



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

FACULTAD DE QUIMICA

**"ESTUDIO COMPARATIVO DE CAMBIADOS
RES DE CALOR, CONVENCIONALES
Y COMPACTOS"**

296

Tema de TESIS sustentada por:

JESUS RIVERA BARROSO

IGNACIO RAYMUNDO RUIZ OVIEDO

FERNANDO RIVERA BARROSO

para obtener licenciaturas y títulos correspondiente a la carrera de:

INGENIERIA QUIMICA



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 esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

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

TESTIG
ARCA
FECHA 1-1-74
REC. H. C. & J. A.



CON PROFUNDA HUMILDAD Y REVERENCIA
A AQUEL DE CUYA INFINITA SABIDURIA
LA CIENCIA HUMANA ES TAN SOLO UN -
DESTELLO TENUE.

A MIS PADRES POR SU EJEMPLO.
A MI ESPOSA POR SU AMOR.
A MIS HIJAS.

JESUS RIVERA BARROSO.

Considero que al llegar a este momento, se ve cristalizado un anhelo de una etapa de mi vida; anhelo que no hubiese podido alcanzar sin la ayuda de tantas personas, a las cuales agradezco profundamente.

El presente trabajo lo dedico, como una materialización de mi agradecimiento, a mis padres, a mi hermana y su familia, a mis maestros que supieron transmitirnos su experiencia y a todos mis amigos que me alentaron, especialmente a Rodrigo y María Aurora.

Un deseo profundo, que abrigo interiormente, es que este trabajo sirva, no solamente como el medio para ser profesionista legalmente, sino también para que sea una herramienta para los futuros alumnos de esta querida Facultad de Química y que la breve recopilación de conocimientos que hay en este trabajo logre contribuir al progreso de nuestro querido México.

Ignacio Raymundo Ruiz Oviedo.

Gracias a Dios, por la Vida.

Gracias a mi Padre por su Ejemplo.

Gracias a mi Madre por su Amor.

Gracias a mi Esposa por su Amor, ayuda e impulso.

Con Amor a mis hijas para su Ejemplo.

Con Amor a mis hermanos para alentarles.

Con Agradecimiento a la Universidad Nacional Autónoma
de México como una pequeña aportación al avance tec-
nológico de México.

Fernando Rivera Barroso

"ESTUDIO COMPARATIVO DE CAMBIADORES DE CALOR,
CONVENCIONALES Y COMPACTOS"

CAPITULO I.- Conceptos básicos en la
Transferencia de Calor.

Fernando Rivera Barroso.

CAPITULO II.- Cambiadores de Calor Indirectos

Ignacio Raymundo Ruíz Oviedo.

CAPITULO III.- Análisis Comparativo

Jesús Rivera Barroso.

J U R A D O

Presidente: ING. QUIM. ENRIQUE GARCIA LOPEZ.

V o c a l: ING. QUIM. LEOPOLDO RODRIGUEZ SANCHEZ.

Secretario: ING. QUIM. FRANCISCO GUERRA RECASENS.

1er. Suplente: ING. QUIM. ROBERTO ANDRADE CRUZ.

2do. Suplente: ING. QUIM. ANTONIO FRIAS MENDOZA.

Sitio donde se desarrolló el tema: BIBLIOTECA DE LA FACULTAD DE QUIMICA,
U. N. A. M.

CAPITULO I.- Conceptos básicos en la Transferencia de Calor.

- A. Conceptos de energía.
- B. Conceptos básicos de la transferencia de calor.
 - a) Temperatura.
 - b) Calor.
 - c) Capacidad calorífica, calor específico.
 - d) Caloría y BTU.
- C. Concepto de transferencia de calor.
 - a) Transferencia.
 - b) Gradiente.
 - c) Ecuación general del transporte molecular.
 - d) Estado estacionario.
 - e) Transporte de calor.
 - f) Formas de transferencia de calor.
 - a' Conducción y conductividad.
 - b' Convección y viscosidad.
 - c' Radiación.
- D. Ley de Fourier.
 - a) Enunciado.
 - b) Coeficiente total de transferencia de calor.
 - a' Resistencia.
 - b' Conductividad.

- c' Coeficiente de película.
 - d' Ensuciamiento.
 - c) Superficie de transferencia.
 - d) Temperatura media logarítmica.
- E. Factores diversos que influyen en la transferencia térmica.
- a) Datos del proceso.
 - b) Variables de diseño.
 - c) Propiedades físicas.
 - d) Propiedades químicas.
 - e) Materiales de construcción.
 - a' Conductividad.
 - b' Corrosión.
- F. Algunos aspectos teóricos sobre cambiadores de calor y su funcionamiento.
- a) θ y J
 - b) Factor Fanning.
 - c) El proceso de intercambio de calor.
 - a' Balance térmico.
 - b' Límites teóricos de funcionamiento.
 - c' Arreglo de flujo
 - d' Temperaturas finales.
 - e' Eficiencias.
 - f' Diferencia de temperaturas y capacidad.

g' Area de transferencia requerida.

h' θ y J

i' Caída de presión, velocidad y flujo específico.

j' J, comparación de funcionamientos.

k' J, costos de operación mínimos.

d) Teoría de intercambio térmico dentro del cambiador de calor.

a' Conducción.

b' Coeficiente de película.

c' Flujo laminar y turbulento.

d' Número de Nusselt.

e' Número de Reynolds.

f' Correlaciones adimensionales.

g' Número de Prandtl.

h' Número de Stanton.

i' Analogía de Colburns.

j' Relación entre distribución de velocidad y temperatura.

k' Factor j de Colburn para transmisión de calor.

l' Temperatura de referencia para datos físicos.

m' Diámetro hidráulico.

n' Correlaciones generales en la transferencia de calor para tubos y pasajes planos.

o' Transición de flujo laminar a turbulento.

p' Correlaciones para pasajes diferentes a tubos.

- u' Efecto de pasajes contorsionados.
- e) Análisis de la influencia de ciertas variables cuando se dan otras.
 - a' Influencia de la velocidad y del diámetro hidráulico.
 - b' Influencia de la caída de presión y del diseño del pasaje sobre la superficie de transmisión.
- f) Condensación y ebullición sobre un lado.
 - a' Líquidos viscosos y flujo laminar.
 - b' Cambios que influyen en un lado separadamente.
 - c' Separación de las influencias relativas.
 - d' Relación entre longitud de pasaje y datos de funcionamiento.
 - e' Caída de presión específica y velocidad de flujo.
 - f' Significado de J , como velocidad generalizada.

CAPITULO II.- Cambiadores de Calor Indirectos.

- A. Cambiadores de Coraza y Tubos.
- B. Cambiadores de Calor Compacto.
 - a) Cambiador de Placas
 - b) Cambiador de tipo Espiral
 - c) Cambiador de tipo Lamella
- C. Otros tipos

CAPITULO III.- Análisis Comparativo

A. Rangos de Operación.

- a) Presión.
- b) Temperatura.
- c) Capacidad flujo.

B. Selección de Cambiadores de Calor.

a) Tipo y fase de los fluídos

- a' Líquido no viscoso a líquido no viscoso.
- b' Líquido no viscoso a vapor.
- c' Líquido viscoso a agua o vapor.
- d' Líquido viscoso a líquido viscoso.
- e' Líquidos sensibles al calor. Temperatura de pared restringida.
- f' Enfriamiento y calentamiento de aire.
- g' Condensación de gas en aplicaciones criogénicas.
- h' Condensación de vapores.
- i' Gas (aire) a gas (aire)
- j' Condensación de mezclas vapor-gas
- k' Cambiadores de Calor para torres de destilación y de agotamiento.

l' Enfriamiento de agua.

m' Aplicaciones en altas temperaturas.

b) Materiales de construcción.

c) Aspectos generales de funcionamiento y eficiencia.

d) Aspectos de mantenimiento.

a') Ensuciamiento.

b') Inspección, limpieza y reparación.

c') Flexibilidad

C. Algunas consideraciones económica.

a) Costo inicial.

b) Costo de operación.

c) Costo de mantenimiento.

D. Aplicaciones destacadas.

a) Cambiadores compactos de Placas.

b) Cambiadores compactos Tipo Espiral.

c) Cambiadores Compactos de Lamellas.

E. Tesis Final.

INTRODUCCION

Consideramos que la transferencia de calor es uno de los problemas más frecuentes e interesantes a que debe enfrentarse el Ingeniero Químico. De la adecuada selección del equipo con que realiza esta transferencia, se desprende una mayor eficiencia en los procesos de transferencia térmica, en última instancia, en un beneficio económico para las empresas.

Los equipos utilizados comunmente para efectuar la transferencia de calor son denominados en la industria: Cambiadores de Calor. Conociendo la bastísima variedad de Cambiadores de Calor existente, deseamos circunscribir el presente trabajo a la presentación de las características y rangos de operación de tres tipos de Cambiadores de Calor de los llamados Compactos; a saber, Espirales, de Placas y Lamellas; así como los cambiadores tradicionalmente designados con el nombre de tubulares.

Pretendemos hacer una exposición comparativa entre estas variedades buscando dar criterios para la selección más adecuada de un Cambiador de Calor.

Cabe hacer una nota aclaratoria con referencia a la nomenclatura que se usará en este trabajo. Deseamos utilizar intencionalmente

dos notaciones diversas en forma indistinta: la seguida por la TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association) y la usada habitualmente en Europa. Con esto queremos recalcar la importancia que tiene para el estudiante y el Ingeniero poder utilizar ambas unidades. En la tabla 2 de la página 18 se establece la equivalencia entre ambos sistemas.

CAPITULO I.- CONCEPTOS BASICOS EN LA TRANSFERENCIA DE CALOR.

No siendo el objetivo específico propuesto, el estudio teórico de la transferencia de calor, nos limitamos a recordar, para tener presentes, los conceptos fundamentales que sustentan la transferencia calorífica; lo hacemos así por considerarlo útil para el abordaje de nuestro tema particular.

A. Conceptos de Energía.

Las propiedades de un objeto en movimiento difieren de las que manifiesta en reposo. La diferencia estriba en los movimientos de los cuerpos y en la capacidad de los objetos en movimiento - para producir Trabajo, el cual se define como "la acción de una fuerza motriz a través de una distancia". Igualmente, las propiedades de una barra de metal al rojo son diferentes, que cuando está fría. La barra al rojo afecta a los ojos y al tacto de forma muy diferente que la barra fría. Ambos casos son manifestaciones de energía.

Energía es: "la medida de la capacidad para realizar trabajo".

La estrecha relación entre energía y trabajo se manifiesta al observar la forma unívoca con que ambos conceptos utilizan las mismas unidades para definirse: ergs en el sistema cgs y Joules en el MKS.

Bajo la clasificación de Energía Potencial se incluyen, "todas las formas no asociadas con el movimiento puro que resultan de la posición y arreglo de la materia". La energía que posee un cuerpo elevado, un resorte comprimido, una batería cargada, un tanque de gasolina, es energía potencial. Igualmente, un átomo contiene energía potencial como resultado de las fuerzas de atracción y repulsión entre las partículas subatómicas. La energía potencial puede ser diferenciada en Energía Potencial Externa, la cual es inherente a la materia como un resultado de su posición relativa a la tierra; y en Energía Potencial Interna, la cual reside en la estructura de la materia.

En contraste, la energía asociada con el movimiento es denominada Energía Cinética. La energía representada por el flujo de un río, la rotación de un molino es energía cinética. Asimismo, las moléculas individuales poseen energía cinética en virtud de sus movimientos de traslación, rotación y vibración. Como la energía potencial, la cinética se subclasifica en Energía Cinética Interna siendo aquella asociada con la estructura molecular y atómica; y en Energía Cinética Externa, la cual es la asociada con el movimiento externo.

Como se ve, la energía interna de una sustancia depende solamente de su estado, esto es, de su temperatura, presión, volumen, forma cristalina, etc.

Además de las formas de energía asociadas con la composición, posición o movimiento de la materia, la energía existe en forma de electricidad, magnetismo y radiación, las cuales están asociadas con los fenómenos electrónicos.

La ciencia que estudia las transformaciones de la energía de una forma a otra se denomina Termodinámica. Los primeros estudios de las transformaciones de la energía condujeron a establecer que, a pesar de que la energía se transforma de una forma u otra, nunca se destruye y que la energía total del Universo es constante. Este principio de la conservación de la energía se denomina La Primera Ley de la Termodinámica.

B. Conceptos Básicos de la Transferencia de Calor.

La energía puede ser transferida no sólo de una forma a otra, sino también de un agregado de materia a otro sin cambio de forma. La transformación de la energía de una forma a otra o la transferencia de energía de un cuerpo a otro requiere siempre de la influencia de una Fuerza Directora. Más abajo se describe esta fuerza. Como un ejemplo previo diremos: si un metal caliente es colocado en contacto con uno frío, el primero es enfriado y el segundo se calienta, hasta alcanzar un equilibrio.

La "fuerza directora o vector directriz que produce una transferencia de energía interna" se denomina: Temperatura; y "la forma de energía que se

transfiere de un cuerpo a otro, como resultado de una diferencia en temperaturas" es llamada: Calor.

- a) El concepto de "Temperatura" es sugerido por nuestras percepciones sensoriales; podemos determinar si dos sistemas se encuentran a la misma temperatura poniéndolos en contacto, y observando si ocurren cambios mensurables en las propiedades de ambos sistemas. Si no ocurren cambios, están a la misma temperatura.
- b) El concepto de "calor" es así, "una indicación de la energía interna de la materia".
- c) En sentido general la "capacidad calorífica" se define como la cantidad de calor requerida para incrementar la temperatura de una sustancia en un grado. "Calor específico" es: "la relación de la capacidad calorífica de una sustancia y la capacidad calorífica de una masa igual de agua".

El calor específico es una propiedad, característica de la sustancia e independiente del sistema de unidades, pero dependiente de las temperaturas del agua de referencia y de la sustancia.

Generalmente se elige como referencia, agua a 15°.

Aunque los calores específicos varían generalmente con la temperatura, existen factores de mayor importancia. Para todas las sustancias, y especialmente para los gases, la cantidad de calor neces

saría para elevar la temperatura en una magnitud dada depende de la posibilidad de variación, o sea de la presión y el volúmen; se utilizan comunmente, por tanto, dos formas de calor específico, se obtiene una de ellas manteniendo constante el volúmen y dejando aumentar la presión, y la otra manteniendo constante la presión y permitiendo que aumente el volúmen cuando se eleva la temperatura. Los valores así obtenidos son los calores específicos a volúmen constante (C_v) o a presión constante (C_p), respectivamente.

d) Caloría y B.T.U. La cantidad de calor indicada arriba, definiendo el calor específico, se expresa en calorías; siendo la caloría a 15° , la cantidad necesaria para calentar 1g. de agua de 14.5° a 15.5° . Debido a que las medidas calorimétricas se normalizan usualmente con referencia a una magnitud, expresada en Julios Internacionales, (obtenida por el paso de una cantidad conocida de electricidad a través de una resistencia), el U.S. Bureau of Standards recomienda que se defina la caloría como el equivalente calorífico de 4,1833 Julios Internacionales, esto es 4,1841 Julios absolutos. La caloría así definida difiere ligeramente de la caloría a 15° patrón; corresponde con más aproximación al calor específico del agua a 17°C .

La caloría gramo media fue definida como 1/100 de la energía requerida para calentar un gramo de agua de 0 a 100°C a una atmósfera. Debido a que la caloría gramo es una unidad muy pequeña, es conveniente usar una unidad 1000 veces mayor: el kilocaloría.

Por otra parte, la energía requerida para calentar una libra de agua en un rango de 1°F se denomina BTU (British Thermal Unit). Debido al variable calor específico del agua fue necesario con esta unidad, como con la caloría-gramo, especificar la temperatura del agua a usar. El BTU a 60°F y el valor medio de BTU entre 32 y 212°F han sido comunes, en ambos casos referidos a 1 atmósfera de presión.

En la actualidad hay dos calorías-gramo "definidas" y en uso amplio, la caloría-gramo termoquímica del United States National Bureau of Standards y la llamada caloría-gramo de vapor, también conocida como caloría-gramo I.T. pues fue definida en 1929 por la International Steam Table Conference.

C. Concepto de Transferencia de Calor.

- a) Transferencia: El concepto de transferencia indica el paso, la transición de un objeto que sufre un desplazamiento.
- b) Gradiente: El fenómeno de transferencia ocurre en la naturaleza causado por la presencia de un Gradiente; en esta palabra se

encierra el concepto de "una fuerza operativa productora del desplazamiento observado en la transferencia".

Así encontramos que en la caída de los cuerpos el fenómeno de transferencia es causado por un gradiente denominado fuerza de gravedad.

En la disolución de un compuesto en un solvente la transferencia se observa como efecto de un gradiente denominado concentración. Como éstos, muchos más ejemplos se podrían citar, todos ellos ilustrativos del concepto de gradiente que nos indica una diferencia de potencial entre dos puntos. La naturaleza busca igualar los potenciales existentes entre dos puntos cualesquiera. En el estudio de la electricidad se nos ha hecho costumbre hablar de voltaje, indicando con ello diferencia de potencial que provoca el flujo de corriente.

Lo anterior es claramente aplicable al fenómeno físico de la transferencia de calor. Cuando dos puntos de un sistema observan diferente temperatura se establece entre ellos un potencial térmico que produce el gradiente, causa éste de la transmisión de energía calorífica. Nuevamente ante el fenómeno natural igualativo de potenciales.

Así pues la diferencia de temperaturas, es el gradiente que produce

ce la transferencia, o intercambio térmico, que busca igualar la energía contenida en dos puntos de un sistema transmitiendo "calor".

c) Ecuación General del Transporte Molecular. La ecuación general del transporte molecular puede ser derivada usando un modelo físico simple de gas. A pesar de que la ecuación resultante es aplicable estrictamente solo al modelo del gas, puede ser extendida a gases reales, líquidos y sólidos.

Simplificando la Teoría Cinética de los gases podría postularse el siguiente modelo:

- 1.- El gas estaría constituido por moléculas cada una de las cuales es una esfera perfecta de diámetro σ .
- 2.- No existirían fuerzas de atracción o repulsión entre las moléculas del gas.
- 3.- El volúmen real de las moléculas es despreciable comparándolo con el volúmen entre ellas.
- 4.- Todas las colisiones moleculares serían perfectamente elásticas.
- 5.- Las moléculas se mueven al azar con una velocidad media \bar{c} .
- 6.- Cada molécula se moverá una distancia l entre colisiones. La distancia es llamada trayectoria libre media.
- 7.- El tiempo requerido por una molécula para recorrer el camino libre medio es el tiempo medio de colisión.

Es decir. $\theta = \frac{l}{\bar{c}}$

8.- El número de moléculas es suficientemente grande para que se puedan utilizar los valores promedios para describir el conjunto total.

Esto es una descripción muy idealizada de un gas. Las moléculas de un gas real no son esféricas, y de aquí que puedan existir grandes fuerzas de atracción o repulsión entre ellas. Además, las moléculas se moverán a diferentes velocidades recorriendo diversas distancias entre colisiones. Un tratado más riguroso de un gas real implica conceptos de física y matemáticas que rebasaría la finalidad de este trabajo. Un tratado de ese tipo se puede encontrar en libros de Teoría Cinética, como son los indicados en la bibliografía.

Nuestra deducción considerará a las moléculas de un gas ocupando el volúmen ilustrado en la Fig. 1. Dado que las moléculas se mueven al azar, llevarán todas las direcciones posibles. Para simplificar la situación, la deducción considerará que las moléculas se mueven en direcciones paralelas a los ejes de las coordenadas X, Y, y Z. De esta manera, en un momento, un sexto del número total de moléculas se moverá en el sentido positivo de las X, un sexto en el negativo, un sexto en el sentido positivo de las Y, y otro sexto en el negativo, igualmente para el eje Z. Nuestra atención se enfocará sobre las moléculas que se mueven en el eje de las X. Se tienen tres planos espaciados por la distancia l , y cada uno tiene un área

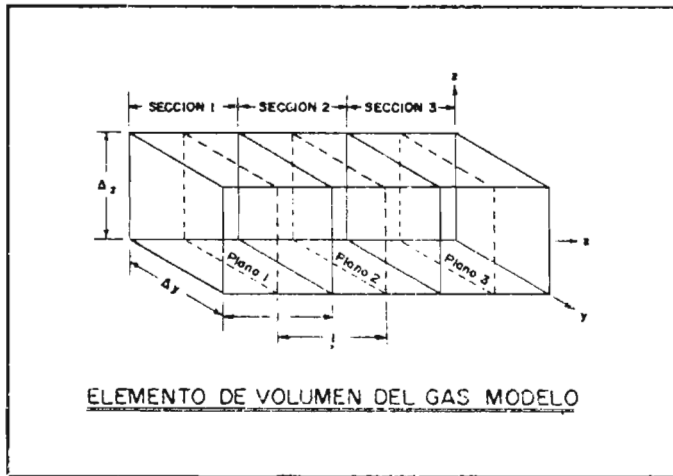


Fig. 1

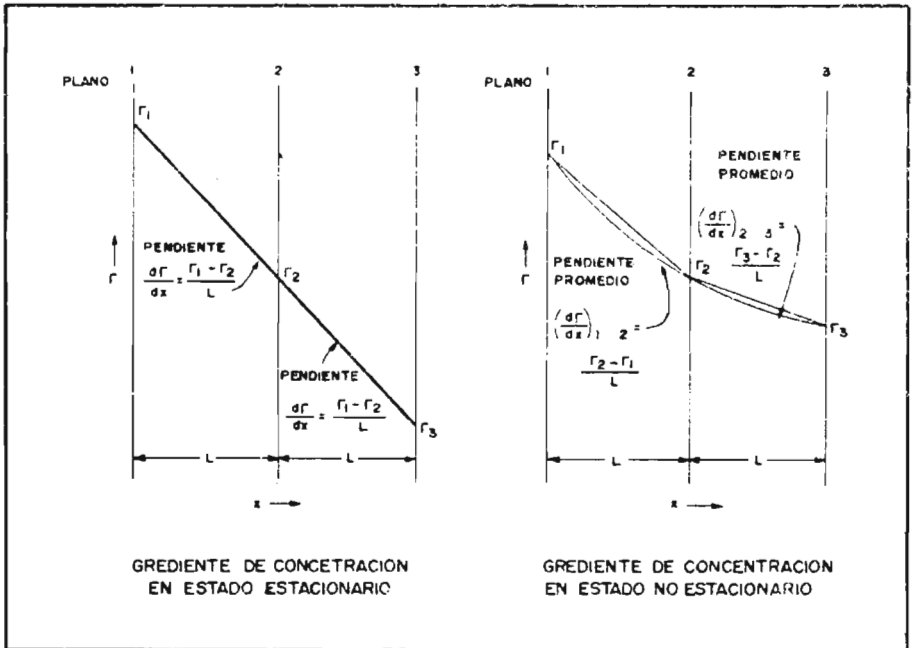


Fig. 2

Cada plano puede considerarse como el punto medio de un volúmen de gas de ancho l , como se ilustra en la Fig. 1. Todas las propiedades del gas son uniformes en cada sección.

Grupos pequeños de moléculas tendrán ciertas propiedades asociadas con ellas. Por ejemplo, en la transferencia de masa, algunas moléculas serán del gas a y otras del gas b. En la transferencia de calor las energías térmicas de las moléculas son diferentes, y en la transferencia de momento este variará en las moléculas. Cada molécula puede considerarse poseedora de una cierta concentración de las propiedades transferibles.

Γ = Concentración de la propiedad a transferir, en dimensiones de cantidad de la propiedad a transferir por volúmen unitario de gas.

Cada sección del gas tendrá una concentración de la propiedad a transferir que variará durante el transporte. Dado que la concentración dentro de cada sección se considera uniforme, la concentración promedio de una sección es igual a la concentración en el plano al centro de cada sección. Por lo tanto, es posible considerar el transporte de sección a sección como equivalente al transporte de plano a plano. La concentración del plano 2 se puede relacionar a la del plano 1 por:

$$\Gamma_1 = \Gamma_2 + \frac{d\Gamma}{dx}(-l) \quad 1$$

donde $d\Gamma/dx$ es el incremento en concentración con la distancia en la dirección positiva de X, y $(-l)$ es la distancia del plano 2 al plano 1.

Similarmente
$$\Gamma_3 = \Gamma_2 + \frac{d\Gamma}{dx}(-l) \quad 2$$

El gradiente de concentración se muestra esquemáticamente en la Fig. 2. Se considera que el gradiente es constante en un elemento de volúmen.

En un tiempo $\bar{\theta}$, un sexto de las moléculas localizadas en la sección adenaña al plano 3 se moverán una distancia l para ocupar exactamente el mismo volúmen en la sección del plano 2. De forma similar, un sexto de las moléculas en la sección 1 se desplazarán a la derecha hacia la sección 2, un sexto de las moléculas en la sección 2, se moverá hacia la izquierda para entrar a la sección 1. Si las moléculas se desplazan, la propiedad asociada a ellas también se desplazará.

La cantidad de la propiedad en la sección 1 es igual a la concentración multiplicada por el volúmen de la sección, es decir:

$$\Gamma_1 \Delta y \Delta z l$$

Lo mismo se dice para las secciones 2 y 3. El flujo ψ de la propiedad transferida puede definirse como la rapidez de transporte de la propiedad por unidad de área. Dado que $\bar{\theta}$ es el tiempo que toma transferir un sexto de la propiedad $\Gamma_1 \Delta y \Delta z l$ del plano 1 al 2, el flujo es:

$$\psi_{1 \rightarrow 2} = \frac{\frac{1}{6} \Gamma_1 \Delta y \Delta z l}{\bar{\theta} \Delta y \Delta z} = \frac{\Gamma_1 l}{6 \bar{\theta}} \quad 3$$

Este flujo de la propiedad de 1 a 2 tiene dimensiones de cantidad de propiedad transferida por unidad de tiempo y unidad de área de transporte.

