lb <sub>f</sub> /plg <sup>2</sup>
Número máx. de placas	427
Area de placa:	11.6 pie <sup>2</sup>
Medida de placa:	78.11 28.03 plg.
Conexiones:	8 plg. 0

---

Series R14

Tipo	R145
Presión máx.	150 lb <sub>f</sub> /plg <sup>2</sup>
Número máx. de placas	400



TABLA 4.7 cont.<sup>4</sup>

Area de placa:	14 pie <sup>2</sup>
Medida de placa:	83.54 33.42 plg.
Conexiones:	10 plg. 0

---

Series R23

Tipo	R235
Presión máx.	100 lb <sub>f</sub> /plg <sup>2</sup>
Número máx. de placas	700
Area de placa:	23.5 pie <sup>2</sup>
Medida de placa:	107.83 43.58 plg.
Conexiones:	15.35 plg. 0

---

Ref. (5).

TABLA 4.8

Tipo P20 P0 P2 P5 P13 P14 P3 (31)

Área de placa (pie <sup>2</sup> )	0.33	0.34	1.29	1.5	1.93	3.44	3.44
Número máx. de placa	175	75	250	200	318	275	400
Presión máx. (lb <sub>f</sub> /plg <sup>2</sup> )	150	240	240	150	165	240	240

Tipo P3(32) P15 P45 P25 P4 P16 P17

Área de placa (pie <sup>2</sup> )	4.8	5.7	5.91	6.56	8.07	8.71	15.27
Número máx. de placa	300	320	350	600	500	300	300
Presión máx. (lb <sub>f</sub> /plg <sup>2</sup> )	160	225	180	180	180	90	90

Ref. (5).

TABLA 4.9

Tipo	Systherm 25
Presión máx.	180 lb <sub>f</sub> /plg <sup>2</sup>
Número máx. de placas:	
IG 10	50
IG 11	385
Area de placa:	2.79 pie <sup>2</sup>
Medida de placa:	39.05 13.22 plg.

---

Tipo	Systherm 30
Presión máx.	180 lb <sub>f</sub> /plg <sup>2</sup>
Número máx. de placas:	
IG 10	50
IG 11	400
Area de placa:	3.228 pie <sup>2</sup>
Medida de placa:	40.11 16.6 plg.

---

Tipo	Systherm 45
Presión máx.	180 lb <sub>f</sub> /plg <sup>2</sup>
Número máx. de placas:	
IG 10	55
IG 11	327
Area de placa:	4.94 pie <sup>2</sup>
Medida de placa:	54.8 16.6 plg.

---

TABLA 4.9 cont.

Tipo	Systherm 50
Presión máx.	180 lbf/plg <sup>2</sup>
Número máx. de placas:	
IG 11	408
Area de placa:	5.27 pie <sup>2</sup>
Medida de placa:	47 24 plg.

---

Tipo	Systherm 80
Presión máx.	180 lbf/plg <sup>2</sup>
Número máx de placas:	
IG 11	357
Area de placa:	9.038 pie <sup>2</sup>
Medida de placa:	69.055 24 plg.

---

Tipo	Systherm 120
Presión máx.	180 lbf/plg <sup>2</sup>
Número máx de placas:	396
Area de placa:	13.02 pie <sup>2</sup>
Medida de placa:	71.33 33 plg.

---

Ref. (5).

TABLA 4.10


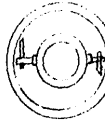
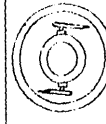
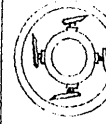

<p>Intercambia- dores de ca- lor de Super- ficie raspa- da, sistemas de hojas y tubo</p>					
	<p>Hojas concen- tricas flotan- tes.</p>	<p>Hojas concen- tricas fijas.</p>	<p>Hojas escen- tricas flotan- tes.</p>	<p>Tubo ovalado, hojas flotan- tes.</p>	
<p>Aplicaciones generales:</p>	<p>Calentamiento o enfriamien- to de alimen- tos sensibles al calor, su- cios y/o vis- cosos. Rango de temperatu- ra. a 500°F</p>	<p>Calentamiento o enfriamien- to a altas -- temperaturas. También proce- sados donde con- tacto directo de hojas está prohibido.</p>	<p>Enfriamiento de productos delicados o viscosos.</p>	<p>Enfriamiento inusual de - productos -- viscosos o - extruidos.</p>	<p>Transferencia de calor de aplicación industrial; ser- vicio extendido a 24 hr/día</p>

TABLA 4.10 cont.