Similarmente:
$$\psi_{3 \rightarrow 2} = \frac{-\Gamma_1}{\delta \theta} \quad 4$$

el signo menos se debe a que el flujo positivo siempre se define como tal si el movimiento lleva la dirección positiva de las X.

Los dos flujos que salen del plano 2 son:

$$\psi_{2 \rightarrow 1} = \frac{-\Gamma_2}{\delta \theta} \quad 5 \quad \psi_{2 \rightarrow 3} = \frac{|\Gamma_2|}{\delta \theta} \quad 6$$

El Flujo Neto en la dirección positiva de las X entre los planos 1 y 2 se define como la diferencia entre el flujo en la dirección negativa y la positiva de las X.

$$\psi_{net \ 1 \rightarrow 2} = \psi_{1 \rightarrow 2} + \psi_{2 \rightarrow 1} = \frac{1}{\delta \theta} [\Gamma_1 - \Gamma_2] \quad 7$$

Si sustituímos Γ_1 obtenemos:

$$\psi_{net \ 1 \rightarrow 2} = \frac{1}{\delta \theta} \left[\Gamma_2 + \frac{d\Gamma}{dx} (-1) - \Gamma_2 \right] = - \frac{l^2}{\delta \theta} \frac{d\Gamma}{dx} \quad 8$$

Lo mismo para el flujo neto entre los planos 2 y 3:

$$\psi_{net \ 2 \rightarrow 3} = - \frac{l^2}{\delta \theta} \frac{d\Gamma}{dx} \quad 9$$

De esta forma, el flujo en la sección 2 es el mismo que el flujo fuera de la sección, y se establece un estado estacionario. El gra

diente de concentración $\frac{d\Gamma}{dx}$ se tomó igual en ambos lados del plano 2 al escribir las ecuaciones 1 y 2. Así se muestra en la Fig. 2 a.

d) Esta Estacionario. Un gradiente de concentración constante es una condición necesaria para el estado estacionario. Estado Estacionario significa que, "no hay acumulación de la propiedad con el tiempo", o que el flujo dentro del plano 2 es igual al flujo fuera, como se muestra en las ecuaciones 8 y 9. Un balance de la propiedad muestra que la acumulación dentro de cualquier sección es:

$$\begin{aligned}
 & \text{Velocidad de acumulación} \\
 & = \text{velocidad de entrada} - \text{velocidad de salida} \\
 & = \psi_{\text{net1} \rightarrow 2} - \psi_{\text{net2} \rightarrow 3} \\
 & = 0 \text{ para el estado estacionario.} \qquad 10
 \end{aligned}$$

Por otro lado, si el gradiente de concentración no es constante, como se muestra en la Fig. 2b, la acumulación no es cero, y existirá un estado no-estacionario. Para el caso real que acontece en un Cambiador de Calor encontramos el caso del Estado Estacionario.

Dado que el flujo es constante en el Estado Estacionario, las ecuaciones 8 y 9 son aplicables a cualquier valor x .

$$\psi_{\text{neto}} = - \frac{l^2}{6\theta} \frac{d\Gamma}{dx} \qquad 11$$

como $l = \bar{c} \bar{\theta}$ la ecuación 11 queda:

$$\psi_{\text{neto}} = - \frac{l\bar{c}}{6} \frac{d\Gamma}{dx} \qquad 12$$

La ecuación 12 es el resultado final de la derivación. Relaciona la velocidad de transporte por unidad de área a la concentración de gra

diente. $-\frac{d\Gamma}{dx}$ La constante de proporcionalidad es igual a un sexto del producto de la velocidad media y la distancia libre media de las moléculas.

Si el gradiente es negativo, como se muestra en la Fig. 2-3, el flujo será positivo en la dirección X ya que hay un signo de menos en la ecuación 12. El resultado de esta derivación es completamente general para cualquier transporte dependiente del movimiento molecular azaroso.

e) Transporte de Calor Para el caso particular del transporte de calor se usará la siguiente notación:

TABLA 1

NOTACION PARA TRANSPORTE DE CALOR

	Notación General para el gas modelo.	Transporte de energía térmica.	Unidades
Flujo de propiedad Transferida	v_{neto}	q/A	$\frac{\text{Calor}}{\text{Tiempo Area}}$
Concentración de propiedad Transferente.	Γ	$\rho C_p T$	$\frac{\text{Calor}}{\text{Volumen}}$
Constante de proporcionalidad, la difusividad.	$\frac{1}{6} l \bar{c}$	$\alpha = \frac{k}{\rho C_p}$	$\frac{\text{Area}}{\text{Tiempo}}$

En el desarrollo de este trabajo se usarán 2 notaciones diferentes, una será la habitualmente empleada por la TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association) y la otra la usada en la tecnología europea: sus equivalencias son las observada en la tabla 2.

TABLA 2

T E M A			E U R O P E A	
Notación	Unidades	Descripción	Notación	Unidades
q	BTU/hr	Rapidez de transporte de Energía Térmica.	ϕ	Kcal/hr
A	ft ²	Area de Transporte.	A	m ²
ρ	lb/ft ³	Densidad	ρ	kg/m ³
C _p	BTU/lb°F	Capacidad calorífica.	C _p	Kcal/kg, °C
T	°F	Temperatura	T	°C
k	BTU/h ft ² (°F/ft)	Conductividad Térmica.	λ	Kcal/hr m ² (°C/m)
α	ft ² /hr	Difusividad Térmica.	α	m ² /h

Si las moléculas en una región de un gas poseen una mayor energía térmica que las de sus alrededores, parte de esa energía térmica será transportada por movimiento molecular azaroso de la región de mayor energía a la de menor. Como se vió antes esa energía térmica

involucrada en el proceso de transferencia es llamada "calor".

Dijimos también que, la medida de la energía térmica en un sistema de fase simple es su temperatura. Cuanto mayor sea la temperatura de un sistema mayor será la concentración de la energía térmica. De aquí, que el calor será transportado de la región de más temperatura a la región de menor temperatura. Puede considerarse que existe un gradiente de temperatura constante a través del elemento de volumen del modelo de gas dibujado en la Fig. 1.

La concentración de la energía térmica en cada sección del gas es igual a $\rho C_p T$, donde ρ es la densidad, C_p es el calor específico, y T es la temperatura del gas. Esta expresión es una medida relativa del contenido de energía térmica cero a $T = 0^\circ\text{R}$ ó $T = 0^\circ\text{F}$. Dado que T aparece generalmente como una diferencia o una diferencial, el dato arbitrario se cancela.

La concentración de energía térmica en el plano 1 (o en la sección 1) es $\rho C_p T_1$, similarmente se tiene $\rho C_p T_2$ y $\rho C_p T_3$. La distancia media libre y la velocidad media de las moléculas varía con la temperatura. En este caso un valor promedio constante apropiado de l y \bar{c} será considerado. Si el gradiente de concentración térmica es constante en la dirección X , como se ve en

la Fig. 2, la concentración de las secciones puede ser interrelacionadas.

$$(\rho C_p T)_1 = (\rho C_p T)_2 + \frac{q(\rho C_p T)}{dx} (-1) \quad 13$$

$$(\rho C_p T)_3 = (\rho C_p T)_2 + \frac{d(\rho C_p T)}{dx} (+1) \quad 14$$

El flujo de calor es escrito como $\frac{q}{A}$, donde q es la velocidad de transporte de la energía térmica BTU/hr ó Cal/hr y A es el área de transporte. Siguiendo un proceso igual al usado para derivar la ecuación 3, el flujo de calor de la sección 1 a la sección 2 es.

$$\left(\frac{q}{A}\right)_{1 \rightarrow 2} = \frac{1}{\delta} \frac{(\rho C_p T)_1 \Delta y \Delta z}{\Delta y \Delta z} = \frac{(\rho C_p T)_1}{\delta \theta} \quad 15$$

el flujo de calor del plano 3 al 2 es:

$$\left(\frac{q}{A}\right)_{3 \rightarrow 2} = \frac{-(\rho C_p T)_3}{\delta \theta} \quad 16$$

$$\left(\frac{q}{A}\right)_{2 \rightarrow 1} = \frac{-(\rho C_p T)_2}{\delta \theta} \quad 17$$

$$\left(\frac{q}{A}\right)_{2 \rightarrow 3} = \frac{(\rho C_p T)_2}{\delta \theta} \quad 18$$

El flujo neto en la dirección positiva de las X entre los planos 1 y 2 es igual a la suma de las ecuaciones 15 y 17.

$$\left(\frac{q}{A}\right)_{\text{net } 1 \rightarrow 2} = \frac{1}{\delta \theta} [(\rho C_p T)_1 - (\rho C_p T)_2] \quad 19$$

sustituyendo la ecuación 13 dentro de la 19 se obtiene:

$$\left(\frac{q}{A}\right)_{\text{net } 1 \rightarrow 2} = -\frac{l^2}{6\beta} \frac{d(\rho C_p T)}{dx} = -\frac{1}{6} l \bar{c} \frac{d(\rho C_p T)}{dx} \quad 20$$

Una derivación similar nos lleva a:

$$\left(\frac{q}{A}\right)_{\text{net } 2 \rightarrow 3} = -\frac{1}{6} l \bar{c} \frac{d(\rho C_p T)}{dx} \quad 21$$

Observando estas dos últimas ecuaciones encontramos que el flujo neto es constante si el gradiente de concentración térmica $-\frac{d(\rho C_p T)}{dx}$ es constante. En este caso, el flujo neto del plano 1 al 2 es igual al flujo neto del plano 2 al 3. Por lo tanto, por la ecuación 10 la acumulación es cero.

La table 1 muestra que la difusividad térmica α es igual $\frac{1}{6} \frac{l \bar{c}}{\tau}$ para el modelo de gas. Para gases reales, líquidos y sólidos, la difusividad térmica puede ser definida escribiendo la ecuación 21 como:

$$\frac{q}{A} = -\alpha \frac{d(\rho C_p T)}{dx} = -\alpha \rho C_p \frac{dT}{dx} = -k \frac{dT}{dx} \quad 22$$

Las difusividades térmicas deben ser evaluadas experimentalmente o calculadas usando la teoría cinética.

f) Formas de Transferencia de Calor. El mecanismo del transporte de energía térmica puede considerarse constituido de dos partes. Primera como se vió antes, las moléculas de un elemento de volumen dado, emigrarán por movimiento molecular al azar. Segunda, si una molécula de alta energía térmica emigra a una región de menor

energía, distribuirá su exceso de energía entre las moléculas de menos energía, dado que la concentración de energía térmica fue considerada como constante en una sección dada del gas. La distribución de la energía puede ocurrir por colisiones entre las moléculas.

En el modelo simplificado del gas se asumió que la segunda etapa del transporte de calor ocurre instantáneamente cuando la molécula arriba a la región huésped. Habiendo asentado que en el estado estacionario, el flujo neto de energía térmica que entra a una sección es igual al que la abandona. En la segunda sección no ocurre un cambio neto en la concentración de energía térmica, aún a pesar de que existe un continuo intercambio de energía.

En los gases reales, líquidos y sólidos, las dos etapas del transporte de energía térmica ocurren simultáneamente. En un gas real cada colisión de una molécula migratoria puede resultar en un intercambio de energía térmica. En los sólidos el movimiento libre al azar de las moléculas en la primera etapa está restringido por la amplitud de vibración individual de las moléculas en la estructura cristalina del sólido. En este caso, las moléculas vibran alrededor de puntos fijos y transfieren energía solamente por colisión con las vecinas más cercanas, lo cual es equivalente a la segunda etapa del mecanismo del modelo del gas. Dado que la primera eta

pa está restringida en los sólidos y dado que la masa no puede ser transferida por las solas colisiones, es obvio que el transporte de masa deberá ser muy pequeño en los sólidos. En los líquidos, la transferencia de energía ocurre por ambas etapas del mecanismo en una forma intermedia entre aquellas para gases y sólidos, pues las moléculas en los líquidos tienen menos movilidad que las de los gases.

Tres son los tipos fundamentales de transmisión de calor; conducción, convección y radiación.

a' Conducción y Conductividad.

Conducción es la transmisión de calor de un parte a otra de un mismo cuerpo, o de un cuerpo a otro con el que está en contacto físico, sin que se produzca un desplazamiento apreciable de las partículas del cuerpo.

Siendo más estrictos, debemos señalar previamente el concepto de "conductancia", el cual antecede en cierta forma al de "conductividad térmica". La razón estriba en que el término originalmente usado para determinar la recíproca de la resistencia fué precisamente el de "conductancia", sin embargo, la conductancia es una propiedad medida de la materia como un todo, en el caso de los cambiadores indirectos de calor se refiere a la propiedad de conductancia de la pared o superficie de transferencia sin considerar sus características de espesor y dimensiones. Cuando la conductancia es reportada para un

material de espesor 1 pie, con un área de flujo de 1 pie cuadrado, por una unidad de tiempo de 1 hr. y con una diferencia de temperatura de 1°F, se le denomina con mayor propiedad "conductividad térmica".

La ecuación 22 puede escribirse, para α , q Cp constantes de la forma:

$$\frac{q}{A} = -\alpha \rho C_p \frac{dT}{dX} = -k \frac{dT}{dX} \quad 23$$

donde k = Conductividad Térmica - y $\frac{dT}{dX}$ es el gradiente de temperatura. Valores de conductividad térmicas pueden encontrarse en tablas de datos físicos. Si k y A son constantes, la integración de la

ecuación 23 produce: $\frac{q}{A} = \frac{-k(T_2 - T_1)}{(X_2 - X_1)} \quad 24$

TABLA 3

Efecto de la temperatura sobre la conductividad térmica de metales.
(k=BTU/hr ft² (°F/ft))

t °F	32	212	392	572	752	932	1112	Punto de Fusión
t °C	0	100	200	360	400	500	600	
Aluminio	117	119	124	133	144	155	-	1220
Brass (70Cu, 30Zn)	56	60	63	66	67	-	-	1724
Hierro colado	32	30	28	26	25	-	-	2192
Cobre puro	224	218	215	212	210	207	204	1976
Grafito (long.)	97	87	76	66	58	53	48	-
Plomo	20	19	18	16	-	-	-	621
Niquel	36	34	33	32	-	-	-	2642
Plata	242	233	-	-	-	-	-	1760
Acero dulce	-	26	26	25	23	22	21	2507
Estaño	36	34	33	-	-	-	-	450
Hierro forjado (Sueco)	-	32	30	28	26	23	-	2741
Zinc	65	64	62	59	54	-	-	786

La tabla 3 muestra el efecto de la temperatura sobre k para ciertos metales. La presencia de impurezas, especialmente en metales, puede producir variaciones en la conductividad térmica del 50 al 75 por ciento.

Para los sólidos no homogéneos la conductividad térmica es una temperatura dada es función de la densidad aparente o bruta (por el volumen que ocupan). Se ha demostrado (Proc. Am. Acad. Arts. Sci, 59, 141, 1923) que la conductividad térmica de los líquidos aumenta como en unos cuantos por ciento a la presión de 1000 atm. Cálculos basados en la ecuación de Eucken indican un aumento de aproximadamente 30 por ciento a 1000 atm, en los gases.

Al determinar la conductividad térmica aparente de los sólidos granulares, se ha hallado (Spec. Rept. 5 Food Investigation Board, 1921) que el aire circula entre la masa del sólido granulado. En determinadas condiciones, la conductividad térmica aparente de un carbón vegetal fué 9 por ciento mayor cuando la sección probada era vertical que cuando era horizontal. Al determinar la conductividad aparente de una mezcla no homogénea de un sólido celular o poroso, el coeficiente de temperatura observado puede ser mucho mayor que el del sólido homogéneo sol, debido a que el calor no solo se transmite por el

mecanismo de conducción, sino también por convección en las cavidades ocupadas por gases y por radiación de superficie de las distintas partículas.

Valores numéricos de k han sido determinados experimentalmente, por varios investigadores usando diversos métodos, dependiendo del material que se investiga.

Si el material es metal, k se determina calentando eléctricamente un extremo de una barra de metal y enfriando el otro con una corriente de agua. La superficie de la barra es aislada y las pérdidas de calor a través del aislante se miden, se cuantifica la velocidad del flujo del calor, y se determina la temperatura de dos puntos, a una distancia conocida a lo largo de la barra. Se aplica la ecuación 24 para definir el valor promedio de la conductividad térmica, para un rango dado de temperatura.

Usualmente la diferencia entre las temperaturas es tan pequeña que k es prácticamente la conductividad térmica a la temperatura media indicada por la media aritmética de ambas temperaturas.

Cuando un sólido no metálico está siendo analizado, el coeficiente de conductividad térmica se determina usualmente por el método de "placa caliente". La muestra del material debe ser una placa delgada colocada entre dos más, una de las cuales es calentada eléctricamente.

mientras que la otra es enfriada por agua. La temperatura a ambos lados de la placa de prueba, la relación de calor alimentada a la placa caliente, el área expuesta a la placa interior, y el espesor de la muestra se utilizan para determinar k en la ecuación 24.

El arreglo que se muestra en la figura 3 donde dos especímenes similares son probados simultáneamente, garantiza en forma adicional que todo el calor de la placa caliente pasará a través de los especímenes de prueba.

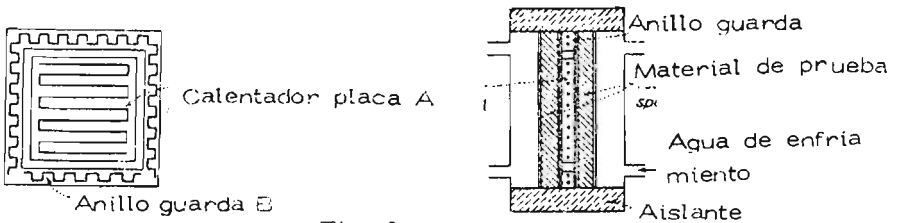


Fig. 3

Para medir la conductividad térmica de gases y líquidos el método consiste en la inserción de un alambre a lo largo de un tubo metálico de pequeño calibre. El tubo horizontal se llena con el fluido a probar. La determinación de k consiste entonces, en la medición del calor necesario que habrá que suministrar al alambre para mantener una diferencia de temperaturas medida entre la pared del tubo y el alambre mismo. Los valores apropiados se sustituyen en la ecuación 24, resolviéndola para k .

Como en el caso anterior, k es el valor promedio de la conductividad térmica a un rango dado de temperatura, y para pequeñas diferencias de temperaturas es prácticamente igual a la conductividad térmica a la media de las dos temperaturas medidas.

Algunos valores experimentales de k se muestran en la figuras 4 y 5 ; una inspección de esos valores muestra, que para sólidos, k varía de 0.014 BTU/hr, ft², (°F/ft) para sílica aerogel, el peor conductor (el mejor aislante), a 226 para cobre puro y 224 para lata pura, el mejor conductor conocido.

En general, la conductividad térmica de metales puros es alta, a temperaturas bajas, y decrece conforme aumenta la temperatura, mientras que para aleaciones lo contrario es cierto usualmente. Hay algunas excepciones a esta generalización, como puede verse en las figuras 4 y 5. Experimentaciones muestran que pequeñas cantidades de impurezas en los metales puros harán decrecer grandemente la conductividad. Por ejemplo, pequeñas trazas de arsénico en cobre reducirán la conductividad térmica a aproximadamente un tercio del cobre puro. Una comparación de la curva para cobre puro y 90-10 bronce, en la figura 5 muestra que la adición de 10% de zinc, el cual tiene una k de 65 a 50°F, al cobre puro, el cual tiene un k de 225, resulta en una bronce con una conductividad de 60. Así se ve

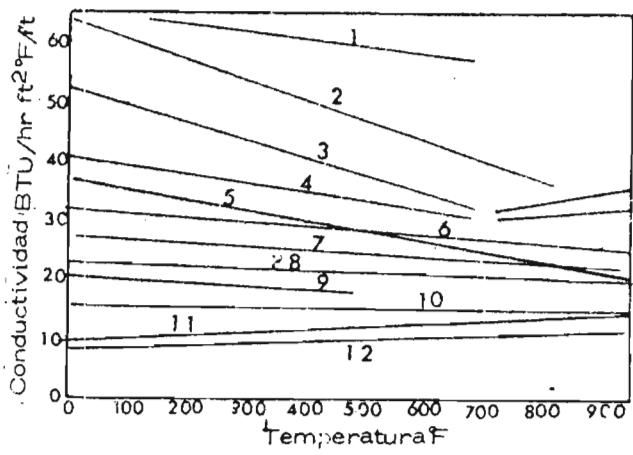
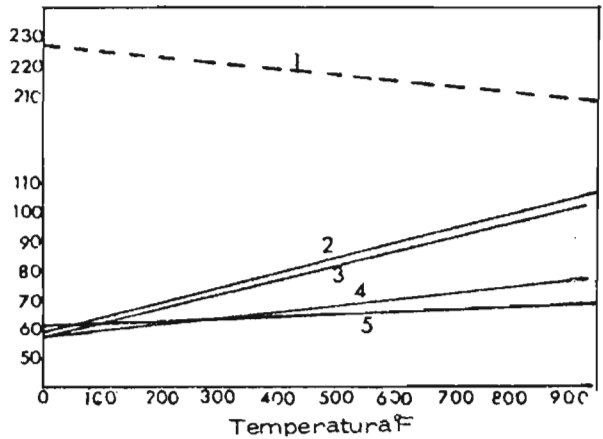


Fig. 4

- 1.- Zinc
- 2.- Grafito artificial
- 3.- Niquel de alta pureza
- 4.- Niquel maleable
- 5.- Hierro dulce
- 6.- Hierro fundido
- 7.- Acero eutéctico
- 8.- Acero al Tungsteno
- 9.- Plomo de alta pureza
- 10.- Acero cromo al 15%
- 11.- Acero cromo al 17% aluminio 1.5%
- 12.- Acero niquel manganeso



- 1.- Cobre puro
- 2.- Latón 60-40
- 3.- Latón 90-10
- 4.- Latón 77-23
- 5.- Latón 70-30

Fig. 5

que la conductividad térmica de una aleación no es igual a la suma de las conductividades de cada componente multiplicada por el porcentaje de se constituyente en la aleación. Hay evidencia experimental de que para metales, k y el efecto de la temperatura sobre ellos están influenciados grandemente por cambios en la estructura cristalina.

Esta es indudablemente la razón por el cambio brusco en la pendiente de la curva para níquel a aproximadamente 700°F que muestra en la figura 4. Por lo tanto, es de esperarse, que k de un metal particular o aleación dependerá del tipo de tratamiento térmico y del tipo de antecedentes de esfuerzos a los cuales ha estado sujeto, así como a la temperatura.

Al presente no existen conceptos teóricos por lo cuales se pueda predecir el efecto de la temperatura sobre la k . Las figuras 4 y 5, muestran que para algunos metales y aleaciones el valor de k a una temperatura t puede determinarse por la relación lineal:

$$k = k_0 + \alpha t \quad 25$$

donde k_0 = conductividad térmica a 0°F y α = constante dependiente del material. Si k se incrementa con la temperatura α , es positiva; mientras que si k decrece con la temperatura α , es negativa. Así pues, existen diversos factores influyendo en la conductividad térmica, tales como densidad, contenido de humedad, composición, estructura cristalina y temperatura.

Una inspección de las tablas 3 y 4, en las que se muestra la k de algunos gases y líquidos, respectivamente, indicará que la conductividad de líquidos no metálicos puros a temperaturas ordinarias se halla en el rango de 0.05 a 0.40 aproximadamente, mientras que para gases el rango es de 0.005 a 0.015, así se aprecia que el mayor valor de k para gases es menos de un tercio del menor valor de k para líquidos.

La variación de los valores de k con la temperatura para varios líquidos puede expresarse por la ecuación 25, con la constante α dada en la table 5. En la mayoría de los casos la k de los líquidos de crece con los incrementos de temperatura. Para agua, sin embargo, la cual es la mejor conductora entre los líquidos no metálicos, el valor de α en la ecuación 25 es positivo hasta una temperatura de 240°F, lo cual indica un incremento en k con los incrementos de temperatura. Para temperatura sobre 280°F la conductividad térmica del agua decrece conforme la temperatura aumenta; así es como k decrece de 0.396 a 280°F a 0.356 a 500°F.

Los metales líquidos, como también algunas soluciones acuosas tienen k mayores que los valores del agua. Mercurio líquido, por ejemplo tiene un k de 4.83. Algunos otros ejemplo son aluminio fundido con una k de 51 y plomo fundido con k de 8.7.

La conductividad térmica de un gas, en general, crecerá con los in-

crementos en la temperatura y es virtualmente independiente de la presión, concediendo que no este muy alejado de las condiciones atmosféricas.

La conductividad térmica de una mezcla gaseosa no es igual a la suma de los productos de los valores individuales de k multiplicados por los porcentajes de cada constituyente, sin embargo, para aproximaciones muy relativas, tal regla puede ser usada. Los gases más pesados tiene conductividad menor que los gases más ligeros.

La conductividad térmica de los sólidos es mayor que la de los líquidos, la cual a su vez lo es en comparación con los gases. Esto es, es más fácil transmitir calor a través de un líquido que de un gas. Algunos sólidos, como son los metales, tienen altas conductividades térmicas y son llamados "conductores". Las conductividades de los sólidos pueden crecer o decrecer con la temperatura y en ocasiones invertir su dirección de repidez de cambio de decremento a incremento.

Para la mayoría de los problemas prácticos no hay necesidad de introducir correcciones por la variación de la conductividad con la temperatura y como se vió antes, esa variación puede expresarse por medio de una ecuación lineal.

La conductividad de la mayoría de los líquidos decrece al incrementarse la temperatura, sin embargo el agua es una notable excepción.

TABLA 4

CONDUCTIVIDAD TERMICA DE GASES Y VAPORES

$k = \text{Btu}/(\text{hr})(\text{ft}^2) (\text{°F}/\text{ft})$

Substancia	Temperatura °F	k	k ₃₂	C
Aire	-312 a 414		0.0141	225
	0	0.0132		
	200	0.0182		
	1000	0.0362		
Amoniac NH ₃	32	0.0116	0.0116	
	212	0.0171		
Bioxido de Carbono CO ₂	-109	0.0053	0.0709	
	212	0.0119		
	540	0.0164		
	1031	0.0343		
Freon - 11	86	0.0048		
	194	0.0056		
Freon - 12	86	0.0056		
	194	0.0070		
Freon - 21	86	0.0057		
	194	0.0063		
Freon - 22	86	0.0068		
	194	0.0080		
Freon - 113	86	0.0045		
	194	0.0059		
Freon - 114	86	0.0065		
	194	0.0081		
Hidrógeno H ₂	-422 a 212		0.0917	169
Cloruro de Metileno CH ₂ Cl ₂	32	0.0035	0.0035	
	124	0.0044		
	212	0.0058		
	415	0.0085		
Nitrógeno N ₂	-312 a 212		0.0131	205
Cloruro de Metilo CH ₃ Cl	32	0.0049	0.0049	
	124	0.0066		
	212	0.0086		
	363	0.0119		
Oxigeno O ₂	-312 a 212		0.0134	259
Bioxido de Azufre SO ₂	32	0.0045	0.0045	
Vapor de Agua H ₂ O	115	0.0112		
	212	0.0139		

TABLA 5

CONDUCTIVIDAD TERMICA DE LIQUIDOS

$k = \text{Btu}/(\text{hr}) (\text{ft}^2) (^\circ\text{F}/\text{ft})$

Substancia	Temperatura °F	k	k ₀	
Amoniaco NH ₃ (26%)	32	0.242		
	176	0.318		
Amoniaco (promedio)	14 a 68	0.29		
Salmuera (25% NaCl)	-4	0.274		
	176	0.368		
Bioxido de Carbono, CO ₂	68	0.121		
Freon - 11	32	0.0680		
	167	0.0503		
Freon - 12	32	0.0559		
	167	0.0392		
Freon - 21	32	0.0770		
	167	0.0590		
Freon - 22	32	0.0704		
	104	0.0559		
Freon - 113	32	0.0576		
	167	0.0440		
Freon - 114	32	0.0515		
	167	0.0344		
Kerosina	68	0.0872		
	176	0.0795		
Mercurio	32	4.83		
	212	4.83		
Cloruro de Metilo CH ₃ Cl	68	0.093	0.1125	-0.000297
Cloruro de Metileno CH ₂ Cl ₂	68	0.099	0.112	-0.000192
Aceite de Castor	102	0.104		
Bioxido de Azufre	68	0.115	0.1285	-0.000211
Agua	32	0.327		
	212	0.394		

Para todos los gases y vapores comunes existe un incremento al aumentar la temperatura. Sutherland dedujo una ecuación de la teoría cinética la cual es aplicable a la variación de la conductividad de gases con la temperatura: $k = k_{32} \frac{492 + C_k}{T + C_k} \left(\frac{T}{492}\right)^{\frac{3}{2}}$ 26

donde C_k = Constante de Sutherland.

t = Temperatura absoluta del gas °R.

k_{32} = Conductividad del gas a 32°F.

La influencia de la presión en la conductividad de sólidos y líquidos parece ser despreciable, y los datos reportados para gases son demasiado inexactos debido a los efectos de la convección libre y la radiación como para generalizarlos. De la teoría de los gases puede concluirse que la influencia de la presión debe ser pequeña excepto en presencia de un vacío muy reducido.

b' Convección y Viscosidad

La transferencia de calor por convección es debida al movimiento del fluido. El fluido frío adyacente a una superficie caliente recibe calor que imparte a la masa del fluido al mezclarse en ella.

Al calentarse una porción del fluido se crea una diferencia de densidad con relación a la masa fría, lo cual provoca una corriente circulatoria hacia las zonas menos densas o más calientes.

Convección natural o libre ocurre cuando el movimiento del fluido no está ayudado por agitación mecánica. Pero cuando el fluido está agitado, el calor se transfiere por convección forzada.

Esta convección forzada puede producirse por medio de agitación pero en la mayoría de los procesos se obtiene induciéndola por medio de la circulación a elevadas velocidades de los flúidos fríos y calientes en los lados opuestos de tubos. La transferencia de calor por convección libre y forzada ocurre a muy diferentes velocidades, la última de ellas es la más rápida y por ende la más común. Los factores que promueven altas velocidades en la convección forzada, no tiene el mismo efecto necesariamente en la convección libre.

Viscosidad: Un concepto imprescindible al hablar de convección es la definición de una propiedad que tiene gran influencia en esta forma de transferencia térmica; la viscosidad.

Con objeto de evaluar esta propiedad por medio de dinámica de flúidos se requiere asumir:

- 1o. Donde existe una interface sólido-líquido, no existe deslizamiento entre ambos.
- 2o. La regla de Newton: el esfuerzo cortante es proporcional a la velocidad de cambio del esfuerzo en la dirección perpendicular al movimiento. Una partícula sin sufrir esfuerzo cortante se observarí en la figura 6a, mientras que bajo la acción de un esfuerzo asumirí la forma de la figura 6b.



Fig. 6

La variación de esfuerzo es proporcional al gradiente de velocidad.

Aplicando la regla de Newton, si τ es el esfuerzo cortante.

$$\tau = \mu \frac{du}{dy} \quad 27$$

donde μ es la constante de proporcionalidad, o $\mu = \frac{\tau}{\frac{du}{dy}}$

En sólidos resulta en una deformación, y es equivalente al módulo de elasticidad.

En líquidos resulta en una deformación a una proporción determinada.

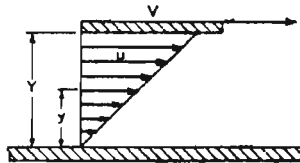


Fig. 7

Para evaluar μ refiriéndose a la figura 7 donde el corte se mantiene por la acción de una placa en movimiento con velocidad V , sobre una película del líquido adyacente a una placa estacionaria. A cualquier punto de la película la velocidad está dada por $u = \frac{Vy}{Y}$

$$\text{Proporción del esfuerzo} = \frac{du}{dy} = \frac{V}{Y} \quad 28$$

$$\tau = \mu \frac{V}{Y}$$

29

donde μ se denomina viscosidad cuando V y Y tienen valores unitarios.

La fuerza real para mover la placa es τA . Si F es libra-fuerza, L la longitud, y Θ tiempo, las dimensiones de la viscosidad serán $\mu = \tau \frac{Y}{V} = \frac{F L}{L^2 \frac{L}{\Theta}} = \frac{F \Theta}{L^2}$

o bien, usando libra-masa M, donde $F = Mg$ y $g = \frac{L}{\Theta^2}$, la aceleración de la gravedad, $\mu = \frac{M L L}{L^2 \frac{L}{\Theta^2}} = \frac{M}{L \Theta}$

Cuando se evalúa en las unidades métricas cgs, μ se llama comúnmente viscosidad absoluta.

$$\mu = \frac{\text{gramo-masa}}{\text{centímetro} \times \text{segundo}}$$

esta unidad se denomina poise. El poise es una unidad muy grande, por lo que se acostumbra usar y hablar de centipoise, o centésimo de poise. En unidades de ingeniería su equivalente se define por:

$$\mu = \frac{\text{libra - masa}}{\text{pie} \times \text{hora}}$$

Las viscosidades en centipoises pueden convertirse a unidades de ingeniería multiplicando por 2.42. Esta unidad no tiene nombre.

Otra unidad, la viscosidad cinemática, también es usada porque a parece frecuentemente en los sistemas físicos y produce gráficas rectas de viscosidad contra temperatura en coordenadas logarítmicas. La viscosidad cinemática es la viscosidad absoluta en centipoises dividada por la gravedad específica.

$$\text{Viscosidad cinemática} = \frac{\text{viscosidad absoluta}}{\text{gravedad específica}}$$

La unidad de la viscosidad cinemática es el stokes, y la centésima se denomina centistokes.

La viscosidad puede determinarse indirectamente midiendo el tiempo de influencia de un aparato calibrado que tiene un orificio y en el cual es factible controlar la temperatura. El más común es el viscosímetro de Saybolt, y el tiempo de efluencia se mide en segundos y se registra como Segundos Saybolt Universales, SSU.

c' Radiación.

La importancia relativa de los diversos mecanismos de la transferencia de calor de un cuerpo a otro difiere grandemente con la temperatura. Los fenómenos de conducción y convección están afectados primariamente por diferencia de temperaturas y muy poco por el nivel de temperatura, mientras que el intercambio por radiación se incrementa rápidamente con los incrementos en el nivel de temperatura. Se sigue que, a bajas temperaturas, la conducción y la

convección son los mayores contribuyentes a la transferencia total de calor; a muy altas temperaturas, la radiación es el factor controlador.

Como se vió antes, en la conducción de calor a través de sólidos el mecanismo consiste de una energía que se transfiere a través de un cuerpo cuyas moléculas, exceptuando la vibración, permanecen continuamente en posiciones fijas. Así también se vió que en la convección el calor es primeramente absorbido de una fuente por partículas del fluido inmediatamente adyacentes a ellas, y entonces se transfiere ese calor al fluido por medio de la mezcla de las partículas calentadas, con las demás del fluido.

Ambos mecanismos requieren la presencia de un medio transportador del calor de la fuente al receptor. La transferencia de calor radiante no requiere un medio interventor, y el calor puede transmitirse por radiación a través de un vacío absoluto.

Por lo anterior se deduce que, para nuestro caso en el que analizamos el "intercambio de calor indirecto", como se define el que se lleva a cabo en los intercambiadores de calor, no es dable considerar la radiación como un fenómeno presente en el fenómeno y en el funcionamiento interno de estos equipos, toda vez que en ellos, la transferencia de calor se basa en la presencia de una pared "diviso-

ria" que sirve de "superficie de transferencia" entre un fluido caliente y otro frío. Es así evidente que las principales diferencias específicas de la "radiación" no están presentes en los casos analizados por nosotros. De esta forma excluimos el estudio de la radiación del presente trabajo.

D. Ley de Fourier.

Por las razones expresadas en los últimos párrafos que preceden, y por "contrarios", se concluye que la transmisión de calor en los cambiadores de calor indirectos, objeto específico del presente estudio, está descrita y plasmada con más caracterización en la Ley de Fourier.

a) Enunciado. Las características tipificadoras de los equipos de intercambio de calor (cambiadores de calor), nos obligan a centrar nuestra atención, para poder evaluar los diversos tipos de cambiadores, en el fenómeno fundamental que les rige: la conducción de calor a través de la pared divisoria. La velocidad de transmisión térmica por conducción a través de un área A de cualquier material homogéneo está dada por la Ley de Fourier que expresa:

$$q = -k A \frac{dt}{dL} \quad \text{Calor/Tiempo} \quad 30$$

y que podemos enunciar así: "La cantidad de calor transmitida es directamente proporcional al área de transferencia y a la diferencia de temperaturas, e inversamente proporcional al espesor de

la pared".

Dado que el gradiente de temperatura se mide en la dirección del flujo y dado que dt , el cambio de temperatura, es negativo, y la temperatura decrece en el sentido de la distancia positiva dL , es necesario entonces introducir el signo negativo para obtener q , la cantidad en flujo, con valor positivo.

b) Coeficiente total de transferencia de calor. La ecuación 30 es la ecuación fundamental para todos los problemas de conducción de calor. Es necesario, sin embargo, entender que es k , como se mide, y las limitaciones de su evaluación como condiciones previas al uso adecuado de la fórmula. La aplicación de esta fórmula 30, al caso de los cambiadores de calor industriales hace que el valor de k no pueda ser circunscrito al mero valor de la conductividad térmica, como fue analizado parcialmente más arriba. En los casos que nos ocupan, el calor es transmitido de un fluido a otro por un proceso de 3 etapas: del líquido caliente a la pared sólida, a través de esa pared y finalmente al fluido frío.

Partiendo del criterio cierto de que, la conductividad térmica es la inversa de la resistencia al paso del calor, podemos decir que en el caso de nuestro proceso de 3 etapas, encontraremos un valor total de conductividad térmica sujeto a la presencia de 3 tipos diversos de resistencia al paso de calor. La evaluación de ese término total de conductividad nos lleva al: "coeficiente total de transfe

rencia térmica". U en la terminología americana y en la europea.

La figura 8 muestra el gradiente de temperatura en la transferencia de calor de un fluido a temperatura t_1 , a través de una resistencia de superficie hacia la superficie de la pared a la temperatura t_2 , a través de la pared sólida hacia la superficie en contacto con el otro fluido, en la superficie de la pared encontramos una temperatura t_3 , y finalmente a través de la resistencia de superficie de ese lado de la pared hacia el fluido frío de temperatura t_4 .

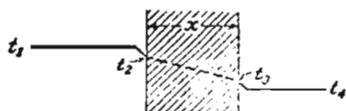


Fig. 8

El flujo de calor a través de un área unitaria en la resistencia superficial primera será:

$$\frac{q_1}{A} = h_i (t_1 - t_2) \quad 31$$

donde h_i = conductancia de superficie. El flujo de calor por conducción a través de la misma área en la pared es:

$$\frac{q_2}{A} = \frac{k}{x} (t_2 - t_3) \quad 32$$

donde k = conductividad térmica del material de la pared y x = espesor de la pared. El flujo a través de la misma área en la resistencia superficial final es.

$$\frac{q_3}{A} = h_o (t_3 - t_4) \quad 33$$

donde h_2 = conductancia de superficie, Pero para las condiciones de "estado estacionario", el cual es la condición habitualmente deseada y buscada en los "cambiadore de calor", q_1/A , q_2/A y q_3/A son todas iguales y pueden expresarse:

$$\frac{q}{A} = U (t_1 - t_4) \quad 34$$

donde U = coeficiente total de transferencia. El cual puede ser expresado en términos de las tres barreras sucesivas al flujo de calor:

$$\begin{aligned} U (t_1 - t_4) &= h_i (t_1 - t_2) \\ &= \frac{k}{x} (t_2 - t_3) \\ &= h_o (t_3 - t_4) \end{aligned} \quad 35$$

transponiendo

$$\begin{aligned} \frac{U}{h_i} (t_1 - t_4) &= t_1 - t_2 \\ \frac{Ux}{k} (t_1 - t_4) &= t_2 - t_3 \\ \frac{U}{h_o} (t_1 - t_4) &= t_3 - t_4 \end{aligned}$$

añadiendo

$$U \left(\frac{1}{h_i} + \frac{x}{k} + \frac{1}{h_o} \right) (t_1 - t_4) = t_1 - t_4$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{x}{k} + \frac{1}{h_o}} \quad \dots 35$$

Así el valor de U puede ser evaluado para cualquier pared o barrera plana de espesor x por sustitución de los valores apropiados de h_o , h_i , k, y x en la ecuación 35.

Debe observarse que dado que las "conductancias" de las dos películas y de la pared son h_o , h_i , y k/x , sus recíprocas, $\frac{1}{h_i}$, $\frac{1}{h_o}$ y x/k , las cuales aparecen en el denominador de la ecuación 35, representan las tres "resistencias" al flujo de calor.

En los casos en que más de tres resistencias se encuentran, la ecuación 35 puede ampliarse por adición, en el denominador, de las fracciones que representan las resistencias adicionales. Tal es el caso real que en la industria se presenta al crearse depósitos e incrustaciones en la superficie de transferencia térmica. Así en el caso que se muestra en la figura 9 para una pared constituida por dos materiales de espesor x_1 y x_2 , y conductividades k_1 y k_2 , el coeficiente total puede expresarse como

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{x_1}{k_1} + \frac{x_2}{k_2} + \frac{1}{h_o}} \quad 36$$

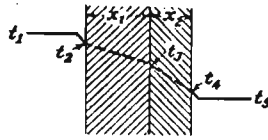


Fig. 9

a' Resistencia.

Así pues, queda expresado el concepto de "resistencia" como la inversa de la "conductancia". Este concepto es básico en la comprensión de la función de los "cambiadores de calor" ya que en ellos se busca la mayor eficiencia, esto es, la transmisión de calor con mayor grado, y a esta transmisión se opone la "resistencia" que, amén de la que presentan los mismos fluidos al formar "películas de pared" presenta también la pared divisoria que está necesariamente presente como superficie de transferencia térmica. En la búsqueda de "eficiencia" en los equipos de intercambio de calor, el reducir la resistencia al flujo de calor será una finalidad primaria.

b' Conductividad.

En el intercambio indirecto de calor, conductividad es una expresión de realce toda vez que es una propiedad definitoria en el proceso de transferencia térmica y que va a definir la influencia de la pared o superficie de transmisión de calor. Está claro que se buscará el uso de materiales de alta conductividad térmica para ser empleados como superficies de intercambio, logrando de esta forma, la deseada eficiencia en el proceso de transmisión de calor. Un material de alta

conductividad térmica influirá positivamente en el valor final del coeficiente total de transferencia.

c' Coeficiente de película.

Sin poder profundizar más sobre el tema específico de este coeficiente de película, debemos decir que el trabajo de investigadores tanto en el campo de flujo de fluidos como de transferencia de calor, se ha desarrollado el concepto de que cuando un fluido fluye sobre una superficie (ya sea un flujo laminar o turbulento), una película estancada se adhiere a la superficie y actúa como "aislante". La presencia real de tal película ha sido mostrada por trabajos experimentales, No hay intención de medir el espesor de esta película que puede ser inconmensurablemente fina o de décimas de milímetro en su espesor, pero en el estudio de la transferencia de calor debe ser visualizada como una barrera al flujo de calor, una barrera que se adhiere a la superficie pero que puede ser parcialmente reducida, y en concordancia reducir la pérdida de eficiencia en el cambiador, conforme la velocidad del fluido es incrementada y las características de turbulencia en la corriente se vean presentes.

En el proceso de transferencia por convección, el calor es realmente transferido por conducción a través de la porción estancada de la película, y después es transferido por las partículas en movimiento y transportada a la parte central del fluido por corrientes de convec

ción.

El calor es presumiblemente transportado a través de esta película en proporción al tamaño y diseño de la superficie de transmisión, el calor específico y la conductividad del fluido, la diferencia de temperaturas entre ambos lados de la película, y de su espesor, el cual, a pesar de no ser mensurable, se ha encontrado de pendiente de su viscosidad y densidad así como de la velocidad de la corriente del fluido.

Por lo anterior, dado que no es posible pensar en la eliminación definitiva de esta barrera aislante, el "cambiador de calor" debe ser diseñado teniendo en cuenta la intención específica de reducir el espesor de la película de pared, aumentando así la "eficiencia térmica".

d' Ensuciamiento.

Es normal que el uso de los intercambiadores esté siempre acompañado, de una u otra forma, de "ensuciamiento" e incluso "incrustaciones". Estos conceptos encierran la idea de depósitos más o menos adherentes a la superficie de transmisión. Obviamente estos de depósitos implican una reducción en la eficiencia de transferencia térmica, toda vez que la formación de tales depósitos significa una nueva "resistencia" al flujo de calor. Este es un aspecto tan general-

mente aceptado por los fabricantes de estos equipos que los hace hacer comentarios como los siguientes: "Los cambiadores de calor sujetos a ensuciamiento e incrustaciones deben ser limpiados periódicamente. Una ligera capa de suciedad o incrustación reduce grandemente su eficiencia. Un incremento marcado en la caída de presión y/o una reducción en el funcionamiento, indica usualmente que ya es necesaria la limpieza. La unidad deberá ser probada primeramente para comprobar que no son fugas de aire o vapor las causas de la deficiencia en el funcionamiento. Dado que las dificultades de limpieza se incrementan rápidamente conforme aumenta el espesor de los depósitos o incrustaciones, los intervalos para limpieza no deben ser excesivos."

"La determinación de valores apropiados de resistencia por ensuciamiento envuelve factores tanto físicos como económicos, muchos de los cuales varían de usuario a usuario, aún para servicios idénticos.

Consideraciones físicas: entre los factores que influyen en la extensión del ensuciamiento de los cambiadores son:

Naturaleza del fluido y material depositado.

Temperatura del fluido

Temperatura de la pared del tubo.

Material de la pared y su acabado

Velocidad de flujo

Tiempo de operación desde la última limpieza.

Consideraciones económicas. Los factores económicos que intervienen en la determinación de la extensión permisible del ensuciamiento son:

Costo inicial del cambiador.

Variación del costo con el tamaño.

Frecuencia requerida de limpieza.

Costo de limpieza, incluyendo pérdidas de producción.

Taza de depreciación

Taza de impuestos.

Costo de mantenimiento (excluyendo limpieza).

Cargos de bombeo de fluidos.

Recuperación deseada del capital.

Diseño óptimo de la resistencia por ensuciamiento. El mejor diseño de la resistencia por ensuciamiento, con la evaluación apropiada de todos los factores económicos y físicos, resultará en un costo mínimo basado en los cargos fijos de la inversión inicial (la cual se incrementa al añadir resistencia por ensuciamiento) y los gastos de limpieza y tiempos perdidos (los cuales decrecen al añadir resistencia por ensuciamiento). Por la variada naturaleza de los factores involucrados, el fabricante no está frecuentemente en condiciones de determinar el valor óptimo de la resistencia por ensuciamiento. El usua-

rio, por tanto, basándose en experiencias previas y los costos de proyectos actuales o futuros, debe especificar la resistencia de ensuciamiento para diseño de su servicio particular" (TEMA 123-124)

Un razonamiento similar encontramos en el fabricante local: "Casi todos los intercambiadores se diseñan con una tolerancia para incrustación. Durante la operación del equipo se va formando gradualmente una película en las superficies del tubo que puede ser de muy diversos orígenes; suciedad, óxido, resinas, sales insolubles, etc. En realidad los factores de incrustación representan superficie adicional para contrarrestar la disminución del coeficiente de transmisión causada por los depósitos de suciedad. Normalmente el fabricante no puede predecir la naturaleza de estas películas ni su velocidad de deposición; razón por la cual solo puede garantizar el comportamiento de un intercambiador nuevo y limpio." (IMIQ Feb. 1971).

La resistencia adicional creada por el ensuciamiento reduce entonces el valor U (coeficiente total de transferencia térmica), y la cantidad de calor originalmente deseada no se transfiere en la superficie A . Como se dijo arriba, para obviar esta dificultad se diseñan los equipos con un factor de ensuciamiento previamente estipulado. Supongamos que R_{d_i} sea el factor de ensuciamiento para la superficie interior del tubo de la figura 10 y R_{d_o} el factor para la su

perficie exterior. Estos valores pueden considerarse reducidos en el caso del espesor en ensuciamiento y más grande en el espesor para el caso de incrustación, la cual presenta una conductividad térmica mayor. Los valores de U que se obtienen considerando solamente los coeficientes de película puede tomarse como "coeficiente total limpio", por oposición el coeficiente que incluye la resistencia del ensuciamiento se denomina "coeficiente total sucio."

(U_c = limpio, U_d = sucio).

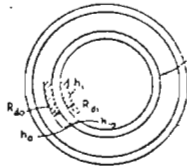


Fig. 10

La relación entre ambos coeficientes es:

$$\frac{1}{U_d} = \frac{1}{U_c} + R_{di} + R_{do} \quad 37$$

o estableciendo:

$$R_{dc} + R_{do} = R_d \quad 38$$

$$\frac{1}{U_d} = \frac{1}{U_c} + R_d \quad 39$$

Esto significa que, conociendo los valores de los coeficientes de película, se determina el valor del "coeficiente limpio", al cual se añadirá la resistencia de ensuciamiento, usualmente estimada o conocida por la práctica, obteniendo así el valor final del "coeficiente sucio",

siguiendo los criterios indicados según arriba por la TEMA. De esta forma se puede aplicar la ecuación básica de Fourier para determinar el área A que deberá tener el equipo incluyendo un margen por ensuciamiento.

En general, el ensuciamiento de los equipos de transferencia de calor es un problema de cierta forma poco analizado y menos estudiado de lo que debiera. Por esto consideramos conveniente extendernos en el análisis de este fenómeno si bien no es dable llegar a los detalles últimos que implican una labor de investigación totalmente fuera de nuestra capacidad.

El término "ensuciamiento", originalmente una expresión usada en la industria de aceite, ha venido a establecerse en la literatura para significar un depósito indeseable sobre la superficie de calentamiento. Se trata de un asunto de costumbre disciplinaria tomando en cuenta la gran variedad de tipos de ensuciamiento (polimerización, depósitos de reacciones química, cristalización, sedimentación, corrosión, etc.). Al mismo tiempo que es ampliamente reconocida la influencia del "ensuciamiento" en el diseño inicial y en la operación de los cambiadores, es sorprendente notar que no existe en la literatura técnica un libro realmente representativo y los textos de transferencia térmica acusan conocimiento eventual del ensuciamiento.

Insistiendo en el concepto de "coeficiente sucio", debemos señalar las "bases experimentales" y "experiencias" "previas" tan cuestionables sobre las que basa el diseñador su cálculo de los cambios de calor con referencia a los valores de la resistencia por ensuciamiento, el cual resulta muy vago en relación con las condiciones reales de operación; para lo cual hace uso de la ecuación fundamental para el coeficiente total de transferencia de calor U_o en el lado exterior de la superficie como:

$$\frac{1}{U_o} = \frac{1}{h_o} + \frac{A_o}{A_i} \frac{1}{h_i} + R_{f_o} + \frac{A_o}{A_i} R_{f_i} + R_w \quad 40$$

en la cual añade las resistencias de ensuciamiento R_{f_o} y R_{f_i}

Mientras que el proceso de ensuciamiento es obviamente una función del tiempo comenzando en cero y procediendo a lo largo de una relación lineal o pseudoasimptótica, generalmente se usa para el diseño un valor constante. Este valor es interpretado como un valor que se alcanzará en un tiempo "razonable", transcurrido el cual, el usuario está dispuesto a limpiar el equipo. Sin embargo, el hecho que en el tiempo cero, el equipo está limpio y funcionará, por tanto, bajo condiciones drásticamente diferentes, muy raramente es considerado. Sus posiciones de valores de resistencia por ensuciamiento exageradamente grandes no garantizan mayores tiempos de operación, todo lo contrario, en muchos casos puede contribuir a una deteriorización más rápida.