Rango de visco- sidad (cp)	Hasta 100 000.	Hasta 200 000	Hasta 300 000	Hasta 1 000 000	Hasta 100 000
Flecha (RPM)	100 - 500	100 - 300	50 - 300	20 - 100	10 - 100
Rango de coefi- ciente total.	200 - 600	50 - 200	50 - 400	50 - 200	25 - 200

Ref. (8)

TABLA 4.11

OPERACION	MATERIAL	COEFICIENTE TOTAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR: (Btu hr <sup>-1</sup> pie <sup>-2</sup> °F <sup>-1</sup> )
ENFRIAMIENTO	MANTECA Y MANTEQUILLA	247
ENFRIAMIENTO	MARGARINA	308
CALENTAMIENTO	ALMIDON (FECULA)	308
ENFRIAMIENTO	ALMIDON (FECULA)	370
ESTERILIZACION	PURE DE FRUTA	405

TABLA 4.12

MATERIAL	RANGO DE COEFICIENTE TOTAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR: ( $Btu\ Hr^{-1}\ pie^{-2}\ ^{\circ}C^{-1}$ )
<i>Líquidos</i>	
<i>ligeros</i>	405 - 705
<i>Líquido</i>	
<i>viscoso</i>	150 - 405
<i>Cristalización</i>	150 - 652
<i>Sulfonación</i>	150 - 405
<i>Polimerización</i>	194 - 493



TABLA 4.13

ALIMENTO	AGUA %	CALOR ESPECTFICO	CONDUCTIVIDAD TERMICA	
		(Btu/ lb °F)	(Btu pie/ hr pie <sup>2</sup> °F)	
		Cp	T (°F)	K
<b>ACEITE:</b>				
Ajonjolí	-	0.39	-	0.101
Cacahuate	-	-	39	0.336
Harina de soya	-	-	-	0.040
Oliva	-	-	60	0.109
			212	0.094
Vegetal	75 - 90	0.47 - 0.50	-	-
<b>BEBIDAS:</b>				
Agua	-	-	68	0.339
			50	0.338
			41	0.326
			32	0.314
Cacao	-	0.44	-	-
Leche	50	-	78.8	0.19
	50	-	173.12	0.21
	80	-	80.06	0.31
	90	-	75.56	0.33
-Concentrada	4.2	0.31	68	0.322
-Condensada	-	-	172.76	0.37
-Descremada	91	0.95 - 0.96	-	-

TABLA 4.13 cont.1

ALIMENTO	AGUA %	CALOR ESPECIFICO (Btu/ lb °F)	CONDUCTIVIDAD TERMICA (Btu pie/ hr pie <sup>2</sup> °F)	
			Cp	T (°F)      K
-Entera	87.5	0.92	-	-
-Evaporada				
2.5% grasa	-	-	122	0.342
	-	-	176	0.358
2.7% grasa	-	-	-	0.306
Seca	3.5	0.23	-	-
Seca no grasa	4.2	-	102.38	0.242
CREMA:				
Agria	57-73	0.70	-	-
Endulzada	75	0.85	-	-
15% grasa	-	0.92	-	-
30% grasa	-	0.93	-	-
40% grasa	-	0.85	-	-
60% grasa	-	0.99	-	-
JUGO:				
Cereza	27.7	0.92	-	-
Fresa	30.38	0.95	-	-
Manzana	36	-	68	0.225
	36	-	176	0.252
	87.4	0.92	176	0.365

TABLA 4.13 cont.<sup>2</sup>

ALIMENTO	AGUA	CALOR ESPECIFICO	CONDUCTIVIDAD TERMICA	
	%	(Btu/ lb °F)	(Btu pie/ hr pie <sup>2</sup> °F)	
		Cp	T (°F)	K
Naranja	87.2	0.93	-	-
	-	1.1	32	1.38
Pera	-	-	68	0.275
	-	-	176	0.310
Piña	-	-	-	0.317
Uva	-	0.91	-	-
SOPA:				
Caldo	-	0.74	-	-
Chicharo	-	0.98	-	-
Col	-	0.90	-	-
Papa	-	0.94	-	-
Repollo	-	0.74	-	-

Ref. (33).

TABLA 4.14

ACEITE	GRAVEDAD	VISCOSIDAD <sup>+</sup>		VISCOSIDAD <sup>++</sup>
	ESPECIFICA	CINEMATICA		ABSOLUTA
	20°/4°C	100°F	210°F	210 °F
Almendra	0.9188	43.20	8.74	54.0
Oliva	0.9158	46.68	9.09	55.2
Semilla de algodón	0.9187	35.88	8.39	52.7
Semilla de soya	0.9228	28.49	7.60	50.1
Linasa	0.9297	26.60	7.33	49.2
Girasol	0.9207	33.31	7.68	50.3
Castor	0.9619	293.40	20.08	97.7
Coco	0.9226	29.79	6.06	45.2
Semilla de palma	0.9190	30.92	6.50	46.5
Higado de res	0.9138	32.79	7.80	50.7
Ballena refinado	0.9227	31.47	7.48	49.7

+ Viscosidad Cinemática = Centistokes

++ Viscosidad Absoluta = Centipoise

Ref. (17).

TABLA 4.15

ALIMENTO	pH
ACEITE:	
Almendra	2.85
Semilla de algodón	14.24
Semilla de soya	3.50
Linaza	3.42
Girasol	2.76
Castor	0.81
Coco	0.01
Semilla de palma	9.0
Ballena, refinado	0.73
JUGO:	
Arandano	2.3 - 2.5
Limon	2.3
Manzana	3.4 - 4.0
Naranja	3.6 - 4.3
Toronja	3.03

Ref. (17).

APENDICE 2

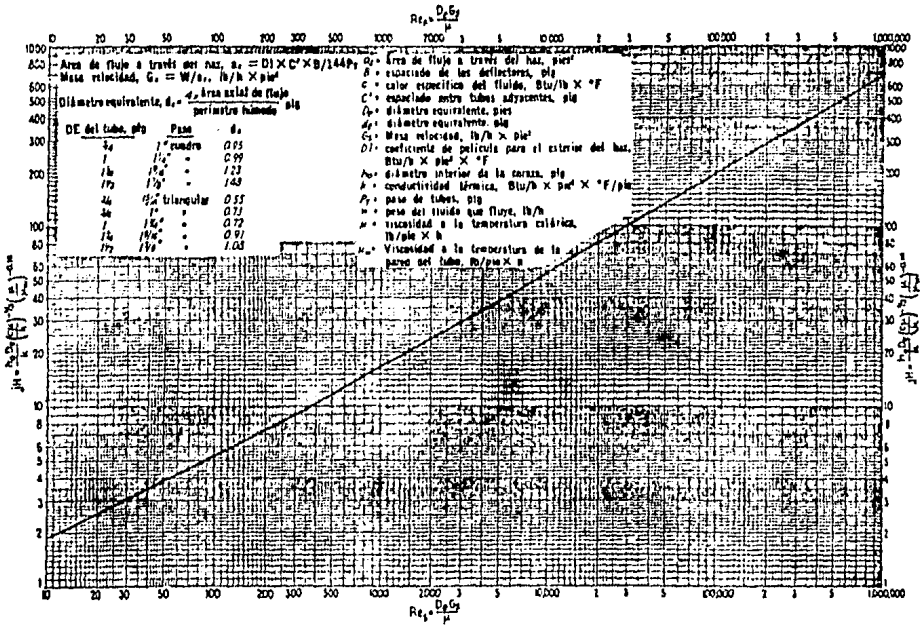


Fig. 4.2 Curva de transferencia de calor para lado de la coraza con haz de tubos con deflectores segmentados 25%