La falacia inherente a esta práctica ha sido descrita elocuentemente por algunos autores. Mencionaremos brevemente algunos de los ejemplos más típicos observados realmente en la práctica.

1.- Un rehervidor tipo "Ketler" se diseña con valores de ensuciamiento bastante altos, los cuales fueron experimentados en -- aplicaciones similares. Combinado con la resistencia bastante menor del vapor condensado y en ebullición, la resistencia por ensuciamiento es dominante y hablará de una Δt requerida alta. Si esta temperatura es impuesta al equipo en su arranque, impulsará al proceso en la región de la película de ebullición con mucho más alto valor de la temperatura de pared. Como consecuencia, un ensuciamiento por reacción química se desarrollará rápidamente e inducirá a una investigación superficial que su asunción inicial fué correcta. Desconocido para él será el hecho de que si la unidad hubiera arrancado a menor Δt , el ensuciamiento podría no haberse desarrollado, o al menos lo hubiera hecho a menor velocidad.

2.- Algunas prácticas de diseño en cambiadores enfriados por agua pueden conducir a situaciones indeseables similares. El equipo es diseñado con la resistencia de ensuciamiento "terminal" y es, por tanto, sobredimensionado para la operación inicial. La co-

riente caliente es entonces enfriada en exceso y el operador decrece la velocidad de flujo de agua. Esto reduce el coeficiente del lado del agua y, por tanto, incrementa la temperatura de la pared. Como el ensuciamiento en el lado del agua es particularmente sensible a ambos, la temperatura de la superficie y la velocidad de flujo, esto incrementa la velocidad de ensuciamiento, frecuentemente en una manera drámatica. Se ha hecho destacar esto especialmente en el caso de tubos aletados.

- 3.- La magnitud relativa de la resistencia al ensuciamiento en comparación al coeficiente de transferencia térmica pues, en muchos casos, determinar virtualmente el tamaño de la unidad. Permítase asumir que en un proceso típico de condensación se diseña con un coeficiente de agua en el interior de tubo de 1,300 y un coeficiente de condensación de 700 BTU/hr, ft²F. La inclusión de una resistencia de ensuciamiento típica de 0.002 contará entonces por aproximadamente la mitad de la superficie resultante. Si se utilizan tubos aletados, el efecto será más pronunciado tomando en cuenta el factor $\frac{A_o}{A_i}$ en la ecuación 40 .
- Asumiendo que la incertidumbre en la selección de la resisten-

cia por ensuciamiento puede optimísticamente estimarse como $\pm 50\%$, los esfuerzos en la determinación de los coeficientes de transferencia térmica están expuestos a evaluaciones críticas.

Un examen muy simple de la ecuación 40 mostrará que, para muchos procesos típicos de transferencia de calor, la validez de futuras mejoras en el arte de la predicción de coeficientes de transferencia, desmerecerá a menos que se vea acompañada por un correspondiente incremento en el entendimiento del ensuciamiento. Todavía, los esfuerzos actualmente dedicados al estudio del ensuciamiento son escasos. Una razón parcial para este estado de cosas es que los problemas de ensuciamiento no permiten por si mismos la investigación sobre bases universitarias. Muchos de los parámetros pertinentes de controlar lo son difíciles a nivel de laboratorio. Los procesos que envuelven reacciones químicas requieren un continuo suministro de corrientes vírgenes, una condición esta disponible sólo en plantas en operación. El tiempo requerido para obtener datos cuantificables y analizarlos es otro factor adverso.

Por otro lado, el usuario industrial, mientras que esta consciente de la importancia del ensuciamiento sobre la economía en el diseño y operación de los cambiadores, usualmente se conforma con el uso de valores de resistencia por ensuciamiento estima-

dos o basados en la experiencia. El hecho de que un mejor entendimiento del ensuciamiento puede ser económicamente importante frecuentemente se da por sabido, pero no se toma acción al respecto.

Los datos de las plantas industriales no están disponibles para obtener conclusiones genéricas, reflejando esto el hecho de que las operaciones industriales no pueden soportar el cambio sistemático de las condiciones de operación, e igualmente la carencia de instrumental adecuado. El costo de plantas piloto para investigación sistemática invariablemente aparece como prohibitivo.

Los fabricantes de equipo térmico (con excepción de la industria de generadores de vapor y otros grupos de especial interés) han mostrado, históricamente, escaso interés por el ensuciamiento. A pesar de que algún "Know how" pueda ser disponible de estas fuentes, será publicado muy raramente. Sin embargo, un considerable número de artículos han sido publicados, pero se encuentran diseminados en diferentes revistas y publicaciones procedentes de tan diversas fuentes que un sumario difícilmente se puede obtener.

El ensuciamiento puede asumir diversas y muy diferentes formas básicas y variadas interacciones, así como se ve afectado por un número de variables de operación y diseño. Esto ha sido mencio

nado raramente en trabajos previos que se refieren a "ensuciamiento" como una materia uniforme. Lejos de ésto, los diversos tipos de ensuciamiento y los parámetros de interacción que los asocian, están gobernados por relaciones fisicoquímicas específicas y reaccionarán distintamente a las condiciones de operación requiriendo un análisis separado para métodos de predicción.

Los procesos de ensuciamiento y los factores que los afectan pueden ser agrupados como sigue:

Mecanismos de ensuciamiento

- 1.- Cristalización.- En un gran número de procesos especialmente en la generación de vapor, enfriamiento de agua y algunas corrientes químicas.
- 2.- Sedimentación.- Usualmente depósito de partículas tales como herrumbre, arcillas, polvos, etc. Frecuentemente sobre puesto a la cristalización y con posibles efectos de acción catalítica en los procesos de ensuciamiento por reacción química.
- 3.- Reacción química y polimerización. Aceites lodosos, productos de oxidación orgánica, etc. Como un grupo especial, los efectos de la radiación en la descomposición de enfriadores orgánicos de reactores nucleares.

- 4.- Coking.- Costras duras depositadas que usualmente se producen a altas temperaturas y tienen como base hidrocarburos.
- 5.- Desarrollo de materia orgánica. Algas en agua primaria.
- 6.- Corrosión. Primer efecto como desarrollo de costra resistente a la transferencia de calor y un efecto secundario como superficie rugosa.

Procesos de Transferencia Térmica.

Los procesos de ensuciamiento se desarrollarán y actuarán de formas particulares dependiendo del proceso de transferencia térmica en cuestión.

- 1.- Hervir y evaporar. Generadores de vapor, evaporación, corrientes químicas hirviendo en procesos de lotes o bajo condiciones de flujo.
- 2.- Condensación. Corrosión, sedimentación de partículas de herrumbre, productos de reacciones químicas, etc.
- 3.- Calentamiento de líquidos sin cambio de fase.- Cristalización de sales de solubilidad inversa, reacciones químicas, etc.
- 4.- Enfriamiento de líquidos sin cambio de fase. Cristalización de sales de solubilidad directa, depósitos de artículos, reacciones químicas, etc.

5.- Procesos especiales. Calentado de gas de desperdicio y otros, demasiado numerosos para mencionar.

Efecto de variables de operación

Si bien muchas otras variables pueden estar presentes en procesos específicos de ensuciamiento, las siguientes parecen ser las más importantes.

- 1.- Velocidad de flujo. Muy poderosa para moderar el efecto de la mayoría de los procesos de ensuciamiento.
- 2.- Temperatura de superficie. Afecta a la mayoría de los procesos de ensuciamiento, en particular, la cristalización y las reacciones químicas.
- 3.- Temperatura del fluido. Afecta la velocidad de reacción y de cristalización.

Efecto de la estructura y del material de la superficie.

- 1.- Material. Corrosión y posible acción catalítica.
- 2.- Superficie. Rugosidad, tamaño y densidad de las cavidades, estas características afectarán la nucleación cristalina, la sedimentación y la tendencia de los depósitos a adherirse. Tanto la superficie del material como su rugosidad tienen un efecto principal sobre el inicio del ensuciamiento y no así sobre la continuidad del mismo.

Diseño geométrico de los equipos y sistema de flujo.

Existirán considerables diferencias con relación al diseño de flu-

jo, velocidad y distribución de la temperatura de pared, grado de turbulencia, facilidad para "desprender" los depósitos, etc. Los equipos de intercambio con los siguientes diseños de flujo pueden reaccionar a los diversos tipos de ensuciamiento y parámetros operacionales de manera drásticamente diferentes.

- 1.- Flujo anular y por el lado de tubos.
- 2.- Flujo por el lado de la coraza, sujeto al efecto de diseños geométricos variables en las mamparas.
- 3.- Cambiadores de placas y de tipo espiral.
- 4.- Diseño de tubos flexibles (Teflón)
- 5.- Tubos aletados
- 6.- Otros diseños

En el capítulo III analizaremos comparativamente el comportamiento de estas variedades de diseños en flujo y superficies.

Comportamiento básico del proceso de ensuciamiento

De numerosas observaciones, algunos patrones típicos de tratamiento e ensuciamiento, pueden ser racionalizados. En principio, la proporción neta del ensuciamiento se puede expresar como la diferencia entre la velocidad de deposición y la velocidad de remoción.

$$\frac{d(X_f k_f)}{dt} = \Phi_d - \Phi_r \quad 41$$

donde X_f es el espesor del depósito ensuciante

k_f es la conductividad efectiva térmica de la capa

Φ_d es la velocidad de depósito

Φ_r es la velocidad de remoción

El comportamiento de ϕ_d y ϕ_r está sujeto a los efectos de un gran número de parámetros, pudiendo singularizar dos casos extremos:

1.- Si cualquiera de estas posibilidades se dan: que la velocidad de remoción sea despreciable o que las velocidades de deposición y remoción sean constantes, predominando de cualquier forma la velocidad de deposición, la curva de ensuciamiento-tiempo tendrá una función de línea recta como la curva A de la figura 11

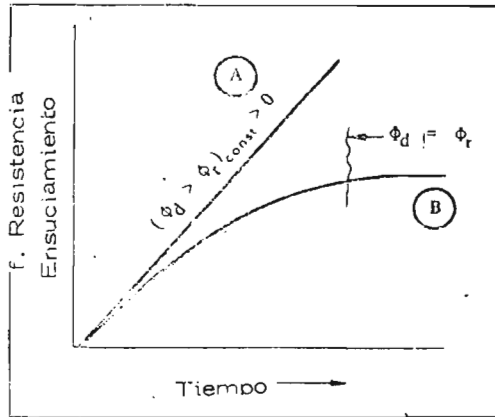


Fig. 11

2.- La curva B de la misma figura muestra la gráfica característica de un sistema donde la velocidad de remoción se incrementa con el grueso de la capa, sugiriendo que la resistencia al esfuerzo cortante del depósito esta decreciendo o

que otro mecanismo deteriora la estabilidad de la capa. En este caso, las velocidades de depósito y remoción terminan siendo iguales, resultando en una curva de forma asintótica.

3.- Este tercer caso y el más indeseable, que la velocidad de deposición se incremente o que la velocidad de remoción decrezca con el tiempo; no ha sido observado experimentalmente.

Sin embargo, existe una variación en el comportamiento de la curva, como se muestra en la figura 12, en la cual un "período de inducción" de un cierto tiempo de duración presenta deposición ensuciante mínima.

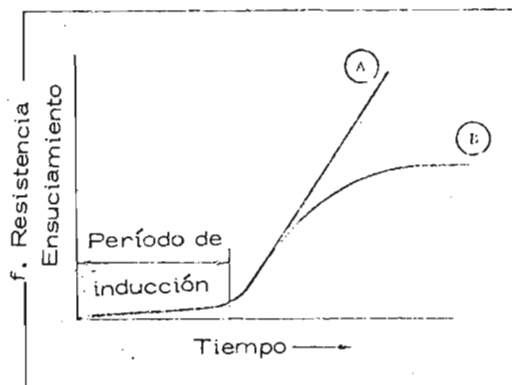


Fig. 12

La resistencia por ensuciamiento permanece cercana a cero mientras que solo se forman puntos de nucleación microscópica. A

un cierto punto del proceso de ensuciamiento, los puntos de nucleación vienen a ser tan numerosos que empiezan a combinarse en un manto uniforme y la velocidad de ensuciamiento inicia una rápida aceleración. El incremento a partir de este "punto crítico" puede ser en proporción constante o de forma asintótica, dependiendo de las características del depósito.

En la mayoría de los casos observados, particularmente la cristalización de sales de solubilidad inversa, será de la forma constante.

En muchos procesos industriales de transferencia térmica, la duración del período de "inducción", puede ser de vital importancia, ya que una vez iniciado el período de incremento lineal, el equipo rápidamente se vuelve inoperante. Es de interés hacer notar que la mayoría de los esfuerzos han sido dedicados hasta la fecha a la investigación de los casos de comportamiento asintótico (probablemente por ser más frecuentes), mientras que muy poca atención se ha dedicado a la investigación del comportamiento de tipo "inductivo", sin consideración de su importancia en áreas industriales específicas.

A la luz de lo anterior, es obvio que los procesos controladores del crecimiento del ensuciamiento pueden ser divididos en dos grupos distintos:

Factores de proporción de deposición y factores de proporción de remoción.

Factores de depósito :

Dependiendo del tipo de mecanismo de ensuciamiento, las velocidades de deposición pueden formularse en diversas maneras. A continuación se describen los mecanismos más frecuentemente encontrados.

- a) Depósitos con velocidad de reacción controlada. Este mecanismo frecuentemente limitante, es aplicable a cristalización, polimerización, corrosión y otros tipos en los cuales la capa ensuciante está formada por la reacción química de componentes en la corriente.
- b) Depósitos de nucleación local controlada. Este mecanismo es aplicable solo a la etapa inicial del ensuciamiento sobre superficies limpias y se relaciona con el período de "inducción" mencionado arriba. Puntos de nucleación de ensuciamiento son conocidos en este fenómeno, pero no han sido estudiados sistemáticamente.

Se especula que deben tener las siguientes propiedades:

Adherencia física. Pequeños puntos que proveen un refugio inicial a las partículas de polímeros y cristales en crecimiento, resguardándolas de las fuerzas cortantes de la corriente.

Catalizador.- En este concepto incluimos las áreas que por la composición local de sus materiales o por la configuración de sus superficies se manifiestan como áreas preferentes para reacciones químicas. En la mayoría de los casos, parece ser que este mecanismo contiene mayor importancia una vez que el ensuciamiento presente una velocidad de formación mayor a la de remoción y las mismas partículas sedimentadas proporcionan nuevos puntos de nucleación. Se supone que la duración del período de "inducción" es inversamente proporcional al número de puntos potenciales de nucleación disponibles en la superficie virgen.

- c) Depósito con difusión controlada. La difusión viene a ser un mecanismo limitante para bajas velocidades con partículas muy pequeñas como componentes químicos con una baja difusividad pero alta velocidad de reacción. Nótese que la transferencia de masa por este mecanismo siempre se incrementa con la velocidad, sin embargo, más allá de una cierta velocidad, este mecanismo solo sirve para transportar el material ensuciante a la superficie donde otros mecanismos pueden determinar la proporción del depósito.

d) Sedimentación de sólidos con gravedad controlada. Usualmente solo efectiva para bajas velocidades y grandes partículas de sólidos.

Factores en la velocidad de remoción. Los mecanismos de remoción de los depósitos pueden ser expresados como una función del balance de fuerzas entre el fluido cortante y la resistencia unitiva de los depósitos, como se expresa en la ecuación general:

$$\Phi_r = C_1 \frac{\tau_s}{R_b} \quad 42$$

donde τ_s y R_b son respectivamente, la fuerza cortante del fluido y la resistencia unitiva de los depósitos, y tienen las siguientes propiedades:

Fuerza cortante del fluido, τ_s . Es simplemente el componente de la fricción del fluido contra el depósito ensuciante:

$$\tau_s = C_2 \frac{1}{\rho F} \left[\frac{W}{A_c} \right]^2 \quad 43$$

donde C_2 es una función del número de Reynolds, rugosidad de los depósitos, y configuración del flujo (dentro de tubos, fuera de tubos, entre aletas, etc.)

Nótese que conforme crezca el depósito, la sección transversal de flujo (A_c) deberá siempre decrecer, causando un incremento en la fuerza cortante, a un flujo constante. Esta es una función muy difícil de analizar y de métodos generalizados de predicción.

Resistencia unitiva de los depósitos, R_b . Puede considerarse como la fuerza adhesiva de los depósitos por unidad de área en el plano de adhesión más débil. Las siguientes especulaciones se basan en observaciones limitadas.

- 1.- R_b se incrementa con la uniformidad de la estructura de los depósitos (mayor para cristales puros y polímeros, menor para partículas de asentamiento discreto).
- 2.- R_b puede decrecer con el espesor de los depósitos debido al incremento en el número de planos de debilidad potencial.
- 3.- R_b será función de las características de la superficie original solo si la adhesión de la interface depósito-superficie es más débil que la adhesión interna de los depósitos, tomando en cuenta el hecho de que superficies especialmente preparadas retardan en algunos casos el ensuciamiento y en otros no es así. Esta observación es crítica en el caso de ensuciamiento con "periodos dilatadores".

Varios mecanismos de ensuciamiento

Cristalización de sales de solubilidad inversa. Una de las causas más comunes del ensuciamiento es el debido a la cristalización de sales con características de solubilidad inversa. Este mecanismo se ilustra en la figura 13. Al contrario de las sales normales, las de solubilidad inversa presentan concentraciones de sa

turación decreciente al rebasar ciertas temperaturas. Como consecuencia, se empiezan a formar depósitos cristalinos si tales soluciones están en contacto con superficies calientes. Muchas sales tienen diagramas de cristalización muy complejos, cambiando estructura cristalina con la temperatura. Esto complica la predicción del ensuciamiento por cristalización, ya que la temperatura dentro de la incrustación cambiará frecuentemente, especialmente en operaciones de flujo de calor constante. El agua contiene muchas sales de tipo de solubilidad constante, especialmente carbonato y sulfato de calcio, que son los principales componentes de las incrustaciones por el agua. Sin embargo, la cristalización como un proceso de ensuciamiento exhibe dos formas diferentes en su desarrollo.

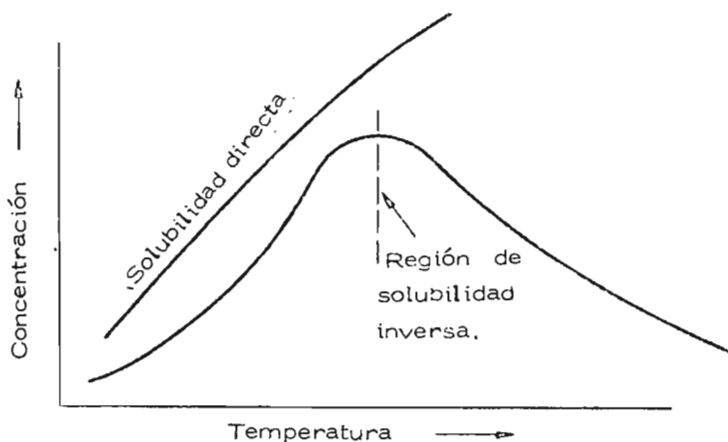


Fig. 13

1.- Ensuciamiento por cristalización de soluciones de sales sim
ples. Si una solución contiene una sal simple, las forma-
ciones cristalinas son muy fuertes y muestran gran adhe-
rencia a la superficie y entre ellas mismas. Como se di
jo antes, se observa un período de inducción más o menos
pronunciado en todos los experimentos de cristalización pu-
ra. Es común también cuando se utiliza agua de mar como
enfriante, endosalinización y otros procesos incrustantes.
La fuerza aparente de las uniones hace que los mecanis-
mos de remoción se muestren ineficaces o despreciables,
ya que el ensuciamiento por estas sales tiende a ser insen
sible a la velocidad de flujo y al espesor de la capa. La
curva característica de ensuciamiento-tiempo es similar a
la A en la figura 12, esto es, una línea recta progresiva -
sin presencia de valores asintóticos.

El período de inducción es una función definitiva de rugosi-
dad y del material de la superficie. Esto dificulta la obten-
ción de métodos generales de predicción.

2.- Ensuciamiento por cristalización combinada. El agua de en
friamiento contiene usualmente una gran concentración de sa
les en variedad de tipos, cada una presentando diferentes for
maciones cristalinas. Consecuentemente, se desarrollarán

apiñamientos cristalinos de formas irregulares, formando cavidades entre ellos que permiten el depósito de partículas en suspensión, además de disminuir la cohesión cristalina.

Sedimentación. La sedimentación de partículas en suspensión ocurrirá en los siguientes procesos industriales asumiendo formas diversas, principalmente en conexión con otros ensuciamientos.

- 1.- Partículas de herrumbre y polvos son muy comunes en aguas de torres de enfriamiento. Algunas de estas partículas pueden actuar como catalizadores y/o actuar en reacciones complejas. Aunado a la pérdida de estructura cristalina común a las aguas de torres de enfriamiento, el efecto anterior resultará en deterioro de la resistencia al corte de las estructuras. Por otro lado, especialmente a altas temperaturas, pueden resultar incrustaciones sólidas. Por esto no se puede generalizar el efecto y debe sujetarse a estudios individuales.
- 2.- Partículas de lodo y arenas comunes en aguas de ríos. El ensuciamiento es un proceso compuesto de sedimentación superpuesta a una base de cristalización. Si la cristalización es sólida, como en el caso de la cristalización pura, la

sedimentación será débil y susceptible de periódica remoción por la fuerza cortante del fluido. La curva típica de este proceso de ensuciamiento se muestra en la figura 14. El crecimiento periódico y la remoción están, obviamente, relacionadas con la base cristalina que crece continuamente en la forma asintótica usual,

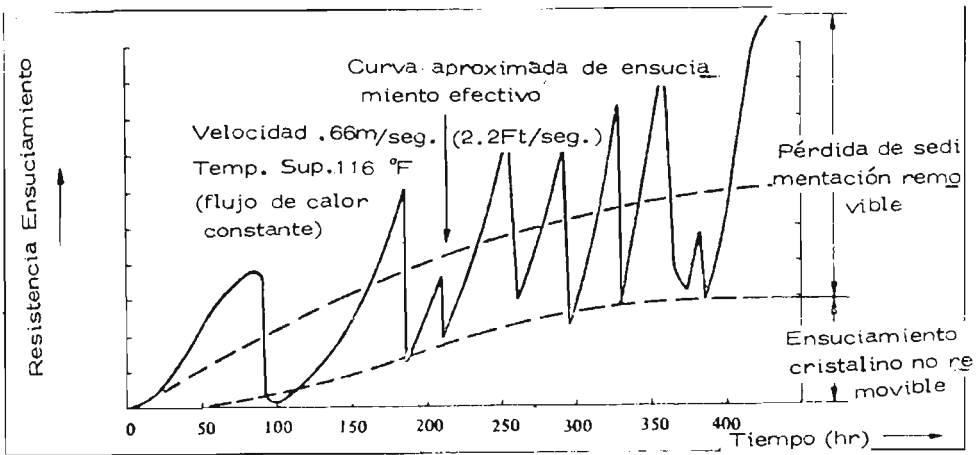


Fig. 14

3.- Ensuciamiento en corrientes de gases conteniendo usualmente remanentes de combustiones u otros procesos. Tanto los mecanismos de depósito como de remoción se determinarán por la rugosidad de la superficie, la temperatura y la turbulencia del flujo.

Polimerización y reacciones químicas. Este tipo de ensuciamiento ocurrirá en muy diversas formas en corrientes de petróleo y químicas. Una variable crítica será la temperatura de superficie, la cual determinará la velocidad de reacción. La presencia de promotores de oxidación será frecuentemente de gran importancia. En algunos casos, como en el del aceite crudo, el ensuciamiento por reacciones químicas se combinará con depósitos de partículas o cristalización. Solo se dispone de información experimental insuficiente, pero las observaciones hechas indican que la mayoría de las corrientes producirán curvas asintóticas de ensuciamiento, indicando la existencia de mecanismos de remoción dependientes de la velocidad de flujo y/o probables mecanismos con velocidad de depósito decreciente.

Coking. Si la temperatura es suficientemente alta, pueden aparecer ensuciamientos por reacciones químicas y sedimentación de cortezas duras de coke. Alguna remoción ocurrirá por la formación de escamas, pero la evidencia experimental es muy escasa y no permite una generalización.

Desarrollo de materia orgánica. Este tipo de ensuciamiento común a las aguas sin tratamiento como la del mar, río y laguna.

Estará, en la mayoría de los casos combinada y superpuesta a otros tipos de ensuciamiento (cristalización, sedimentación), pero puede existir como forma predominante en agua sin calentamiento.

Corrosión. Puede relacionarse con el ensuciamiento debido a dos mecanismos diferentes:

- 1.- Creación de costras, resistentes al calor y productoras de capas de herrumbre. A su vez, los productos de la corrosión pueden actuar como catalizadores, promoviendo e influyendo en otras formas de ensuciamiento.
- 2.- La rugosidad de la superficie, invariablemente ligada con la corrosión, producirá puntos de nucleación para la cristalización y la sedimentación de partículas. En ebullición, la rugosidad de la superficie debida a la corrosión puede tener un efecto promotor de la nucleación, pero será muy sensible a la acumulación de ensuciamiento.

Ensuciamiento en procesos de intercambio térmico.