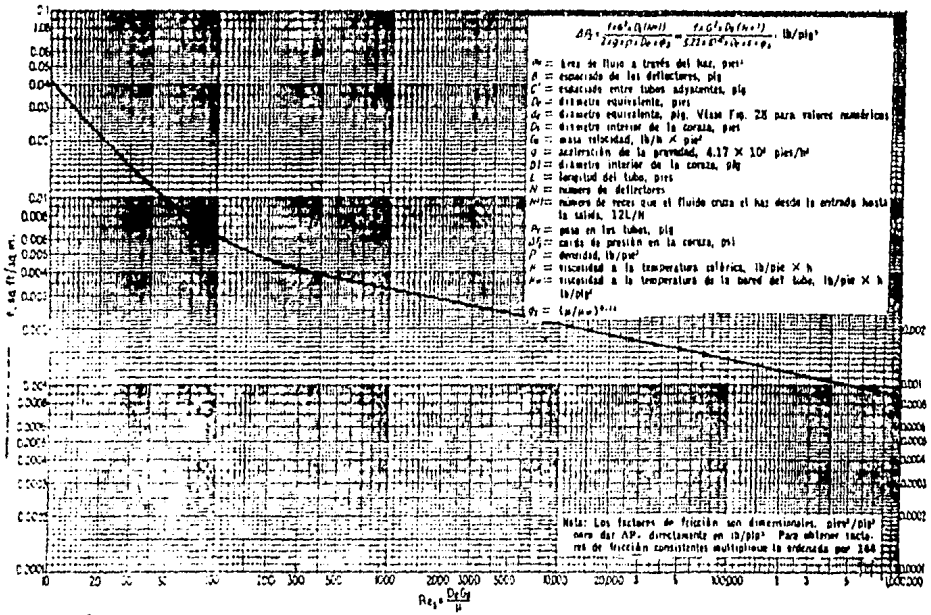
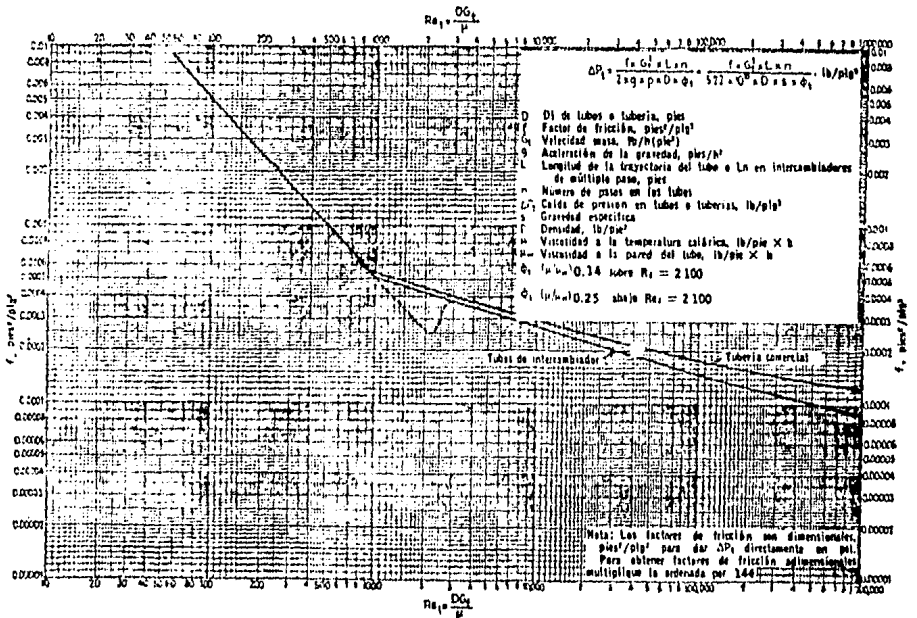


Fig. 4.3 Factores de fricción lado de la coraza, para haces de tubos con deflectores segmentados 25%



c. 4.4 Factores de fricción, para lado de tubo. (Standards Exchanger Manufacturers Association, 2a. ed., New York, 1949)



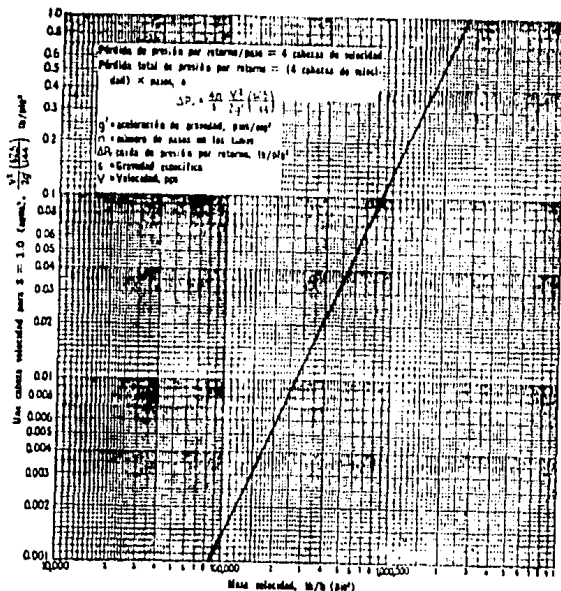


Fig. 4.5 Pérdida de presión por retorno, lado de tubos

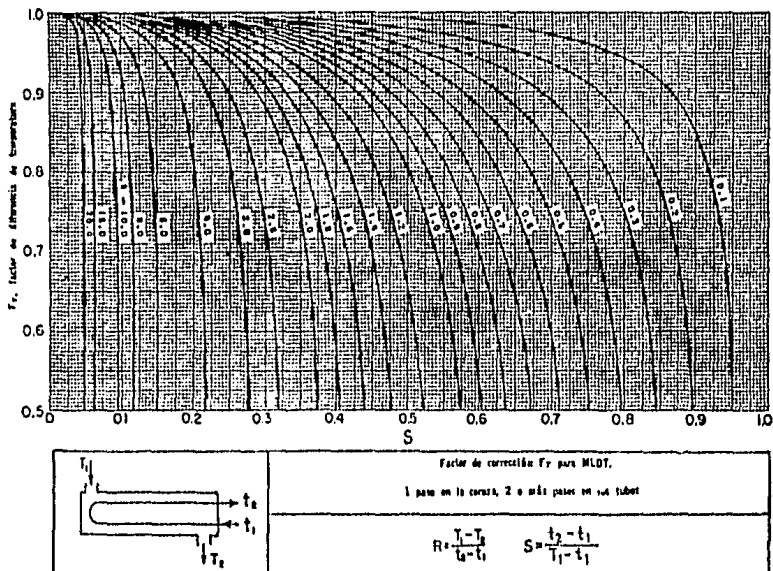
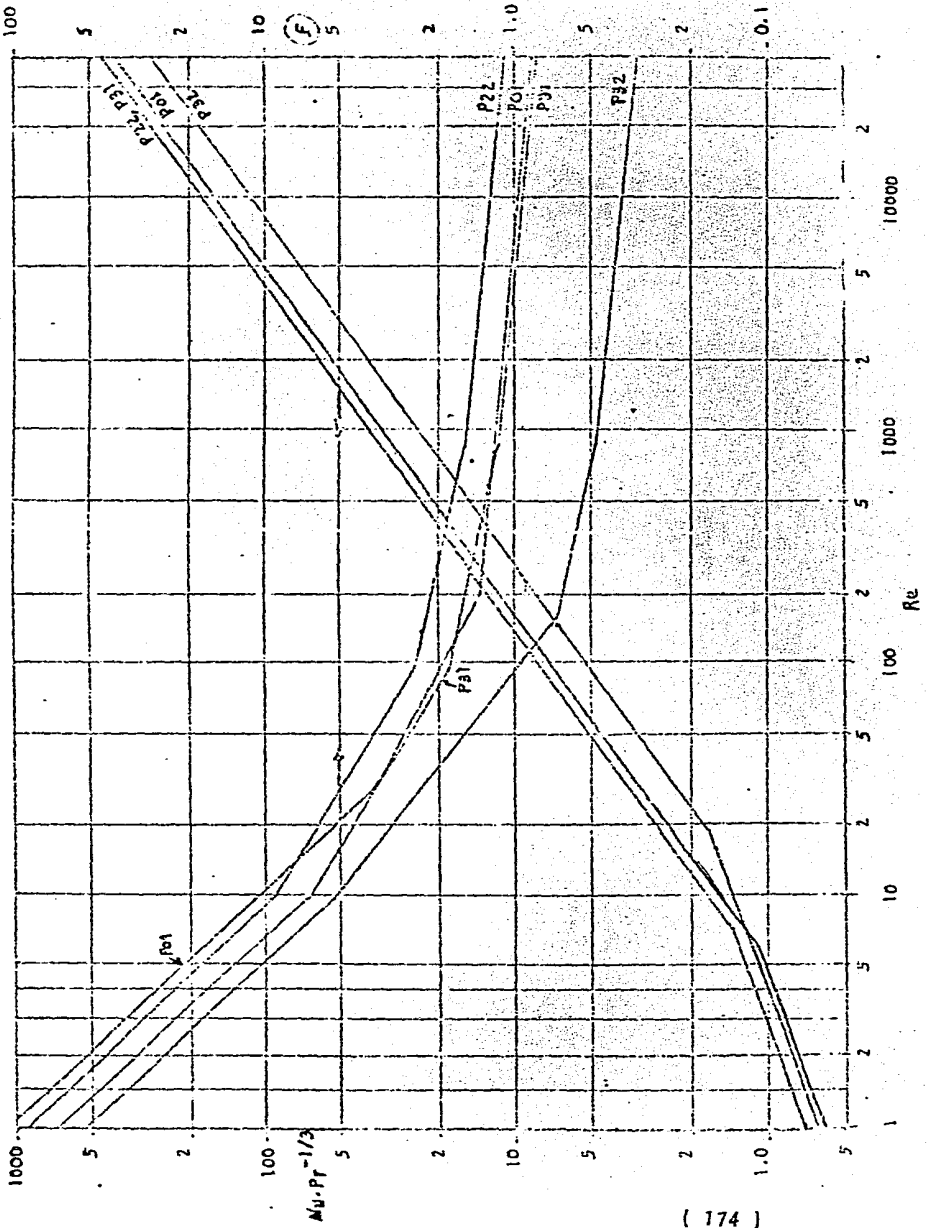