Procesos sin cambio de fase. El tipo de procesos de transferencia de calor bajo el cual sucede el ensuciamiento, afectará en muchos casos, los parámetros que determinan su comportamiento. La mayoría de los ensuciamientos ocurren en superficies calentadas, ya que las precipitaciones clásicas del fenómeno ocurren en contac

to con la solubilidad inversa de las sales y con reacciones químicas, ambas ocurriendo a su vez en relación a las superficies calientes. Sin embargo, ensuciamiento en corrientes frías también ocurrirá, especialmente en la forma de depósitos de partículas y productos formados por reacciones químicas.

Ebullición. La formación de incrustaciones en los equipos generadores de vapor fueron la primera forma de ensuciamiento estudiada y existe literatura abundante al respecto, Siendo un problema demasiado especializado no es dable tratarlo con más detalle.

En el caso de núcleos de ebullición, el efecto de resistencia de la capa ensuciante debe combinarse con el efecto de puntos de nucleación. Los depósitos pueden tener un efecto represivo y promotor dependiendo de las condiciones iniciales de la superficie y de las obtenidas una vez ensuciada.

El ensuciamiento durante la ebullición bajo convección natural o flujo forzado no ha sido estudiado cuantitativamente por los autores. Cualitativamente, se ha reconocido que la velocidad de flujo disminuye la tendencia a depositar. Por esta razón, particularmente en corrientes petroquímicas conocidas por la rapidez de ensuciamiento, se utilizan termosifones verticales. Sin embargo,

es también de gran importancia la temperatura efectiva de la superficie que puede "disparar" o suprimir el ensuciamiento por reacciones químicas.

Condensación. El ensuciamiento en condensación de vapores nunca ha sido investigado, probablemente la razón sea que los vapores, por su naturaleza son bastante limpios. En el caso de vapor de agua y algunos otros vapores, puede presentarse corrosión y formación posible de otros depósitos. La velocidad de flujo relativamente baja del condensado en su drenaje promoverá el ensuciamiento siempre que las condiciones propias se encuentren.

Efecto del material de la superficie y su estructura.

El efecto del material estará relacionado principalmente con el inicio del ensuciamiento, ya que una vez cubierta la superficie con los depósitos, el material original tendrá influencia disminuida. En este sentido el efecto del material se superpone al de corrosión y rugosidad. La acción catalítica de algunos materiales puede también promover o retrasar el proceso de ensuciamiento, especialmente en el período inicial. No se han reportado estudios sistemáticos, pero existen algunos trabajos industriales ocasionales. Frecuentemente los resultados reportados son contradictorios, probablemente debiéndose a una insuficiencia en el control de las condiciones de operación y de los efectos de parámetros secundarios, ta

les como la rugosidad.

Como se apunta anteriormente, el efecto de la rugosidad ha sido observado encontrándose que mientras el ensuciamiento por cristalización pura exhibe sensibilidad a la medida de la nucleación y su frecuencia; el debido a la cristalización combinada (agua de torres de enfriamiento) fue mucho menos sensible. Un cambiador limpiado incompletamente, donde permanecen aparentemente algunos núcleos de cristales sobre las paredes del tubo, creando así una superficie rugosa, se ensucia mucho más rápido que uno limpiado apropiadamente.

Fuentes de Datos.

El diseño de los cambiadores se enfrenta a un problema muy difícil cuando se tiene que seleccionar un valor de la resistencia de ensuciamiento. Esta resistencia se cree representa el ensuciamiento asintótico, como se vió antes, o un cierto valor de ensuciamiento en el cual, por estimación del ingeniero que diseña, deberá ser limpiado el equipo. Una tarea más difícil aún es predecir la curva de ensuciamiento-tiempo, es decir, la ración de la operación antes de que alcance el valor asintótico.

Existen solo muy pocas fuentes de información. La más conocida con gran popularidad en todo el mundo es indiscutiblemente el TEMA.

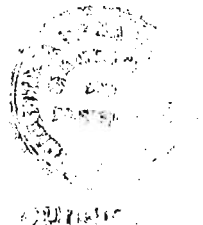
Desafortunadamente la gran mayoría de los valores de resistencia por ensuciamiento que presentan están en la forma de números constantes. Se señala el efecto de la velocidad de flujo y de la temperatura solo con respecto al agua y al aceite crudo. Nótese también que la temperatura de referencia es la del fluido y no la de la pared, lo cual es un error serio de concepción. Los valores de resistencia por ensuciamiento usados en el TEMA representan valores típicos de los usados en la industria. No se hace distinción entre el lado de los tubos y el de la coraza o del efecto de la geometría de las mamparas.

La tabla muestra una comparación entre algunos datos reportados con las recomendaciones del TEMA.

c) Superficie de transferencia.

Por lo dicho con referencia al ensuciamiento, así como lo señalado con relación a la conductividad, se desprende que la superficie de transmisión deberá poseer básicamente las siguientes cualidades.

- 1.- Suficientemente resistente a la presión de operación.
- 2.- Resistente a las temperaturas a que se verá sujeta.
- 3.- Preferentemente con un acabado que pueda sugerir la eliminación de una rugosidad excesiva.



- 4.- La más alta conductividad térmica accesible.
- 5.- El espesor más reducido que garantiza resistencia a la presión.

Los materiales de construcción atenderán a proporcionar superficies de transferencia que llenando los requisitos mencionados cumplan con los requerimientos de diseño mecánico previstos para cada tipo de cambiador.

Observando la formulación de la Ley de Fourier, y a reserva de que más adelante se habla un poco más al respecto, debemos resaltar la importancia que sobre la evaluación del área de transferencia tienen los términos componentes de la citada ecuación. Resulta obvia la influencia proporcional que en forma directa ejerce sobre la magnitud del área el flujo total de calor a transmitir, así mismo la diferencia de temperaturas manifiesta una ingerencia directamente proporcional al tamaño del área. Y finalmente el coeficiente total de transferencia - térmica, por otro lado el único factor que podemos alterar al no estar definido por las condiciones expresas del proceso, ejercerá tal acción sobre las dimensiones finales de la superficie - que en la práctica el diseñador lo considera como el factor condicionante de las mismas.

Por lo anterior ratificamos la importancia que debe prestarse a los diversos componentes del coeficiente total, la tecnología moderna ha de buscar materiales y diseños que disminuyen la acción perniciosa de los factores que afectan negativamente el tamaño del área, tales como:

- conductividad térmica de la pared; al disminuir aumenta el área.
- espesor de la pared, su disminución reduce el área.
- coeficiente de película, reduciendo su valor se aumenta el flujo de calor requiriéndose menos área de transferencia.
- resistencia por ensuciamiento, conociendo las causas de la formación de depósitos y la posibilidad de su remoción, el diseñador debe buscar geometrias del diseño de flujo que permitan lograr reducciones en el valor de esta resistencia ya que ésto redundará en disminución del área de transferencia.

TABLA 6

ALGUNAS RESISTENCIAS DE ENSUCIAMIENTO, OBTENIDAS BAJO CONDICIONES DE OPERACION, COMPARADAS CON LAS RECOMENDACIONES CORRESPONDIENTES DEL TEMA.

Tipo de cambiador y carga	Tiempo observado desde la última limpieza (meses)	Resistencia máxima de ensuciamiento. (BTU/(h°F ft) ⁻¹	Resistencia permisible basado en el TEMA (BTU/(h°F ft) ⁻¹	Tiempo que tarda en alcanzar los valores del TEMA (meses)
Rehervidor combustible nafta	3	0.030	0.0062	1 1/4
Condensador a reflujo, despropanizador.	1/2	0.0075	0.0034	1/4
Enfriador de aceite, absorción	3	0.038	0.0048	1
Escurreidor catalítico, gas aceite	6	0.013	0.0072	3 1/2
Cambiador de tubos, nafta pesada-crudo	31	0.006	0.0034	mayor que el TEMA
Reflujo aceite horno - Cambiador de tubería de acero	3	0.023	0.012	2
Gas ligero - Cambiador de tubos de acero	3	0.010	0.006	1
Crudo reducido - Cambiador de tubos de acero	8	0.030	0.0128	3-5
Recirculación - Cambiador en la alimentación Catalítica	4	0.027	0.0076	1
Suspensión - Cambiador en la alimentación Catalítica	3 1/2	0.030	0.0065	1
Aceite agotado - Cambiador - Planta de absorción de aceites grasos	9	0.030	0.0036	menos de 1

d) Temperatura media logarítmica.

Muchos cálculos en la ingeniería química incluyen la determinación de un valor promedio logarítmico de dos números, definido como:

$$t_{ml} = \frac{t_1 - t_2}{\ln(t_1/t_2)} \quad 44$$

El uso de esta ecuación puede significar mucho tiempo si se hace por medios manuales, y puede conducir a errores si los dos números son muy cercanos.

Un método alternativo puede ser su determinación aplicando un factor de multiplicación F , al valor promedio aritmético, esto es:

$$t_{ml} = \frac{(t_1 + t_2)}{2} F \quad 45$$

De las ecuaciones 44 y 45 se encuentra que F es solo una función de la relación (t_1/t_2) :

$$F = \left[\frac{t_1/t_2 - 1}{t_1/t_2 + 1} \right] \frac{2}{\ln(t_1/t_2)} \quad 46$$

El valor de F calculado por la ecuación 46 puede usarse entonces en la ecuación 45 para obtener un valor riguroso del valor logarítmico.

La gráfica de la fig. 15 muestra la curva de F contra t_1/t_2 la cual es suficientemente acertada para la mayoría de los cálculos manuales. Para cálculos que requieran un

valor más certero se puede emplear la tabla presentada en la misma gráfica. Interpolaciones lineales entre esos valores dará valores de F con errores menores de 3/1000. Debe notarse que el valor de la media logarítmica calculado por la ecuación 44 puede venir a ser muy inestable conforme t_1 y t_2 se aproximen, así que el uso de un valor de F en esos casos siempre es preferible.

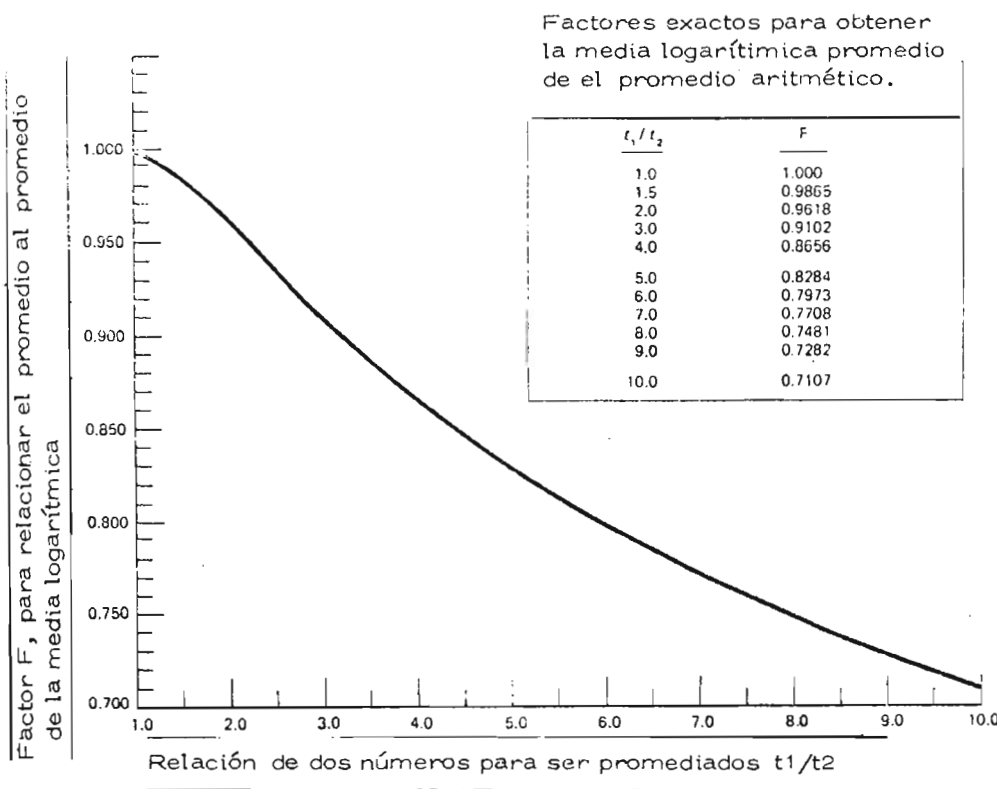


Fig. 15

Para el caso específico que nos ocupa, el intercambio de calor, podemos detallar un poco más el procedimiento que conduce a la obtención de la temperatura media logarítmica a partir de los principales enunciados de la transferencia térmica.

Recordando, en dos fluidos cualesquiera, separados por un medio conductor, y cuando el intercambio térmico se efectúa absolutamente entre ellos, la velocidad con que el cuerpo más caliente se enfría es igual a la velocidad con que se calienta el más frío, y esta velocidad es también igual a la velocidad de transmisión del calor a través del medio conductor.

La ecuación que liga las variables de este intercambio térmico, si consideramos la circulación de los fluidos en régimen de continuidad (régimen estacionario), y para un elemento diferencial de superficie de transmisión, es:

$$-C_{cc} W_c \quad T_c = C_{cf} W_{fd} \quad T_f = k (T_c - T_f) d \quad 47$$

en la cual

C_c = Capacidad calorífica específica (Kcal/kg°C).

W = Caudal de fluido Kg/hr

dT = Incremento diferencial de temperatura (°C)

k = Coeficiente global de transmisión calorífica referido a un dA (Kcal/h°C m²).

dA = Elemento diferencial de área de transmisión de calor (m²).

La notación con subíndice c y f se refiere al fluido caliente y al fluido frío, respectivamente:

De la ecuación (47) se obtiene:

$$dA = - \frac{C_{cc}W_c dT_c}{k(T_c - T_f)} = \frac{C_{cf}W_f dT_f}{k(T_c - T_f)} \quad 48$$

que integrada nos dará

$$\int_0^A dA = - \int_{T_{c1}}^{T_{c2}} \frac{C_{cc}W_c dT_c}{k(T_c - T_f)} = \int_{T_{f1}}^{T_{f2}} \frac{C_{cf}W_f dT_f}{k(T_c - T_f)} = A \quad 49$$

Como generalmente $C_{cc}W_c$ y $C_{cf}W_f$ son constantes y entonces T_c es función lineal de T_f , se obtiene:

$$dT_c = \frac{C_{cf}W_f}{C_{cc}W_c} dT_f \quad 50$$

y de aquí

$$T_c = \alpha T_f + \beta \quad 51$$

y

$$T_c - T_f = \alpha T_f - T_f + \beta = T_f(\alpha - 1) + \beta \quad 52$$

El coeficiente k de transmisión calorífica es también una constante, entonces de 49 se obtiene:

$$\frac{W_f C_{cf}}{k} \int \frac{dT_f}{T_c - T_f} = A \quad 53$$

y puesto de $T_c - T_f$ es función lineal de T , la integral de la ecuación será de la forma:

$$\int_{x_1}^{x_2} \frac{dx}{y} \text{ en la cual } y = \alpha x + \beta \quad 54$$

La solución exacta se obtendría por integración rigurosa de la ecuación 53 pero en la práctica se resuelve con suficiente aproximación así:

$$\int_{x_1}^{x_2} \frac{dx}{y} = \frac{x_2 - x_1}{y_m} \quad \text{siendo } y_m = \frac{y_2 - y_1}{\ln y_2/y_1}$$

o sea, hallando la media logarítmica de los dos valores.

En el caso que nos ocupa $y_m = (T_c - T_f)_m$

y entonces

$$(T_c - T_f)_m = \frac{(T_{c1} - T_{f2}) - (T_{c2} - T_{f1})}{\ln \frac{T_{c1} - T_{f2}}{T_{c2} - T_{f1}}}$$

siendo

T_{c1} = Temperatura del fluido caliente a la entrada

T_{c2} = Temperatura del fluido caliente a la salida

T_{f1} = Temperatura del fluido frío a la entrada

T_{f2} = Temperatura del fluido frío a la salida

obteniendo así la diferencia media de temperaturas entre los fluidos, como la media logarítmica de las mismas en los extremos del cambiador.

Esta formulación es correcta estrictamente para U constante, operaciones estacionarias, calores específicos constantes, y operaciones adiabáticas en flujo paralelo o a contracorriente. Si

la temperatura de uno de los fluidos es constante carecera de importancia el diseño del flujo. La ecuación 55 se usa frecuentemente como una aproximación cuando el porcentaje de variación de U es moderado.

Si U varia sustancialmente con la temperatura, podemos considerar el cambiador como consistente en un número de cambiadores en serie, en cada uno de los cuales U es lineal en la temperatura, y por ende en $t_o : U = a + b \Delta t$. MacAdams presenta una ecuación resultante:

$$q = A \frac{U_I \Delta t_{oI} - U_{II} \Delta t_{oII}}{\ln (U_I \Delta t_{oII} / U_{II} \Delta t_{oI})} \quad 56$$

la cual implica la media logarítmica de los productos U t_o .

Es importante notar que cada producto contiene Δt_o en una final y el valor de U en el otro.

Aún en el caso en que el cambio porcentual de U es sustancial, se acostumbra en ocasiones reportar sus valores en base a la diferencia total media logarítmica de las temperaturas.

Flujo cruzado.- Si un fluido fluye perpendicularmente a un banco de tubos calentados o enfriados, la formula 56 se aplica solo si la temperatura de uno de los fluidos no cambia, como se dijo arriba. Por ejemplo, si se calienta aire por medio de va

por de condensación, el uso de esta fórmula es correcto. Pero si se utiliza agua caliente, las condiciones de temperatura no corresponde ni a flujo en contracorriente ni en paralelo, sino con mayor exactitud a un tipo que se ha denominado "flujo cruzado".

Cuando surgen tipos de flujo diferentes a los de contracorriente y paralelo, se acostumbra a definir un factor de corrección F , el cual se determina de forma que, cuando es multiplicado por la temperatura media logarítmica, el producto es la verdadera caída media de temperatura. La figura 16 muestra, de acuerdo a los excelentes trabajos de Bowman, Mueller y Nagle, la correlación de F_G para flujo cruzado, derivada con la asunción que ninguna mezcla de corrientes ocurrirá al fluido durante su travesía por el cambiador. Las temperaturas usadas en la figura 16 son:

temperatura de entrada del fluido caliente, t_{ha}

temperatura de salida del fluido caliente. t_{hb}

temperatura de entrada del fluido frío t_{ca}

temperatura de salida del fluido frío. t_{cb}

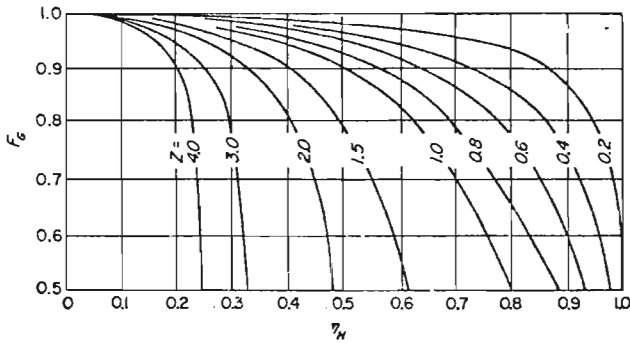


Fig. 16

Cada línea curvada en la figura corresponde a un valor constante de la relación adimensional Z , definida como:

$$Z = \frac{t_{ha} - t_{hb}}{t_{cb} - t_{ca}} \quad 57$$

y las abscisas son valores de la relación adimensional η_H , definida como:

$$\eta_H = \frac{t_{cb} - t_{ca}}{t_{ha} - t_{ca}} \quad 58$$

El factor Z es la relación de la caída de temperatura del fluido caliente y el incremento de la temperatura del fluido frío.

El factor η_H es la "eficiencia de calentamiento". De esta podemos deducir la eficiencia de enfriamiento":

La eficiencia de calentamiento es así la relación del aumento real de temperatura del fluido frío al aumento máximo que es posible obtener si el acercamiento en el extremos caliente fuera

na cero (basado en flujo a contracorriente).

La mayoría de los cambiadores consisten de un haz de tubos dentro de una coraza. Para obtener velocidades económicas y sus correspondientes coeficientes de transferencia de calor, es necesario frecuentemente arreglar la trayectoria del flujo de forma que alguno o ambos fluidos debe cambiar dirección una o más veces durante su paso por el cambiador. Resulta en esos casos una combinación de flujo a contracorriente y paralelo, llamada "flujo cambiado".

En los cambiadores de pasos múltiples, la diferencia media de temperaturas es menor que la media logarítmica calculada para flujo a contracorriente y mayor que la basada en flujo paralelo. Un caso simple se muestra esquemáticamente en la figura 17; este es el cambiador llamada 1-2, ya que contiene una coraza y dos pasos iguales de tubos.

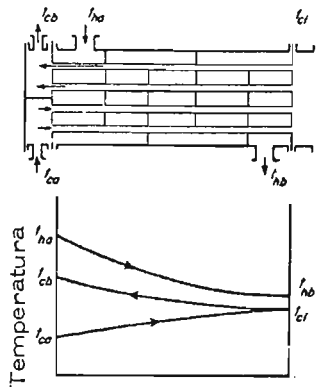


Fig. 17

El fluido frío a t_{c1} , con calor específico constante c_{pa} , entra al primer paso a la masa velocidad estacionaria W_c y sale del segundo paso a t_{c2} . El fluido caliente a t_{h1} , con calor específico constante C_{ph} , entra a una masa velocidad estacionaria W_h en el extremo de la coraza y deja el equipo en el opuesto a t_{h2} . A una distancia z de la entrada al primer paso del fluido en los tubos se tendrá una temperatura del fluido t_{cA} en el primer paso y de t_{cB} en el segundo paso. Considerando que no hay pérdidas de calor a las inmediaciones, el balance de calor es

$$\pm W_h C_{ph} dt_h = W_c C_{pc} (dt_{cA} - dt_{cB})$$

el signo dependerá de la dirección del flujo del fluido en la coraza. Designando la superficie de transferencia por unidad de longitud como a' , las ecuaciones que se obtienen son:

$$W_c C_{pc} dt_{cA} = U (a' dz) (t_h - t_{cA})$$

$$- W_c C_{pc} dt_{cB} = U (a' dz) (t_h - t_{cB})$$

Considerando U constante, Mac Adams arriba a la ecuación:

$$\text{tom} = \frac{(t_{h1} - t_{h2})^2 + (t_{c2} - t_{c1})^2}{\text{In} \frac{t_{h1} + t_{h2} - t_{c1} - t_{c2} + \frac{(t_{h1} - t_{h2})^2 + (t_{c2} - t_{c1})^2}{t_{h1} + t_{h2} - t_{c1} - t_{c2} - \frac{(t_{h1} - t_{h2})^2 + (t_{c2} - t_{c1})^2}}{2}}$$

La cual es aplicable también al caso en el que el fluido frío fluye en el lado de la coraza. En vez de usar una ecuación tan engorrosa se utilizan los factores F_G ya enunciados arriba.

Otro arreglo de las boquillas de entrada y salida en la coraza se muestra en la figura 18. El factor F_G de la figura 16 puede ser usado en ambos casos.

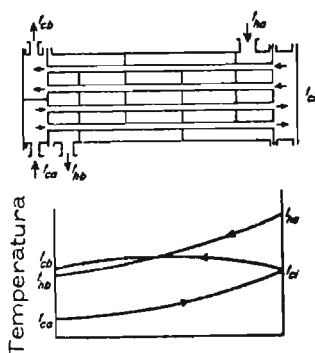


Fig. 18

El factor F_G siempre es menor que la unidad. La caída de la temperatura media, y, por tanto la capacidad, es menor que la de un cambiador a contracorriente teniendo la misma media logarítmica de temperatura. Cuando F_G es menos de 0.75 aproximadamente, el cambiador 1-2 no debe ser usado,

ya que el cambiador real no seguiría más las asunciones hechas en la derivación.

Las relaciones de temperatura-longitud en un cambiador de 2-4 se presentan en la figura 19.

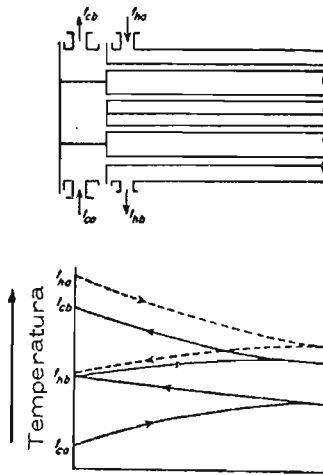


Fig. 19

Las líneas punteadas corresponden al fluido en el lado de la coraza y las líneas continuas al fluido en los tubos. Se asume que el fluido caliente va en el lado de la coraza. Los dos pases más calientes en el lado de la coraza están en contacto térmico con los dos pases más calientes en los tubos y los más fríos de la coraza lo están con los más fríos

de los tubos. Un ejemplo del cambiador 2-4 se muestra en la figura 19. Este tipo es más aproximado al flujo pleno de contracorriente que el cambiador 1-2.

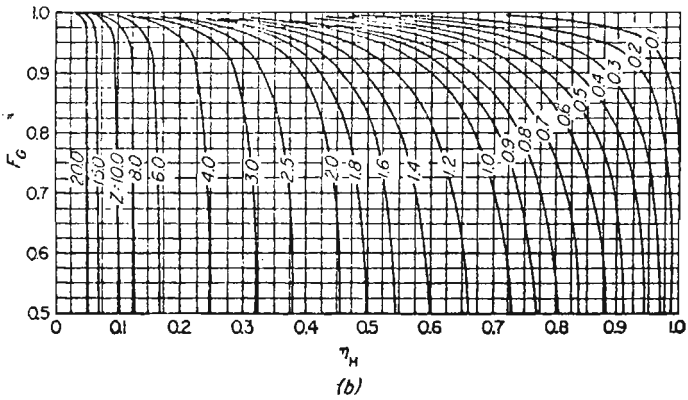
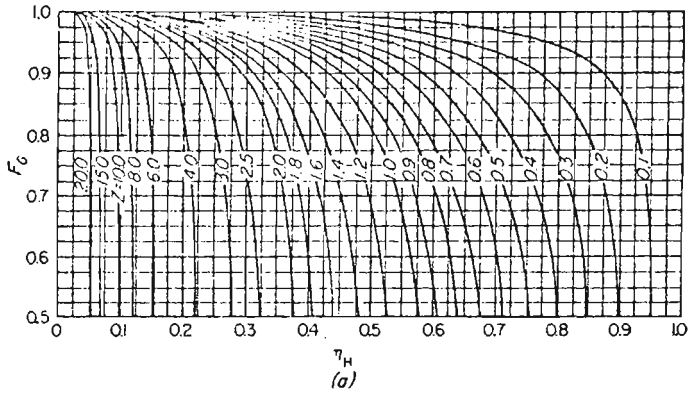


Fig. 20

La figura 20b proporciona los valores del factor F_G para cambiadores 2-4, su uso es igual a las anteriores descritas, pudiendo utilizarse para dos pasos en la coraza y cuatro o más en los tubos.