Fig. 4.6 Factores de corrección MLDT para intercambiadores 1-2. (Standards of Tubular Exchanger Manufacturers Association, 2a. ed., New York, 1940)



( 5/1 )

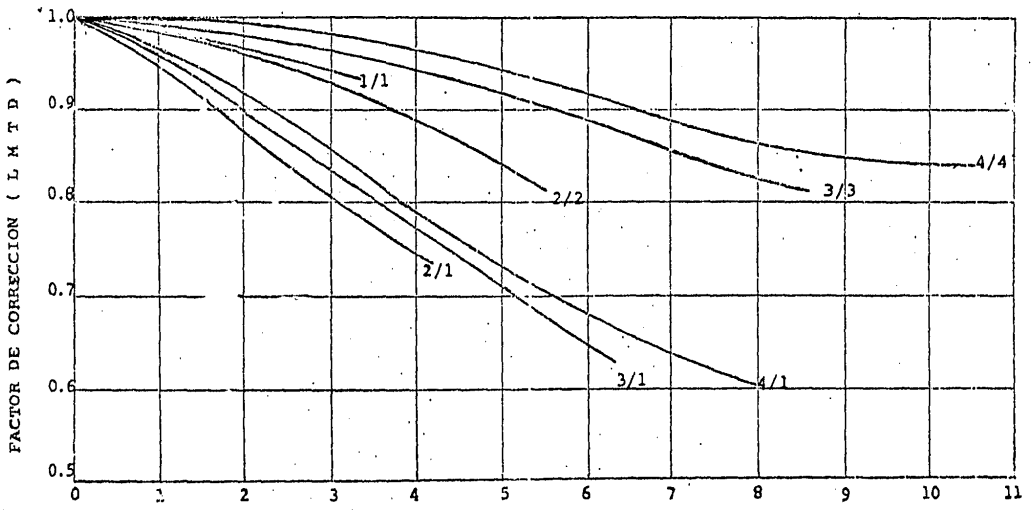


Fig.4.9 NUMERO DE UNIDADES DE TRANSFERENCIA

## B I B L I O G R A F I A

- 1 .- ALFA-LAVAL, *Publicación de la Compañía.*  
*Thermal Handbook.*  
*Suecia*
- 2 .- ALFA-LAVAL, *Publicación de la Compañía.*  
*Intercambiadores de calor de placas*
- 3 .- APV, *Publicación de la Compañía.*  
*Intercambiadores de calor de placas*
- 4 .- *Badger y Banchemo*  
*Introducción a la Ingeniería Química*  
*Editorial McGraw Hill*
- 5 .- *Becerra Ríos Héctor J.*  
*Curso: Intercambiadores de Calor de Placas*  
*1983.*
- 6 .- *Brennan, J. G. y Butters, J. R.*  
*Las operaciones de la Ingeniería de los Alimentos*  
*Editorial Acribia*
- 7 .- *Charm, Stanley E.*  
*Fundamentals of Food Engineering*  
*Editorial AVI Publishing Company Inc.*