Se usan otras combinaciones de pasos en la coraza y en los tubos, para los tipos 1-2 y 2-4 son los más comunes.

E).- Factores Diversos que influyen en la transferencia de calor.

Desde el punto de vista térmico, las condiciones físicas relacionadas con el fenómeno del transporte de calor, siempre adquieren relevancia al considerar la velocidad de transferencia y las dimensiones del equipo.

Al analizar las variables de un proceso que influyen en la transferencia térmica, se pueden agrupar en cinco divisiones principales: los datos externos del proceso, las variables de diseño del equipo, las propiedades físicas y químicas del fluido, así como los materiales de construcción.

a).- Datos del proceso.

Comunmente hay un fluido especificado (marcado con el índice 1) con un flujo conocido (V_1) y el propósito principal, durante el intercambio de calor, entra

ese fluido y el otro (índice 2) es obtener un cambio de temperatura deseado en este fluido o en ambos. Como fué indicado arriba, cada unidad de masa re quiere la misma cantidad de calor para obtener un cierto cambio de temperatura, así pues, el flujo de calor debe ser proporcional al flujo de masa, el cual es igual a la densidad multiplicada por el flujo volumétrico. Para fluidos que no cambian de fase, cada etapa unitaria de cambio de temperatura (grado) re quiere la misma cantidad de calor, así el flujo de calor ϕ que sale o entra en una corriente de flujo constante V_1 debe ser proporcional al cambio de temperatura $t_{i1} - t_{o1}$.

La cantidad de calor requerido para obtener un cierto cambio en la temperatura, no es la misma para diferentes substancias; es así que, el calor transferido al fluido será proporcional a su propiedad física definida anteriormente como: calor específico C_p .

Resumiendo, el calor transferido por unidad de tiempo

ϕ , es proporcional al flujo volumétrico del medio, V , a la densidad ρ , al calor específico C , y al cambio de temperatura de la entrada a la salida del cambiador: $t_{i1} - t_{o1}$

$$\Phi = V_1 \rho_1 c_1 (t_{i1} - t_{o1}) \quad 60$$

Como se mencionó inicialmente, la fuerza causante de la transferencia de calor es la diferencia de temperaturas entre dos medios. Entre mayor sea esta fuerza, mayor será el flujo de calor. En otras palabras, la velocidad de flujo del calor, Φ es proporcionalmente incrementada con la diferencia media de temperaturas entre los fluidos que pasan a través del cambiador.

Considerando constantes todas las otras condiciones, cada parte del cambiador, que tiene una porción igual de la superficie de calentamiento, transferirá la misma cantidad de calor. Así, la cantidad de calor intercambiado, Φ , será proporcional al área de transferencia A y al coeficiente total de transferencia k ($\text{kcal}/\text{hm}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$).

Entonces:

$$\Phi = k A \Delta t_m \quad 61$$

Igualando estas dos últimas ecuaciones y resolviendo para A :

$$A = \frac{V_1 \rho_1 c_1 (t_{i1} - t_{o1})}{k \Delta t_m} \quad 62$$

En esta expresión, para el área requerida, a excepción de k , todos los factores se determinan por el trabajo a realizar dentro del equipo. k depende del diseño del cambiador y de las velocidades de flujo reales.

En la mayoría de las aplicaciones, además de las temperaturas de entrada y salida del producto, al menos la temperatura de entrada del medio de calentamiento o enfriamiento es conocida (o puede ser seleccionada de entre algunas alternativas).

Escogiendo una temperatura de entrada baja del medio enfriante o una temperatura alta de entrada del medio de calentamiento, se incrementa la diferencia media de temperatura entre los fluidos. ver fig. 21.

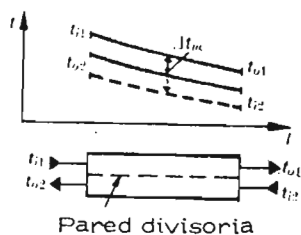


Fig. 21

Esto permitirá reducir la superficie de calentamiento.

$$\Delta t_m = \frac{(t_{i1} + t_{o1})}{2} - \frac{(t_{i2} + t_{o2})}{2} \quad 63$$

La diferencia media de temperaturas, t_m puede también incrementarse cambiando la temperatura de salida t_{o2} del medio enfriador o calentador. Esto se obtiene cuando el medio frío o caliente incrementa la velocidad de flujo V_2 . Ver figura 22

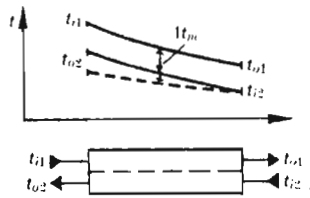


Fig. 22

El cambio de la temperatura de este medio será, por lo mismo, menor, ya que el flujo de calor hacia o proveniente del producto se distribuye en un volumen mayor del otro medio. Esto es, dado que ϕ no cambia y V_2 se incrementa, el cambio de temperatura $t_{i2} - t_{o2}$ decrecerá de acuerdo a:

$$\phi = V_2 \rho_2 C_2 (t_{i2} - t_{o2}) \quad 64$$

Analogamente en el lado del producto, dado que el calor liberado por uno de los fluidos debe ser absorbido por el otro. Hasta aquí todas las conclusiones se han basado en el hecho de que el coeficiente total de transferencia no cambia. Esto es cierto mientras el razonamiento se refiere a un caso específico bajo condiciones de flujo fijas en un cierto tipo de cambiador. Sin embargo, deben considerarse los datos adicionales del proceso, denominados caídas de presión, ΔP_1 y ΔP_2 que forzan a los fluidos a pasar por el cambiador. Mayores caídas de presión pueden producir velocidades más altas. Entre mayor sea la velocidad, mayor será la turbulencia que se obtenga, lo cual incrementa el coeficiente de transferencia por convección de uno de los líquidos hacia la superficie de calentamiento y al otro fluido. Así el coeficiente total de transferencia, k , se incrementará al aumentar las caídas de presión.

La superficie de calentamiento, por lo tanto, se reducirá en la misma proporción.

Resumiendo estas consideraciones alusivas a los factores del proceso que influyen en el intercambio térmico, se obtiene:

Factores que al incrementar sus valores, incrementan el área de transferencia.

Flujo del producto V_1

Cambio de temperatura del producto $t_{1-}t_{01}$

Densidad del producto ρ_1

Calor específico del producto C_1

Factores que al aumentar sus valores, hacen decrecer el área de transferencia.

Diferencia media de temperatura Δt_m

Flujo del medio enfriador o calentador V_2

Calor específico del medio enfriador o

calentador C_2

Densidad del medio enfriador o calentador ρ_2

Caidas de presión permisibles $\Delta p_1 \quad \Delta p_2$

b).- Variables de diseño.

Los anteriores razonamientos, relacionados con los datos del proceso y su influencia sobre la medida del área de transferencia, se aplican a la mayoría de los tipos de cambiadores. Sin embargo, un mismo trabajo puede no requerir la misma área de calentamiento en diferentes tipos de cambiadores. La capacidad para transferir calor por unidad de área puede diferir en diversos tipos debido a sus características de diseño.

El calor, repitiendo conceptos ya vertidos, al fluir del cuerpo del medio caliente al cuerpo del medio frío, será transferido a través de un número de diferentes capas, como se ve en la figura 23.

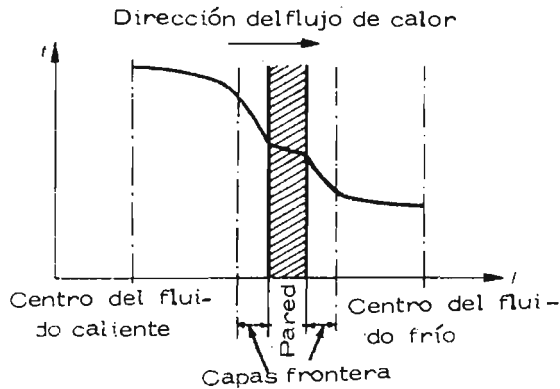


Fig. 23

Será transportado por conducción y convección del cuerpo del fluido caliente o sus capas limítrofes, principalmente por conducción, a través del área de calentamiento con su espesor de pared δ_w , por conducción a la superficie colindante con el líquido frío, de esta superficie a través de la capa limítrofe al cuerpo de la corriente del fluido frío. Las condiciones en cada una de estas partes del camino del flujo calorífico son de importancia para el coeficiente total de transferencia de calor.

Por medio de un diseño apropiado de los pasajes y de la superficie de calentamiento, las condiciones en cada capa pueden ser influenciadas en forma positiva, obteniéndose una reducción en la resistencia al flujo de calor y un incremento en el coeficiente total de transferencia, conduciéndonos a requerimientos de área menores.

Reduciendo el espesor de su pared δw , se reduce la resistencia a la conducción a través de la misma.

Reduciendo el ancho de los pasajes S , a lo que es lo mismo, el diámetro hidráulico d_h , se reduce el camino del transporte desde el centro de la corriente a la pared.

Al incrementar la turbulencia, por medio de insertos o pasajes contorneados, se mejora la transferencia pues se reduce el espesor de la película y se provoca una mejor mezcla (convección forzada) en el cuerpo de la corriente.

También se puede incrementar la turbulencia cuando se incrementan las velocidades lineales, como puede ser cuando se reducen las áreas transversales de flujo A_{c1} y A_{c2} , por esto se obtiene a expensas de mayores caídas de presión.

Y, por lo tanto, no depende exclusivamente del diseño del cambiador de calor.

La diferencia de temperatura entre los fluidos se aprovecha mejor cuando estos fluyen en direcciones opuestas a través del cambiador. Si ésto es así, el fluido caliente, cuando está así enfriado a su temperatura de salida t_{oh} , se encuentra con el fluido frío a su más baja temperatura t_{ic} (de entrada); y en el otro extremo del cambiador el líquido frío casi calentado completamente se encuentra con el fluido caliente que entra, así se da al fluido frío una buena oportunidad para tomar calor del fluido caliente. Este acoplamiento es el que fue denominado "arreglo a contracorriente".

En el caso opuesto que hemos llamado "arreglo en paralelo", ambos fluidos entran en el mismo extremo, es imposible enfriar el fluido caliente o calentar el frío más allá de la temperatura que se obtendría si se mezclaran ambos, ver figura 24.

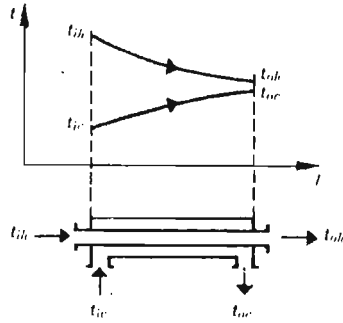


Fig. 24

En el flujo a contracorriente, esta temperatura no es limitante, y la temperatura de salida del líquido frío puede ser mayor que la temperatura de salida del fluido caliente (ver figura 25)

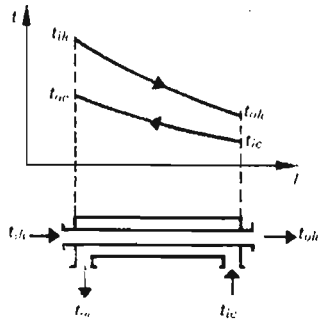


Fig. 25

Un resumen de los razonamientos alrededor de las variables de diseño, mostrará que:

Se incrementa el coeficiente de transferencia, y por lo tanto se reduce el área requerida cuando:

Se tiene menor espacio entre pasajes (menor diámetro hidráulico) s ó dh

Se tienen accesorios promotores de turbulencia.

Se tiene espesor de pared reducido δw

Mientras que:

Altas velocidades lineales U_1 y U_2 causadas por áreas de flujo seccionales reducidas Ac_1 y Ac_2 , reducen el área requerida de transferencia pero causan mayores caídas de presión.

Un arreglo puramente a contracorriente es generalmente más efectivo que el arreglo en paralelo o cualquier combinación. Como se vió antes, el ensuciamiento, reduce la transferencia de calor pues viene a ser un incremento en el espesor de pared. Los depósitos que forman este ensuciamiento, se reducen por medio de velocidades altas, buena turbulencia y adecuada distribución de flujo.

c).- Propiedades físicas.

Dado que cada fluido tiene sus propias características, defi

nidas por sus datos físicos, puede verse que la clase de fluidos a tratar es de importancia para el coeficiente total de transferencia de calor.

El calor de un cierto volumen del fluido es transportado por convección a otra localidad. Por tanto, si el calor de ese cierto volumen puede incrementarse, se incrementa la capacidad para transportar calor. Esto indica que fluidos con altas densidades, ρ y altos calores específicos, tienen mejores coeficientes de transferencia dado que pueden tomar más calor por unidad de volumen, que aquellos con bajos valores de ρ y de C .

Conforme más viscoso es un líquido, fluye con más densidad y se mezclará menos (menos turbulencia). Debido a su viscosidad el movimiento del fluido contra la pared se reduce.

Entre mayor sea la fuerza de la viscosidad, menor será el movimiento del fluido cerca de la pared y más gruesa la película, produciéndose una velocidad que será solo una fracción de la velocidad media de la corriente.

Dado que el movimiento en la película es mínimo, la convección tendrá pequeño efecto en la velocidad de transferencia

de calor, en cambio la conducción a través de esta capa es más importante. Por lo tanto son de importancia para aumentar la transmisión de calor, una película de pared delgada y una conductividad térmica alta, λ ($\text{kcal}/\text{hm}^\circ\text{C}$).

La viscosidad influye también al transporte de calor del centro de la corriente a la película de pared, como lo hace en la misma película, en ambos casos, una alta viscosidad η , tendrá un efecto negativo en la transferencia de calor.

Resumiendo podemos decir:

Influyen positivamente en la transferencia de calor, al aumentar sus valores:

La conductividad térmica λ_1 y λ_2

Calor específico C_1 y C_2

Densidad ρ_1 y ρ_2

Influye negativamente al aumentar su valor.

Viscosidad η_1 y η_2
ó ν_1 y ν_2

d).- Propiedades Químicas.

Por propiedades químicas entendemos las características que pudieran indicar la posibilidad de efectos químicos, tanto so-

bre la superficie del cambiador como en la corriente del fluido mismo y sobre otros elementos integrantes del equipo (como pueden ser empaques y juntas). Básicamente debemos hacer referencia a lo ya indicado al hablar del ensuciamiento y los efectos que tiene en ese fenómeno las reacciones químicas susceptibles por la presencia de las corrientes de los fluidos tratados. Las propiedades químicas de los fluidos serán entonces sujetas a estudio al considerar las probabilidades de corrosión, ensuciamiento y ataque a las partes expuestas del cambiador en general.

e). - Materiales de construcción.

Lo dicho anteriormente al referirnos a la Superficie de Transferencia es válido en forma total al abordar el mismo aspecto con el nombre de materiales de Construcción. En el concepto clásico o convencional del cambiador de calor, coraza y tubos, los materiales de construcción que deben considerarse aquí, abarcan obviamente ambos elementos primarios, la coraza y el haz tubular, Para ambos elementos, al igual que los constituyentes de los demás tipos de cambiadores que estudiaremos, existen dos características fundamentales que vienen a convertirse en condiciones para el buen funcionamiento de los materiales de construcción; por un lado la conducti-

vidad y por otro la resistencia a la corrosión.

a') Conductividad. Ya ha sido tocado con anterioridad y en este punto lo mencionaremos sólo para hacer hincapie en su papel destacado en la eficiencia térmica del equipo.

Un material de construcción con valores altos de conductividad ayudará positivamente a la transmisión de calor, reduciendo el área requerida y disminuyendo el costo de la unidad. Si a una característica de buena conductividad se puede añadir un espesor de pared reducido, tendremos las dos condiciones primarias más importantes para la selección de un material de construcción.

b') Corrosión. No basta disponer de materiales con características de transmisión térmica adecuadas, se requiere conocer su comportamiento ante los fluidos que habrán de manejar, con relación a los mecanismos descritos de ensuciamiento y remoción de depósitos, y de manera especial su comportamiento frente a los medios corrosivos. En las tablas del apéndice A se enumeran algunas de las aleaciones y metales más comunes en la fabricación de cambiadores y, al igual que sus composiciones comercial

les, se enumeran algunas de sus propiedades características, usos y comportamientos en diferentes medios corrosivos. Siendo la corrosión, igualmente que el ensuciamiento, uno de los problemas prácticos más comunes en la Ingeniería Química y particularmente del intercambio de calor, tenemos la intención de resumir los principales conceptos relacionados con este problema y enumerar algunas observaciones experimentales. No pretendemos obviamente ni agotar el tema ni hacer un estudio de altos niveles técnicos sobre corrosión, pero se desea presentar orientaciones prácticas sobre las características y usos de algunos materiales comunmente empleados para el manejo de fluidos corrosivos.

Notas Generales sobre Corrosión:

La corrosión es un fenómeno complejo afectado por muchas variables: En muchos casos, sin embargo, aún cuando se toman en cuenta todas las variables conocidas, el comportamiento de un material no puede ser predicho con toda seguridad. En tales casos es necesario llevar a cabo pruebas en las plantas o en los laboratorios con todos los materiales de construcción posibles para determinar el comportamiento compara-

tivo y seleccionar el material más económico para la aplicación. Es conveniente recordar que todos los metales serán corroidos en alguna circunstancia, sin ser excepciones el oro y el platino. Es la labor del Ingeniero de diseño encontrar el material correcto para cada aplicación, es decir, un material que dará el mejor funcionamiento por el menor precio en cada ambiente.

Los problemas de corrosión, por su individualidad, son difíciles de clasificar, pero se ha encontrado conveniente dividir el campo en corrosión húmeda y seca. Esta es una clasificación razonable ya que los mecanismos responsables de la corrosión caen en dos categorías principales reacciones electroquímica y reacciones puramente químicas, las cuales en forma general corresponden respectivamente a la corrosión húmeda y seca.

La corrosión es definida con mayor frecuencia como la destrucción electroquímica de materiales metálicos por reacción con su ambiente. Dado que la electroquímica considera la interacción de la electricidad y cambios químicos, la corrosión sería un cambio químico destructivo de un metal o aleación por ambas causas o causado por el flujo de una corriente eléctrica. Para que una corriente fluya se requiere un circuito cerrado. En un

sistema corrosivo (figura 26), este circuito se constituye de cuatro componentes:

- 1.- El anodo, electrodo en el cual ocurre la oxidación (corrosión), y por el cual pasan el electrolito iones de metal cargados positivamente.
- 2.- El electrolito, un conductor (usualmente un líquido) conteniendo iones que transportan la corriente al cátodo.
- 3.- El cátodo, electrodo en el cual ocurre la reducción y la corriente entra proveniente del electrolito.
- 4.- Un camino metálico entre el anodo y el cátodo, complementando el circuito.

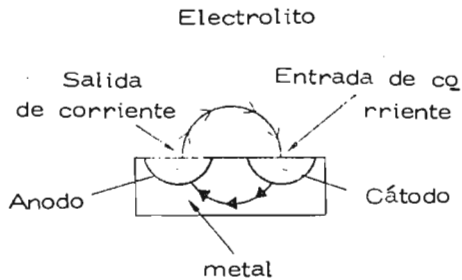


Fig. 26

En ausencia de la aplicación de una corriente externa, una diferencia de potencial o voltaje, que debe existir entre el anodo y el cátodo, la corriente no fluiría. Este voltaje es la fuerza motriz de

la reacción de corrosión. Faraday descubrió que el peso de una substancia producida por reacción electrolítica es directamente proporcional a la cantidad de electricidad que pasa a través de la celda. En otras palabras, la cantidad de corrosión depende de la corriente eléctrica en el circuito y de la duración de flujo. La velocidad de corrosión, que puede expresarse como un factor de penetración, o como pérdida de peso por unidad de área y tiempo, es proporcional a la corriente por unidad de área. Así:

$$\text{Pérdida de peso} \propto \text{Corriente} \times \text{tiempo} \text{ y}$$

$$\frac{\text{Pérdida de peso}}{\text{Area} \times \text{tiempo}} \propto \text{Densidad de corriente}$$

Como quiera que es fácil ver que exista una diferencia de potencial o fuerza motriz entre diferentes metales conectados en un electrolito, no es igualmente fácil visualizar por que un metal simple debe presentar áreas anódicas y catódicas. Tales diferencias pueden deberse a muchos factores inherentes al metal, tales como; contenido, exposición de varios planos cristalográficos, variación en el contenido de la aleación e imperfecciones de la superficie. Estas áreas pueden ser causadas también por variaciones en el electrolito, tales como diferencias de temperaturas o gradientes de concentración de la solución, de iones en la

solución o de gases disueltos tales como oxígeno.

Como ejemplo de estos principio, hierro sumergido en agua (figura 27), muestra áreas discretas las cuales son anódicas con relación al resto del metal.

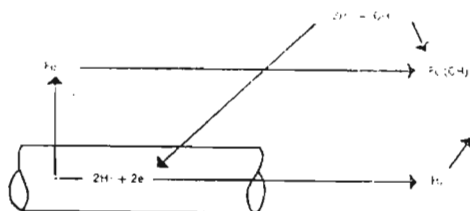
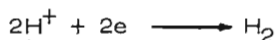


Fig. 27

En estas áreas el hierro se oxida de acuerdo con la reacción:

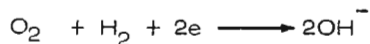


Si el agua es pura y no contiene oxígeno disuelto, la reacción del ión hidrogeno:



Para mantener total neutralidad eléctrica, esta reacción debe proceder en balance: por tanto, dos iones de hidrógeno no deben ser reducidos por cada átomo de hierro que se corroe. En agua pura solo una molécula en 10 millones aproximadamente, se diseña para producir hidrógeno e iones hidroxilo, de manera que la producción de iones hidrógeno es

muy limitada. Por esta razón la reacción catódica es muy lenta y la proporción de la corrosión es muy baja. Los casos en los que la velocidad de ataque está limitada por la reacción catódica son reacciones controladas catódicamente. Si, como es usual, se presenta oxígeno disuelto en el agua, puede ocurrir otra reacción catódica, la reducción del oxígeno:



Esta reacción causará una mayor velocidad de ataque ya que depende solo de la difusión del oxígeno a las áreas catódicas del hierro. Como sería de esperar, incrementando la cantidad de oxígeno disuelto se incrementa la corrosión; sin embargo, sobre una cierta concentración de oxígeno la velocidad de corrosión decrece a un valor muy bajo. Este decrecimiento sorpresivo es el advenimiento de la pasividad.

Pasividad.- Los químicos han enlistado los materiales de acuerdo con sus potenciales de oxidación o tendencia a ser oxidados. Tal enlistado, conocido como la serie de fuerza electromotriz, o serie galvánica, es un medio de medir la

reactividad química de los metales (ver tabla 7). En esta serie, los metales como el oro y el platino tienen valores negativos altos, indicando poca tendencia a ser oxidados. Tales metales resistentes a la corrosión se conocen como metales nobles. Metales con altos valores positivos como el sodio y el potasio son llamados metales activos y se oxidan rápidamente. Un metal activo en la serie de fuerza electromotriz, o una aleación compuesta por tales metales, se considera pasiva cuando su comportamiento electroquímico viene a ser el de uno considerablemente menos activo o el de uno noble. En otras palabras, cuando el fierro, un metal activo, comienza a ser corroído a una velocidad muy baja se convierte en pasivo y se comporta como metal noble. No todos los metales presentan pasividad, pero los que lo hacen están entre los más ampliamente usados como materiales resistentes a la corrosión. Niquel, cromo, titanio y zirconio se hacen pasivos espontáneamente en el aire.

TABLA No. 7

SERIE ELECTROMOTRIZ

METAL	Reacción en el electrodo	Potencial de oxidación estandar E°(volts), 77°F
Litio	$\text{Li} \longrightarrow \text{Li}^+ + \text{e}^-$	3.05
Potasio	$\text{K} \longrightarrow \text{K}^+ + \text{e}^-$	2.93
Calcio	$\text{Ca} \longrightarrow \text{Ca}^{++} + 2\text{e}^-$	2.87
Sodio	$\text{Na} \longrightarrow \text{Na}^+ + \text{e}^-$	2.71
Magnesio	$\text{Mg} \longrightarrow \text{Mg}^{++} + 2\text{e}^-$	2.37
Berilio	$\text{Be} \longrightarrow \text{Be}^{++} + 2\text{e}^-$	1.85
Uranio	$\text{U} \longrightarrow \text{U}^{+3} + 3\text{e}^-$	1.80
Hafnio	$\text{Hf} \longrightarrow \text{Hf}^{+4} + 4\text{e}^-$	1.70
Aluminio	$\text{Al} \longrightarrow \text{Al}^{+3} + 3\text{e}^-$	1.66
Titania	$\text{Ti} \longrightarrow \text{Ti}^{++} + 2\text{e}^-$	1.63
Zirconio	$\text{Zr} \longrightarrow \text{Zr}^{+4} + 4\text{e}^-$	1.53
Manganeso	$\text{Mn} \longrightarrow \text{Mn}^{++} + 2\text{e}^-$	1.18
Columbio	$\text{Cb} \longrightarrow \text{Cb}^{+3} + 3\text{e}^-$	ca 1.1
Zinc	$\text{Zn} \longrightarrow \text{Zn}^{++} + 2\text{e}^-$	0.763
Cromo	$\text{Cr} \longrightarrow \text{Cr}^{+3} + 3\text{e}^-$	0.74
Galio	$\text{Ga} \longrightarrow \text{Ga}^{+3} + 3\text{e}^-$	0.53

Fierro	$\text{Fe} \longrightarrow \text{Fe}^{++} + 2\text{e}^{-}$	0.440
Cadmio	$\text{Cd} \longrightarrow \text{Cd}^{++} + 2\text{e}^{-}$	0.403
Indio	$\text{In} \longrightarrow \text{In}^{+3} + 3\text{e}^{-}$	0.342
Talio	$\text{Tl} \longrightarrow \text{Tl}^{+} + \text{e}^{-}$	0.336
Cobalto	$\text{Co} \longrightarrow \text{Co}^{++} + 2\text{e}^{-}$	0.277
Niquel	$\text{Ni} \longrightarrow \text{Ni}^{++} + 2\text{e}^{-}$	0.250
Molibdeno	$\text{Mo} \longrightarrow \text{Mo}^{+3} + 3\text{e}^{-}$	ca 0.2
Estaño	$\text{Sn} \longrightarrow \text{Sn}^{++} + 2\text{e}^{-}$	0.136
Plomo	$\text{Pb} \longrightarrow \text{Pb}^{++} + 2\text{e}^{-}$	0.126
Hidrógeno	$\text{H}_2 \longrightarrow 2\text{H}^{+} + 2\text{e}^{-}$	0.000
Cobre	$\text{Cu} \longrightarrow \text{Cu}^{++} + 2\text{e}^{-}$	-0.337
Mercurio	$2\text{Hg} \longrightarrow \text{Hg}_2^{++} + 2\text{e}^{-}$	- 0.789
Plata	$\text{Ag} \longrightarrow \text{Ag}^{+} + \text{e}^{-}$	- 0.800
Paladio	$\text{Pd} \longrightarrow \text{Pd}^{++} + 2\text{e}^{-}$	- 0.987
Mercurio	$\text{Hg} \longrightarrow \text{Hg}^{++} + 2\text{e}^{-}$	- 0.854
Platino	$\text{Pt} \longrightarrow \text{Pt}^{++} + 2\text{e}^{-}$	- 1.2
Oro	$\text{Au} \longrightarrow \text{Au}^{+3} + 3\text{e}^{-}$	- 1.50

La explicación usual de la pasividad es que una película delgada, ya sea de óxido del metal u oxígeno absorbido, se forma en la superficie, previniendo así mayor contacto con el electrolito. En el caso del hierro, cuando una cantidad mayor de oxígeno de la que puede ser usada en la reacción catódica alcanza la superficie, es factible la formación de una película protectora.

La pasividad puede comprenderse también por medio de un estudio de diagramas de polarización. Cuando no fluye corriente entre las áreas catódica y anódica, la diferencia de potencial entre ellas es un máximo conocido como potencial de circuito abierto. Tan pronto como la corriente comienza a pasar, esta diferencia decrece. Este decremento en potencial es conocido como, polarización. El decremento en el potencial de ánodo es polarización anódica; en el potencial del cátodo, polarización catódica. Para usar una analogía de la mecánica, una manzana pendiente de un árbol tiene una energía de movimiento cero (energía cinética), pero tiene una energía potencial máxima igual a su peso por la altura sobre el piso. En cuanto comienza a caer, su energía potencial decrece y la cinética crece. Justo antes de tocar el suelo, la energía potencial se aproxima a cero y la cinética a su máximo. Si igualamos el

potencial eléctrico con la energía potencial y la corriente con la energía cinética podemos ver porque el potencial decrece mientras la corriente aumenta.

En el sistema de hierro-agua, la reacción es controlada catódicamente porque los iones hidrógeno están disponibles en pequeñas cantidades. En otras palabras, la polarización catódica limita la velocidad de reacción. Esta condición puede mostrarse gráficamente por un diagrama idealizado de polarización una gráfica potencial contra corriente, figura 28. Como se ve, ambos electrodos se polarizan, pero el cátodo polariza a un mayor grado. El punto al cual estas líneas se encuentran indica la máxima corriente disponible para corrosión. Una sustancia como el oxígeno es un despolarizador porque decrece la pendiente de una de esas líneas, incrementando por tanto la corriente de corrosión y la cantidad de la misma corrosión.

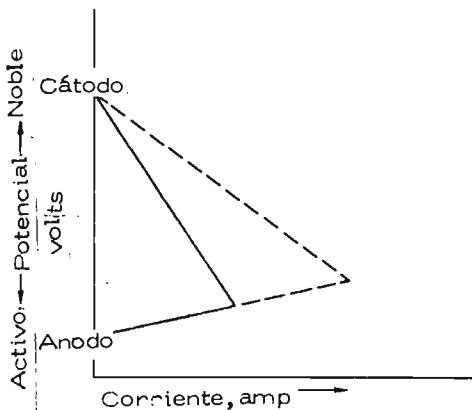


Fig. 28

Si ahora examinamos un diagrama de polarización para un ánodo noble, podemos ver que no polariza a lo largo de una línea recta como se mostró en el diagrama idealizado, sino que sigue una línea de tipo S (Figura 29). Conforme el potencial del ánodo incrementa su nobleza, la corriente por área unitaria y la velocidad de corrosión se incrementan hasta que se alcanza una densidad de corriente crítica. Este valor corresponde a la velocidad máxima de corrosión. A un potencial mayor, la densidad de corriente cae y se establece la pasividad. En el sistema de hierro-agua el incremento en el contenido de oxígeno permite fluir más corriente hasta que se alcanza la densidad crítica de corriente. Mayor incremento provoca la pasividad.

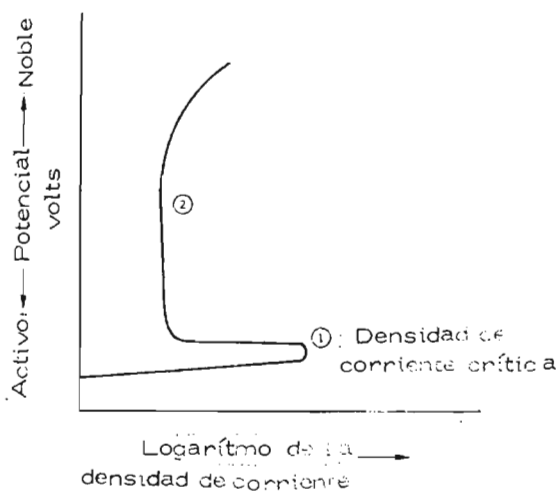


Fig. 29

La velocidad con que un metal se corroe en un medio particular esta influenciada por muchas variables, todas las cuales deben ser consideradas si se desea hacer la mejor selección del material. La concentración y la temperatura son las dos variables más importantes, y al menos éstas deben ser certeramente definidas al abordar un problema de corrosión. En el caso de concentración, un incremento puede hacer a una solución más o menos corrosiva dependiendo de factores tales como concentraciones de iones de hidrógeno y solubilidad del oxígeno. Con los incrementos de temperatura se encuentran normalmente incrementos en la proporción de la corrosión.

Las impurezas en el corroente juegan también una parte importante en el comportamiento del material, ya que aquellas pueden alterar la naturaleza oxidante o reductora del medio alterando completamente el comportamiento ante la corrosión de muchos materiales.

Las impurezas en soluciones, particularmente cloruros, propician formas específicas de corrosión tales como la ruptura por corrosión por tensión y el ataque en puntos sobre materiales de otra forma resistentes. La presencia de impurezas en metales y aleaciones es también de gran importancia. Es sabido, por ejemplo, que compuestos de azufre inhiben la corrosión cuan

do están presentes en aceros. Más recientemente se encontró que algunas trazas de elementos presentes en el Niquel 201 - previene la ruptura por corrosión por tensión a altas temperaturas y altas concentraciones de sosa cáustica.

El movimiento del corroyente con relación a la superficie corroída puede afectar también significativamente a la corrosión. Pueden identificarse dos efectos: Bajo condiciones normales la agitación de una solución previene el estancamiento y la formación de celdas de concentración de metal, y así se reduce la corrosión. Por otro lado, un incremento en la velocidad trae más corroyente a la superficie por unidad de tiempo y esto puede incrementar la corrosión. A muy altas velocidades la erosión y los efectos de colisión pueden superar los efectos de la corrosión.

Reacciones puramente químicas ocurren generalmente con metales y aleaciones en contacto con gases secos a elevadas temperaturas, siendo ejemplos típicos, la oxidación, nitración, carbonización, clorinación y fluorinación. Estas reacciones conducen normalmente a la formación de capas superficiales de compuestos químicos que pueden ser protectores, porosos o de la variedad escamoso o astillante. Por otro lado un producto volátil puede formarse siendo removido inmediatamente en la corriente gaseosa, dejando la superficie del metal lim-

para posterior reacción. Los reactivos pueden penetrar las uniones granulares. Esta última forma de ataque puede ser muy problemática ya que puede hacer quebradiza la estructura convirtiéndola susceptible de choque o corrosión intergranular.

Las variables que influyen los procesos químicos son similares a aquellas que influyen los procesos electroquímicos, es decir, concentración, temperatura, presencia de impurezas, velocidad de la corriente gaseosa, etc.

Corrosión Humeda. Bajo este encabezado se comprende el tipo de corrosión más importante. Este tipo de corrosión tiene lugar si la misma se dispersa uniformemente sobre la superficie en contacto con el corroente. Esta forma de corrosión es la permitida más fácilmente en el diseño de plantas químicas, ya que puede ser estimada fácilmente a partir de datos de corrosión conocidos.

En la forma de deteriorización del metal para la cual la proporción de corrosión se expresa en valores de penetración, pulgadas por año (ipy) o milésimas de pulgada por año (mpy), siendo esta la más usada pues elimina decimales engorrosos. Este tipo de corrosión puede predecirse frecuentemente, de forma que las tolerancias a usarse en el diseño de equipos pueden obtenerse de cartas de corrosión o de pruebas de laboratorio.

En la corrosión generalizada, las áreas anódicas sobre la superficie del metal varían de posición hasta que la superficie entera es catódica. Es posible que en un punto dado la corrosión ocurra sobre un grupo de átomos fácilmente disueltos hasta que ese grupo es dispersado, y entonces, el punto de ataque se mueve a algún otro lugar; de este modo el metal sufre un adelgazamiento general.

Como en todos los tipos de corrosión, muchos factores afectan la proporción del ataque, como se vió, la concentración influye positivamente, aunque puede ser causa de una acción reductora, por ejemplo, al hacer decrecer la solubilidad de gases en una solución. La presencia de inhibidores anódicos en pequeñas proporciones pueden realmente acelerar la reacción o variar la forma de ataque general al ataque en puntos de mayor severidad.

La concentración, el pH y la fuerza oxidante están interrelacionados. El ácido sulfúrico generalmente es considerado como reductor, pero en altas concentraciones se convierte en oxidante y esto oculta otros factores en el comportamiento corrosivo del ácido. Una evaluación conveniente de los metales sujetos a corrosión uniforme en un medio químico se basa en la velocidad de corrosión:

- 1.- Excelente.- velocidad de corrosión menor de 3 milésimas pulgada por año. Apropiado para partes críticas, tales como asientos de válvulas.
- 2.- Satisfactorio.- velocidad de corrosión de 3 - 20 milésimas pulgada por año. Apropiado para partes no críticas donde se puede tolerar un ataque mayor.
- 3.- Usualmente insatisfactoria.- más de 20 milésima pulgada por año.

El ataque en puntos es una forma más insidiosa que resulta en rápidas fallas, y debido a su naturaleza localizada es más difícil hacer tolerancias cuando se diseñan plantas químicas. Para combatir este tipo de corrosión es esencial el evitar condiciones que impulsan este ataque, tales como; rendijas, interfaces líquido-aire, y la presencia de impurezas como son los cloruros. Si bien entonces, bajo ciertas condiciones, las áreas anódicas sobre la superficie de un metal permanecen bastante más estacionarias que móviles, y al ocurrir éste surge el ataque en puntos, es posible este fenómeno por varias causas, (figura 30). La acción de los cloruros sobre los metales pasivos es particularmente productora de ataque en puntos. Parece que los iones cloruros se acumulan en las áreas anódicas y tanto penetran como disuelven la película pasiva en esos puntos. Dado que el cloro es hidrolizado a ácido clorhídrico, la acidez en el ánodo se incrementa conforme emigra más cloro al ánodo, y la corrosión aumenta con el tiempo. Reacciones auto-aceleradas como las de este tipo se describen como reacciones autocatalíticas.

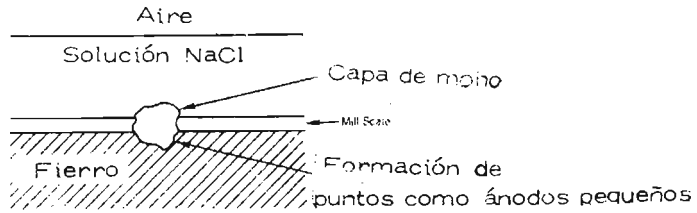


Fig. 30

Los cloruros de fierro, cobre y mercurio son los más agresivos agentes de corrosión en puntos (vea ejemplo en la figura 31). El cation metálico se reduce en el cátodo, y no se requiere aire disuelto u oxígeno. La tabla 8 resume el efecto de diferentes factores sobre la corrosión en puntos de los iones cloruro sobre el acero inoxidable (más adelante se abunda sobre el tema); la información es aplicable a otros metales pasivos.

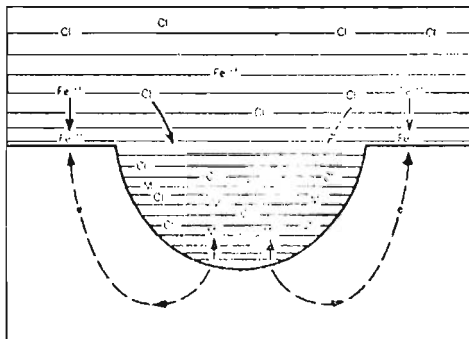


Fig. 31

TABLA 8

COMPORTAMIENTO DEL ACERO INOXIDABLE 18 - 8
A LA CORROSION

FACTOR	REACCION CATODICA	
	Reducción de Oxígeno	Reducción dei Ion-Metal
Electrolitos	Na Cl, NaBr, CoCl ₂ , MgCl, AlCl ₃	FeCl ₃ , FeBr ₃ , CuCl ₂
Velocidad de corrosión en puntos	lenta	De moderada a rápida
Incrementando Tempe- ratura, concentración de sal.	La rapidez de corro- sión se incrementa, entonces decrese. Pun to máximo.	La rapidez de corrosión se incrementa. No hay punto máximo.
Incremento en conteni do de O ₂	Se incrementa el ataque	Efecto despreciable
Efecto del pH	pH bajo - Ataque general Neutral - Ataque en pun- tos	Solución estable solo a pH bajo Neutras y alto pH
Productos de Corrosión	Alto - No hay ataque Normalmente insoluble	No hay ataque Normalmente Soluble

Cuando dos metales disímboles están en contacto con un corro-
ente, la corrosión de uno de ellos puede ocurrir en proporció-
nes mayores que lo normal, mientras que el otro tiende a ser
protegido. Este fenómeno se llama corrosión galvánica y se
utiliza en la protección catódica, por ejemplo, galvanización
de fierro con zinc (tabla 9).

TABLA 9
SERIE GALVANICA EN AGUA DE MAR

Barra corroida (anódica, o menos noble)

Magnesio
Aleaciones de Magnesio

Zinc
Acero galvanizado ó
Hierro forjado galvanizado

Aluminio
(5052, 3004, 3003, 1100, 6053
en este orden)

Acero Dulce
Hierro Forjado
Hierro Fundido

Ni - Resistente

Acero Inoxidable 410 (Activo)

Estaño-Plomo Soldado 50-50

Acero Inoxidable 304 (Activo)
Acero Inoxidable 316 (Activo)

Plomo
Estaño



Metal Muntz
Bronce Magnesio
Latón Naval

Niquel 200 (Activo)
Inconel 600 (Activo)

Latón Amarillo
Latón Admiralty
Aluminio Bronce
Latón Rojo
Cobre
Bronce - Silicon
Cobre-Niquel 70-30
Bronce G
Bronce M

Niquel 200 (pasivo)
Inconel 600 (pasivo)

Monel 400

Acero Inoxidable tipo 304
Acero Inoxidable tipo 316

Barra Protegida (Catodo ó más noble)

Las áreas relativas de los metales acoplados tienen un efecto significativo sobre la proporción de la corrosión, por ejemplo, en contacto con un metal más noble una pieza de un metal menos noble se corroe más aprisa que una pieza mayor en el mismo medio. Este ataque es conocido como corrosión galvánica ya que como se vislumbra, el sistema entero se comporta como una celda galvánica.

A pesar de que la serie de fuerza electromotriz (tabla 7) proporciona una graduación de los metales de acuerdo a su reactividad

vidad química, no toma en cuenta algunos de los factores que influyen sobre las reacciones de corrosión. Por esta razón, otra graduación se usa dándole el nombre de serie galvánica (Tabla 9). Esta serie da una indicación de la proporción de la corrosión entre metales diferentes o aleaciones al estar en contacto con un electrolito. El metal cercano al extremo activo de la carta se comportará como ánodo y se corroerá, y el metal más cercano al extremo noble actuará como cátodo y será protegido. La distancia entre dos metales en la carta es proporcional a la diferencia de potencial que puede esperarse, y es usualmente una indicación de la velocidad de corrosión. La razón por la que esta carta no es totalmente predictora es que los efectos de polarización varían de metal a metal y entre pares; por ejemplo, aluminio y acero inoxidable se corroe menos de lo que se esperaría. La figura 32 es un ejemplo de la corrosión galvánica, ocurre cuando el material del remache es más noble que la hoja de metal.

La serie galvánica no es tan absoluta como la electromotriz, sino que varía con electrolitos diferentes, grado de aereación, temperatura u otros factores. Por ejemplo la tabla 9 es una graduación teniendo el agua de mar como electrolito. En la mayoría de los casos que pueden acoplar metales de un mismo grupo sin que se cause severa corrosión galvánica.

El diseño es un factor de gran influencia para prevenir la corrosión galvánica. Si deben de usarse metales disímboles, es muy efectivo el uso de aislamientos para evitar contacto eléctrico. Cuando esta proposición no es factible, el área de metal activo debe ser mayor en comparación con el metal noble; de otra forma, una alta densidad de corriente en el ánodo causará muy rápida corrosión.

Ciertos metales y aleaciones son susceptible de ruptura por corrosión por tensión.

Los dos factores más importantes que influyen en este tipo de ataque son la naturaleza del medio corrosivo y la tensión interne presente en el material, producida por trabajos pesados o, en algunos casos, por soldaduras. Es necesario para reducir este tipo de ataque, la selección de materiales resistentes a la ruptura por corrosión de tensión. Adicionalmente debe darse cuidadosa atención a la reducción de impurezas como cloruros en los licores que se manejan. Si, habiendo tomado estas precauciones, la ruptura por corrosión por tensión persiste, como posibilidad, debe templarse el equipo en cuestión para reducir las tensiones de la fabricación. Las aleaciones de alto contenido de níquel son particularmente resistentes a este ti

po de corrosión y el INCOLOY 800, INCOLOY 825, NIQUEL 200, NIQUEL 201 y MONEL 400 son resistentes particularmente a la ruptura por corrosión de tensión en ambientes causticos.

A pesar de que se pensaba que un metal forjado se haría menos noble y por tanto sujeto a un ataque más rápido, esto usualmente no sucede. El Niquel 200 trabajado severamente en frío se corroe aproximadamente a la misma velocidad que cuando ha sido ampliamente templado. Algunas aleaciones muestran velocidades altas de corrosión después de forjadas, pero parece deberse no a un cambio significativo en el potencial del metal como consecuencia del esfuerzo, sino a un cambio metalurgico en la estructura del material. Se ha observado que una muestra con un lado cortado, la cual es una área altamente esforzada, es más susceptible de ataque en puntos que el resto de la muestra; sin embargo, esto se debe a que el ataque en puntos se origina en la multitud de pequeñas cavidades resultantes del corte.

Hay varios aspectos importantes del esfuerzo y la corrosión que operan simultáneamente que sin causar un ataque general si provocan fractura. Veremos brevemente dos de ellos: corrosión por fatiga y ruptura por corrosión de tensión.

Corrosión por fatiga. Los metales que fallan como resultado de esfuerzos alternativos o cíclicos se denominan: fatigados. La falla es por ruptura granular (figura 33) y usualmente es solo una ruptura simple. La fatiga a altas temperaturas es intergranular y que, sobre la temperatura equicohesiva, las uniones granulares son más débiles que los granos. Unos pocos metales como el plomo y el estaño, tienen baja temperaturas equicohesivas y fallan intergranularmente a una temperatura ambiente.

Resistencia límite y esfuerzo de fatiga son medidas de la habilidad del metal para soportar esfuerzos cíclicos en el aire. Cuando el metal esta sujeto a esfuerzos cíclicos en ambientes corrosivos, la acción conjunta de la corrosión y la fatiga intensifica grandemente el daño. El rompimiento es transgranular, pero hay un número de rupturas muy frecuentemente iniciadas en la base de corrosión en punto.

En ambientes severamente corrosivos, los datos de fatiga determinados para aire, son inútiles como criterios de diseño. Desafortunadamente los datos de corrosión por fatiga para ambientes diferentes al agua o al mar con cosa totalmente inexistentes. La consideración más importante en la selección de

un metal para resistir la corrosión por fatiga es la resistencia del metal al ambiente corrosivo. La resistencia del metal es secundaria usualmente.

Ruptura por corrosión por tensión. En contraste con la corrosión por fatiga, la cual puede ocurrir en cualquier medio corrosivo, la ruptura por corrosión de tensión requiere una combinación definida de ambiente y aleación. Acero inoxidable austenítico que contiene esfuerzos de tensión superficial adquiridos en la fabricación o aplicados externamente, puede fallar por ruptura transgranular en soluciones de cloruros. Similarmente MONEL 400 bajo condiciones de esfuerzo puede fallar intergranularmente cuando esta expuesto al mercurio o sales mercurosas. La tabla 10 enlista algunas de las aleaciones comunes y los medios específicos en los cuales estan sujetas a ataque. Las figuras 34 y 35 son ejemplos de rupturas transgranular e intergranular por corrosión de tensión.

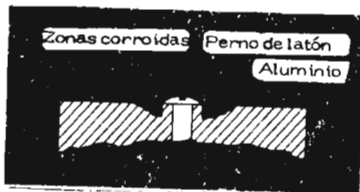


Fig. 32

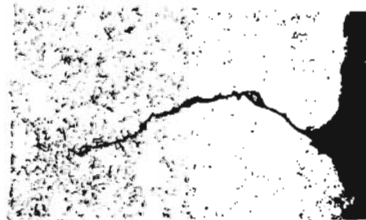


Fig. 33

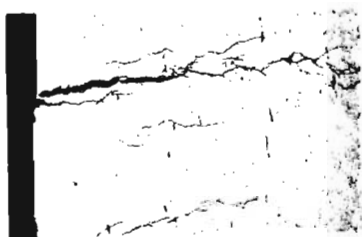


Fig. 34

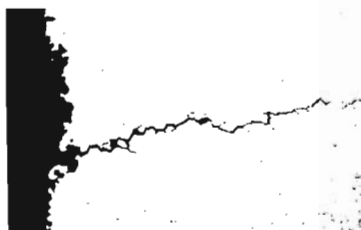


Fig. 35
TABLA 10

Ambientes que han causado ruptura bajo esfuerzo - corrosión

ALEACION	AMBIENTE	RUPTURA
Al - Mg	Cl^-	Integranular
Latón	NH_4^+	Intergranular
Acero	NO_3^- , OH^-	Intergranular
Acero Inoxidable serie 300	Cl^- , OH^-	Transgranular (Puede ser intergranular si está sensibilizado)
Monel 400	Hg , Hg_2^+ , Acido Crómico, Vapor aereado de acido fluorídrico	Intergranular y transgranular.
Inconel 600	Caustico fundido	Intergranular
Niquel 200 y 201	Hg , Hg_2^+ + metal fundido.	Intergranular

Dado que la ruptura por corrosión de tensión requiere tres factores simultáneos (tensión superficial, aleación y medio corrosivo), la alteración o eliminación de uno de ellos puede prevenir este ataque. Donde es posible, la alteración del modelo o la selección de una aleación diferente es la mejor solución. En los casos donde ni la aleación ni el ambiente pueden ser cambiados, debe eliminarse la tensión superficial del material, La eliminación de las tensiones se desaparecen usualmente por tratamiento térmico, pero frecuentemente es dificultoso o imposible el eliminar completamente las tensiones en equipos fabricados complejamente y el procedimiento es siempre costoso. Cuando se toma este criterio, el diseño del equipo demanda que los esfuerzos de operación sean mantenidos tan bajos como sea posible; deben obviarse puntos calientes, cavidades o depósitos que puedan conducir a ataques en puntos; deben tenerse presentes ya que actúan como puntos de concentración de esfuerzos, y finalmente una inspección frecuente debe ser desarrollada.

Los metales y aleaciones consisten de agregados heterogéneos de cristales y granos. Las operaciones como la soldadura o el tratamiento térmico a altas temperaturas pueden promover

la formación de constituyentes indeseables, tales como el carburo de cromo, en las uniones granulares. Esto puede conducir a corrosión intergranular en algunos ambientes, condición que resulta en debilidad mecánica del metal o aleación y puede llevar a fallas repentinas en la planta. Es por tanto, esencial el uso de procedimientos apropiados de soldadura y tratamiento térmico de los metales y aleaciones para eliminar estas fallas. En el caso de aleaciones de alto contenido de níquel, los tratamientos térmicos después de la soldadura no son generalmente necesarios.