B I B L I O G R A F I A

- 8 .- Chemetrón, Boletín V 300 Publicaco por la Compañía.  
Scraped Surface Heat Exchanger  
Votator.
- 9 .- Desrosier, Norman W.  
Elements of Food Technology  
AVI Publishing Company
- 10.- Earle, R. L.  
Unit Operations in Food Processing  
Pergamon Press
- 11.- Eckert, E.R.G.  
Analysis of Heat and Mass Transfer  
McGraw Hill
- 12.- Farral, Arthur W.  
Food Engineering Systems. Volumen 1  
The AVI Publishing Company INC.
- 13.- Foust, Alan S.  
Principios de Operaciones Unitarias  
John Wiley y Sons Inc.
- 14.- GEA, Publicación de la Compañía.  
Intercambiadores de calor de placas

## B I B L I O G R A F I A

- 15.- Gea-Ahlborn, *Publicación de la Compañía.*  
*Sistemas de Intercambiadores de Placas.*
- 16.- Granger Brown, George  
*Operaciones Básicas de La Ingeniería Química.*  
*Editorial Harln S.A.*
- 17.- Harper, John C.  
*Elements of Food Engineering*  
*The AVI Publishing Company, Inc.*
- 18.- Holman, H.P.  
*Transferencia de Calor*  
*C.E.C.S.A.*
- 19.- Kern, Donald Q.  
*Process Heat Transfer*  
*McGraw Hill International Book*
- 20.- McAdams, William H.  
*Heat Transmission*  
*McGraw Hill*
- 21.- Nickerson, John T.R.  
*Elementary Food Science*  
*AVI Publishing Company, Inc.*  
*Segunda Edición.*

## B I B L I O G R A F I A

- 22.- Perry, John H.  
*Manual del Ingeniero Químico*  
Union Tipográfica Editorial Hispano Americano.
- 23.- Potter, Norman N.  
*La Ciencia de los Alimentos*  
Edutex, S.A.
- 24.- Rivera Barroso, Jesús.  
*Estudio Corporativo de Cambiadores de Calor Convencionales*  
1974.
- 25.- Salcedo Gonzales Jorge  
*Estudio Técnico Corporativo de la Transferencia de Calor  
en las Superficies Extendidas*  
1971
- 26.- Toledo, Romeo T.  
*Fundamentals of Food Process Engineering*  
AVI Publishing Company
- 27.- Welty, James R.  
*Engineering Heat Transfer*  
Editorial John Wiley y Sons (1974)
- 28.- Boot, T.R.  
*Desing of Scraped Surface Heat Exchanger*  
*British Chemical Engineering. Mayo 1966 Volúmen 11 # 5*

## B I B L I O G R A F I A

- 29.- Cuevas, Roberto y Cheryan, Munirn  
*Heat Transfer to a Liquid Food System in a Scraped-Surface Heat Exchanger.*  
*Journal of Food Science* 1980
- 30.- Cuevas, Roberto; Cheryan, Munirn y Porter, Vernon L.  
*Performance of Scraped-Surface Heat Exchanger Under Ultra High Temperature Conditions: A Dimensional Analysis*  
*Journal of Food Science. Volúmen 47 (1982)*
- 31.- Devore, Abe; Vago, George J. y Picozzi, G.J.  
*Specifying and Selecting.*  
*Chemical Engineering. Octubre 6 1980*
- 32.- Lane, D.E.  
*Desing Trends in Plate Heat Exchanger*  
*CPE-Heat Transfer Survey. (1966)*
- 33.- Polley, S.L.; Snyder, O.P.; y Kotnour, P.  
*A Copilation of Thermal Properties of Foods*  
*The Food Technology. Noviembre 1980 Volúmen 34 # 11*
- 34.- Ramdas, V.W.Uhl; Osborne, M.W. y Ortt, J.R.  
*Heat Transfer in a Scraped Wall, Continuous Unit.*  
*Heat Transfer Engineering. Abril Junio 1980 Vol. 1 # 4*
- 35.- Rajá, K.S.N. y Chand, Jagdish.  
*Consider the Plate Heat Exchanger*  
*Chemical Engineering. Agosto 11 1980.*



## BIBLIOGRAFIA

- 36.- Skellard, A.H.P.; Oliver, D.R. y Tooke, S.  
*Heat Transfer in a watercooled Scraped-Surface Heat Exchang.*  
*British Chemical Engineering. Mayo 1962 Volúmen 7 # 5*
- 37.- Suplemento  
*Heat Transfer*  
*British Chemical Engineering Equipment. Noviembre 1966.*