Los diseñadores e ingenieros relacionados con cambiadores enfriados por agua estarán muy familiarizados con ataques de impegmentación asociado con las condiciones de flujo turbulento, el cual es promovido por la presencia de obstrucciones o burbujas de aire en la corriente de agua. La impegmentación puede ser señalada como un fenómeno de corrosión/erosión en el cual la influencia erosiva del medio líquido remueve una película, de otra forma protectora, y permite que ocurra el proceso corrosivo. Esto puede evitarse por el mantenimiento de flujo laminar a lo largo del sistema de agua, por la eliminación de entrada de aire o cuerpos extraños y por el diseño cuidadoso

del sistema de bombeo para evitar cavitación y succiones de aire en las tomas de agua.

CORROSION SECA.

El desarrollo de los procesos de craking del petróleo a altas temperaturas y el uso de metales en contacto con productos de la combustión en hornos o turbinas de gas, ha conducido a un interés creciente en otro rango de problemas de corrosión, los asociados con la corrosión seca.

El ataque de los halógenos en altas temperaturas impone limitaciones al uso de materiales, probablemente asociándose con las temperaturas de volatilización y fundido de las películas que se forman. Por ejemplo, cloruro de níquel a 538°C y la corrosión del níquel en cloro seco se incrementa de 0.06 pulgadas por año (de 1.5 a 15 milésimas de pulgada por año), al pasar esa temperatura.

En la selección de material por resistencia a la oxidación, el factor más importante es el que la velocidad de la oxidación varía con el tiempo en forma logarítmica y no parabólica. La velocidad de la oxidación de la superficie está gobernada por la difusión del oxígeno y del metal en el óxido. Por tanto, es esencial que las difusiones de los iones óxidos y del

metal sean muy pequeñas. La película del óxido debe ser también adherente a la superficie y no quebrarse debido a tensiones internas. Tales quiebres aumentan la penetración del oxígeno en las rupturas y la oxidación progresiva termina en falla del componente.

Los ataques de carbonización o nitración pueden ocurrir en regiones calientes de los tubos de hornos donde los compuestos que contienen carbono o nitrógeno sufren la formación de carburos y nitruros sobre la superficie. Si esta capa se difunde en una distancia apreciable de la superficie, y se produce hidrógeno o en el proceso de la combustión o en un proceso subsiguiente, la formación de metano amoníaco en la superficie carbonizada puede conducir a la desintegración física de la superficie.

Un tipo particular de ataque gaseoso de importancia industrial es el conocido como "descomposición verde". Con las aleaciones de níquel-cromo y níquel-cromo-ferro, este ataque causa algunas veces fallas prematuras y se caracteriza por la oxidación preferente del cromo a una profundidad considerable en la aleación, como diferencia con la oxidación normal que conduce a la formación de una capa protectora. En algunos casos la

aleación se hace quebradiza y la fractura frecuentemente tiene una apariencia verduzca.

Finalmente, compuestos sulfurosos, incluyendo sulfitos, sulfuros y bisulfatos, se presentan en los productos de la combustión de petróleo. Estos compuestos pueden llevar dos formas principales de ataque. La formación de capas de sulfuro puede ser protectora, pero si se difunde sobre la superficie, puede producir corrosión excesiva. Los compuestos de azufre, secundariamente, pueden condensar con humedad sobre las partes más frías de los hornos en las chimeneas de salida y provocar corrosión en puntos de rocío.

Existe un número de razones para evitar la corrosión, o al menos, mantenerla a un mínimo. Cada una de estas razones es suficiente justificación para la selección de un material mejor y, en muchos casos, hay más de una razón para mantener la corrosión controlada.

La falla de una unidad en una planta resulta en pérdidas de producción, particularmente cierto en la industria química moderna, la cual depende económicamente de la continuidad en los procesos automáticos para la producción masiva. Cuando una planta para, el costo de la pérdida en la producción es mucho mayor

que el de la reparación. En una planta diseñada para la producción continua, la falla de un elemento trae el paro completo del proceso.

La selección de materiales inadecuados conduce frecuentemente a gastos de reparación en mucho excedentes de los costos iniciales de instalación. Debe recordarse que el costo verdadero de un artículo en una planta es su costo inicial, más los costos de reparación durante su vida de trabajo por unidad de producto producida.

Una falla puede también conducir al escape de productos nocivos o explosivos con el daño consecuente a las vidas y miembros de los operarios trabajando en la zona. Los efectos de una falla no deben considerarse confinados a un artículo de la planta, sino que pueden resultar en daños a otros equipos que a su vez pueden ser más costosos.

La corrosión puede conducir a la contaminación o coloración de un productos haciéndolo pobre comercialmente. Una consecuencia más es que el ataque corrosivo de un elemento puede producir una falla más rápida de otro. Esta situación ha sobresalido en los hervidores donde el cobre colectado en enfriadores no ferrosos y de tubos puede conducir a ataques más rá

pidos sobre los tubos por depósitos de cobre.

Diseño. Debe dárse atención a todos los factores que afectan la corrosión y por tanto la vida del equipo. Debe tomarse en cuenta, temperatura, presión, grado de aereación y agitación, concentración y presencia de impurezas. En la selección de material de construcción, son de importancia: el método de fabricación, nivel de tensiones residuales, estructura metalurgica, condiciones de la superficie, y particularmente la presencia de contaminantes en la superficie.

Las siguientes son lineas sumarias de las características a considerar en las etapas del diseño en los proyectos:

- 1.- El material seleccionado debe llenar todas las condiciones de operación, incluyendo arranque y paros. Debe ser económico, realmente disponible y fácil de fabricar. Debe hacerse uso pleno de las facilidades que ofrezca el almacenamiento para rápido reemplazo si es necesario.
- 2.- Cavidades, orillas cortantes y esquinas deben evitarse para reducir los efectos del estancamiento y la acumulación de sólidos.
- 3.- Debe preferirse la soldadura simple a los empalmes. Soldaduras defectuosas provocarán la formación de cavidades o acelerarán la formación de depósitos que pueden promo-

ver ataques locales.

- 4.- Deben preferirse fondos con declives y salidas de drenaje a los fondos puramente planos, ya que los primeros facilitan la limpieza y evitan el estancamiento durante los paros.
- 5.- Las velocidades de los líquidos y vapores deben mantenerse en los límites de diseño para evitar problemas de corrosión/erosión.
- 6.- El equipo debe ser tan accesible como sea posible para efectos de inspección y mantenimiento.
- 7.- Deben evitarse las sobre tensiones y los materiales deben usarse a los niveles más bajos posibles de tensiones.
- 8.- El acoplamiento de metales disímboles en medios líquidos debe considerarse cuidadosamente ya que puede acelerar el ataque del metal menos noble. Siempre que sea posible deben acoplarse metales similares.
- 9.- Componentes tales como mamparas, placas de soporte, filtros, etc., deben ser inspeccionados para cubrir roturas eliminando así las cavidades y permitir la limpieza y el drenaje completo en los paros.
- 10.- Una unidad no debe diseñarse para cumplir con los requerimientos mínimos intermedios, sino para una larga vida útil con un mínimo de mantenimiento.

Un cuidado atento a estas y similares sugerencias reducirá drásticamente el costo de fallas y paros en plantas químicas.

F).- Algunos Aspectos Teóricos sobre los Cambiadores de Calor y su Funcionamiento.

El funcionamiento de un cambiador de calor se define por sus datos de proceso, estos es, las temperaturas de entrada y salida (llamadas programa de temperaturas), velocidades de flujo, y caídas de presión de los líquidos que pasan a su través.

a).- y J , Parámetros específicos de funcionamiento.

Por medio de la introducción del concepto "número de unidades de transferencia de calor", $NTU = \frac{\Delta T_{\text{máx}}}{\Delta T_{\text{media}}}$ = al cambio de temperatura de uno de los fluidos por grado de la diferencia media de temperaturas, se pueden comparar diferentes programas de temperatura por medio de esta medida universal de funcionamiento (la cual indica la longitud relativa o "posibilidad" de cada trabajo) con independencia de la temperaturas reales en cada caso.

La transferencia de calor y el funcionamiento térmico dependen de las condiciones de flujo en diversas formas, y por lo tanto no se puede hacer un análisis general del funcionamiento térmico de un cambiador, a menos que las condiciones de flujo estén correctamente elegidas, lo cual en la mayoría de los casos significa que las caídas de presión son iguales o equivalentes.

Con objeto de definir las equivalencias en las condiciones de flujo o caídas de presión, se introducirá una figura comparativa denominada caída específica de presión, J , la cual expresa la caída de presión por cada parte del cambiador de calor que produce un comportamiento térmico similar (caída de presión por cada unidad de transferencia de calor del programa de temperaturas).

b).- Factor Fanning.

Dado que el incremento en las caídas de presión crean la posibilidad de incrementar la transferencia de calor, pero generalmente existe un límite al cual llegar en las caídas de presión, el comportamiento térmico de un cambiador de calor no se puede analizar, sin tomar en cuenta al mismo tiempo, las condiciones de flujo y las caídas de presión. Bien, cuando es posible, los cambiadores de calor están diseñados para proporcionar caídas de presión tan cerca de estos límites como sea posible.

Generalmente los fluidos que intercambian calor son forzados a fluir a través del cambiador de calor por diferencias de presión entre la entrada y la salida. Estas diferencias de presión son producidas en dos formas, o bien por bombeo, o bien por una diferencia hidrostática (un nivel aparente mayor de líquido antes que después del cambiador de ca-

lor). La altura hidrostática puede ser causada por los cambios en la densidad del fluido que resultan de su calentamiento o enfriamiento.

Consideraremos aquí el fluido a través del cambiador de calor con independencia de la diferencia de presión entre la entrada y la salida, considerándolo como una convección forzada.

A la entrada del pasaje por el cambiador de calor, energía en forma de presión se debe aplicar al fluido, con una velocidad de flujo V y densidad ρ , con objeto de acelerarlo a una velocidad U , causando una caída de presión Δp_{acc} , la cual no puede ser recuperada a la salida. Misma que es llamada cabezal de velocidad.

$$\Delta p_{acc} = \frac{V \rho U^2}{2} \quad 61 \quad \text{entonces} \quad \Delta p_{acc} = \frac{\rho U^2}{2} \quad 62$$

Una cierta fracción adicional de esta energía se pierde con cada cambio de dirección (reaceleración) en codos, etc.

Debido a la resistencia producida por las fuerzas de fricción entre la pared y el fluido, la cual crece cuando se incrementa la velocidad, la presión caera conforme el fluido fluye a través de pasajes rectos. Los pasajes con inserciones o contorneados incrementan la caída de presión debido a lo que se

puede llamar "arrastre".

Esta caída de presión dentro y a lo largo de los pasajes usualmente se calcula en términos de cabezal de velocidad, el cual iguala las diferencias de presión necesarias para acelerar al fluido a la velocidad u , El valor de la pérdida en el cabezal de velocidad en una cierta longitud en el cabezal de velocidad en una cierta longitud de pasaje (y por lo tanto una caída de presión) es proporcional a la longitud. Si esta última se duplica, la caída de presión también se duplica.

La caída de presión por unidad de longitud es función del cabezal de velocidad, las condiciones de flujo y la medidas del pasaje, las dos últimas están definidas por el factor de fricción F_f y la relación del diámetro hidráulico equivalente d_h a la longitud total del pasaje l . Así

$$\Delta p = \left[\frac{4l}{d_h} F_f \frac{\rho u^2}{2} + (1 + Z) \frac{\rho u^2}{2} \right] \frac{1}{9.81 \cdot 1000} \text{ [mwg]} \quad 63$$

Z es el valor adicional de las pérdidas en el cabezal de velocidad debido a más de un pasaje recto (codos, o más de una entrada de pasaje en serie, etc.).

El factor de fricción F_f depende de las condiciones de flujo, las cuales están caracterizadas por el número de Reynolds, que relaciona la velocidad u y la viscosidad con el diámetro hidráulico equivalente d_h de una pasaje en el

grupo adimensional:

$$Re = \frac{u d_h}{\nu} \quad 64$$

$$F_f = f(Re) \text{ usualmente } = \frac{C_f}{Re^m} \quad 65$$

En donde m (generalmente $0.2 \leq m \leq 1$) y C_f dependiendo de la clase de superficie y las características de flujo.

Cuando se aplica esto a ciertos tipos de cambiadores de calor los cuales tienen en forma standarizadas las medidas de sus pasajes, se reemplaza la velocidad en la fórmula por el flujo volumétrico por unidad de pasaje, v , la cual es proporcional a la velocidad si la sección transversal del pasaje es constante para cada unidad standard.

Dado que en flujo turbulento

$$F_f \sim \frac{u d_h}{\nu}^{-0.2} \text{ y } \Delta p \sim F_f \frac{u^2}{2} \text{ entonces}$$

$$\Delta p_{\text{turb}} \sim u^{1.8}$$

La caída de presión es por tanto bastante más sensible a la velocidad que se elige en un cambiador de calor. En el caso del flujo laminar donde el exponente m es usualmente 1, $\Delta p_{\text{lam}} \sim u$.

Más adelante se verá que la transferencia de calor y el cambio de temperatura de los fluidos que pasan a través de un cambiador de calor son funciones de las velocidades

dentro de los pasajes.

c).-El proceso de intercambio de calor.

En esta sección las condiciones de operación y funcionamiento serán principalmente discutidas según la influencia que tienen sobre ella los datos externos del proceso, como son, los flujos totales, las temperaturas y las caídas de presión de los dos fluidos.

Cada caso de intercambio térmico a través de un cambiador de calor es un proceso donde la tendencia es equilibrar las temperaturas a los diferentes puntos en un sistema. Por lo tanto la energía calorífica fluye de las partes más calientes (las cuales liberan energía como entalpía) hacia las partes más frías. Debido a esas pérdidas de energía, la temperatura de las partes más calientes caerán, y así serán enfriados, mientras que las partes más frías serán calentadas conforme reciben la energía liberada.

En un cambiador de calor el flujo de calor se utiliza para transferir el mismo de un fluido a otro de menor temperatura, con objeto de enfriar el fluido caliente o calentar el frío. En todo cambiador de calor debe existir una diferencia de temperatura con objeto de mantener el flujo de calor. Las temperaturas finales de ambos fluidos están re-

lacionadas en principio como se muestra en la figura 36 (debe notarse que en contracorriente que $t_{oh} > t_{oc}$ es posible).

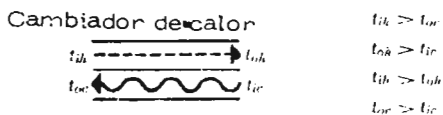


Fig. 36

a). - Balance de calor.

En un sistema donde no hay pérdidas de calor hacia los alrededores, todo el calor liberado por una de las partes debe de ser recogido por la otra (balance térmico).

El calor liberado por unidad de tiempo Φ (flujo de calor) por el fluido caliente que tiene una densidad ρ , un calor específico C_h que pasa a través del cambiador de calor con un flujo, V_h , se expresa por la fórmula:

$$\Phi = V_h \rho c_h (t_{ih} - t_{oh}) \quad 66$$

Bajo la condición de la existencia del balance térmico, el calor liberado, debe de ser, al mismo tiempo, recogido por el fluido frío (índice c), por lo tanto la ecuación del balance del calor será:

$$\phi = V_c \rho_c C_c (t_{oc} - t_{ic}) = V_h \rho_h C_h (t_{ih} - t_{oh})$$

Esta ecuación solamente es válida si no ocurren procesos físicos o químicos que demanden energía calorífica, la cual puede absorberse como calor de reacción o como calor latente para un cambio de estado físico (fase); ambos fenómenos pueden llevarse a cabo sin ningún cambio en la temperatura. Por ejemplo, en la condensación de un vapor.

En este caso el calor liberado o tomado por el fluido que cambia fase sería el producto de la masa m , y el calor latente de la fase que cambia r .

$$\phi = mr = V_{\text{vap}} \rho_{\text{vap}} r = V_{\text{cond}} \rho_{\text{cond}} r. \quad 68$$

Donde el índice vap significa vapor y el índice cond, significa condensado.

Desde luego que es posible tener al mismo tiempo un enfriamiento de la temperatura de entrada de vapor, t_{ih} a la temperatura de saturación t_{sh} , así como un sobre enfriamiento del condensado de la temperatura de saturación t_{sh} , hasta su temperatura de salida, t_{oh} , o bien un precalentamiento del líquido que va a ser evaporado en forma previa a esta evaporación desde la tem-

peratura t_{iC} hasta su temperatura de saturación, t_{3C} . El flujo de calor correspondiente a este proceso parcial debe añadirse al calor proveniente del cambio de fase, m_r . Si los valores de las entalpías i , de los líquidos y de los vapores son conocidos a las temperaturas finales, el flujo total de calor puede ser expresado de acuerdo al cambio de entalpia, incluyendo los calores de sobrecalentamiento, sobre enfriamiento y latente.

$$\Phi = m (i_{i\text{vap}} - i_{o\text{l}}) \quad 69$$

(Donde $i_{i\text{vap}}$ es la entalpia del vapor a la entrada y $i_{o\text{l}}$, es la entalpia del líquido a la salida).

A partir de las anteriores relaciones el equilibrio externo entre los datos del proceso de ambos fluidos puede ser determinado. Dado que dos ecuaciones pueden ser establecidas para un mismo flujo de calor intercambiado entre los fluidos, no es posible determinar más de dos variables del proceso, lo cual debe de ser suficiente para determinar la totalidad del proceso de intercambio térmico. (algunos de estos datos, flujo de calor, flujo de masa, flujo volumétrico, y las temperaturas finales pueden ser desconocidos).

En otras palabras el trabajo de un cambiador de calor, por tanto el balance térmico, se define por medio de un sistema de dos de las tres siguientes ecuaciones que expresan el flujo de calor.

$$\Phi = V_h \cdot \rho_h C_h (t_{ih} - t_{oh}) \quad 70$$

$$\Phi = V_c \cdot \rho_c C_c (t_{oc} - t_{ic}) \quad 71$$

$$\Phi = m r = m (i_i - i_o), \text{ donde } m = V \rho \quad 72$$

Los índices h y c puede ser reemplazados por 1 y 2 - cuando los fluidos caliente y frio estan indefinidos.

b').- Límites teóricos de funcionamiento.

Dado que en un cambiador de calor debe existir un balance entre el calor liberado por uno de los fluidos y el tomado por el otro, las temperaturas de salida de ambos fluidos están relacionadas por la ecuación del balance térmico.

Desde luego sin una diferencia de temperaturas no puede existir flujo de calor, por lo tanto las temperaturas que son factibles de alcanzar durante el intercambio de calor entre dos fluidos tendrán en cada caso valores limitantes. Estos límites dependen del arreglo del flujo en el cambiador de calor, la velocidad de flujo y las capacidades caloríficas de los fluidos.

c').- Arreglo del flujo.

En el cambiador de calor el calor se transmite del líquido caliente en movimiento (índice h) al medio más frío en movimiento (índice c).

Dependiendo de las direcciones relativas de flujo las temperaturas a lo largo del cambiador de calor se desarrollarán en diferentes patrones. En los arreglos del de flujo a contracorriente los líquidos calientes y fríos entran al cambiador de calor en lados opuestos así el fluido caliente que va a ser enfriado, pasa por una superficie de calentamiento antes de su salida la cual se mantiene a baja temperatura por medio del fluido frío que entra. En el arreglo a paralelo ambos fluidos entran en el mismo lado del cambiador de calor. La figura 37 ilustra los perfiles de temperatura a lo largo de la superficie en los casos de arreglos a contracorriente y en paralelo.

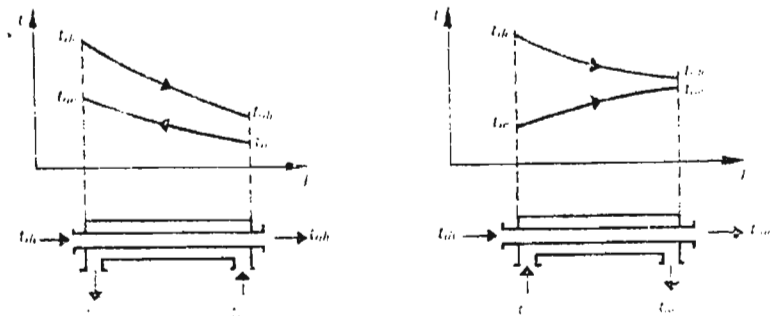


Fig. 37

Generalmente se tratará de arreglar el cambiador de calor con flujos en contracorriente, ya que de esta manera se aprovecha mucho mejor las diferencias de temperaturas entre las salidas de ambos fluidos.

En flujo en paralelo fácilmente se observa que el calentamiento y enfriamiento de los dos medios no puede proceder más allá de la temperatura de mezcla de ambos.

Flujo cruzado

Cuando se tienen las direcciones de ambos fluidos con relación una a otra en ángulos rectos, se denomina cruzado. Este arreglo de flujo puede ser, desde el punto de vista de eficiencia, considerado como un estado intermedio entre los flujos paralelo y contracorriente.

Que tan cercana será la diferencia media de temperaturas en el flujo cruzado a la del flujo a contracorriente, dependerá de las magnitudes relativas de la capacidad calorífica de flujo de ambos fluidos. Entre mayor sea la diferencia en las capacidades caloríficas de flujo menor será la diferencia entre ambos arreglos de flujo.

También la diferencia será menor para diferencias grandes de temperatura t_m y o cambios pequeños de temperatura, esto es para valores pequeños del coeficiente.

$$\frac{t_i - t_o}{\Delta t_m} = \theta$$

En flujos "asimétricos", un fluido pasa a través del cambiador de valor más veces que el otro. Cuando se tienen varios números de pasos en serie en los dos lados, algunas partes del cambiador de calor tendrán flujo en paralelo y por lo tanto la temperatura no será igual sobre las secciones transversales de los pasajes. Estas dos condiciones reducirán la diferencia efectiva de temperatura en comparación con el arreglo a contra corriente pura, teniendo un número igual de pasajes en serie para ambos fluidos.

d').- Temperaturas finales.

Las temperaturas límites se pueden obtener analizando el caso teórico en el que se tiene la diferencia de temperatura en uno de los lados del cambiador de calor como cero.

Transformando la ecuación del balance térmico se obtiene la relación entre el cambio de temperatura de los

fluidos y sus velocidades de flujo.

$$V_1 \rho_1 c_1 (t_{i1} - t_{o1}) = V_2 \rho_2 c_2 (t_{o2} - t_{i2}) \quad 73$$

$$X = \frac{t_{o2} - t_{i2}}{t_{i1} - t_{o1}} = \frac{V_1 \rho_1 c_1}{V_2 \rho_2 c_2} \quad 74$$

donde x es la relación de la capacidad calorífica del flujo.

Ambas temperaturas de salida son conocidas. Para los arreglos a contracorriente los límites de las temperaturas de salida se encuentran estableciendo la temperatura de salida del fluido que sufre el mayor cambio de temperatura igual a la temperatura de entrada del otro fluido y resolviendo la temperatura de salida restante a partir de la ecuación 73.

Para arreglos de flujo en paralelo el límite de temperatura común de salida se encuentra estableciendo las temperaturas de salida t_{o1} , t_{o2} iguales y despejando esa temperatura de la ecuación 73.

Cuando las temperaturas se aproximan en un cambiador de calor la diferencia de temperaturas en una de sus terminales decrece a cero. Con objeto de mantener la cantidad requerida de transferencia de calor en esta parte, el decrecimiento de la diferencia de temperaturas debe de compensarse por medio de una área de calentamiento adicional,

que se incrementará al infinito en el caso hipotético de temperaturas iguales de salida. De esta manera, se necesitaría una superficie de calentamiento infinitamente grande.

Cálculo directo de las temperaturas de salida de cambiadores de calor.

Cuando se especifican los servicios de cambiadores de calor en el diseño de procesos, es necesario frecuentemente llegar a condiciones óptimas por medio de "prueba y error".

Sin embargo, la determinación de cada juego de condiciones dentro de este método, implica el cálculo de variables interrelacionadas, tales como las temperaturas de entrada y salida y el área; esto puede conducir a errores dentro del método. Es conveniente entonces el poder calcular las condiciones finales del cambiador en forma directa, basándose en valores conocidos o presumibles de las temperaturas de entrada, calores específicos, cantidades de flujo, coeficientes totales de transferencia y superficie. Un cálculo de tal tipo se desarrolla como sigue: (Ver figura 38)

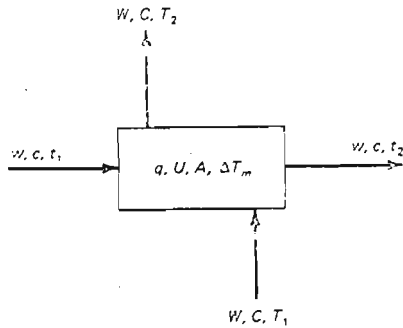


Fig. 38

q = calor a transmitir

C_p = calor específico constante o promedio en el lado de la coraza.

c_p = calor específico constantes o promedio en el lado de los tubos.

W = flujo en masa del lado de la coraza.

w = flujo en masa del lado de los tubos.

U = coeficiente total de transferencia.

A = superficie total de intercambio.

T = temperatura del fluido en el lado de la coraza.

t = temperatura del fluido en el lado de los tubos.

Δt_m = diferencia media logarítmica

1 = subíndice denominando condiciones iniciales.

2 = subíndice denominando condiciones finales.

Las unidades serán consistentes ya sea que se tomen unidades inglesas o métricas decimales.

$$q = w c_p (t_2 - t_1) = B (t_2 - t_1) \quad 75$$

$$= W C_p (T_1 - T_2) = Z (T_1 - T_2) \quad 76$$

$$= UA \Delta T_m = UA \left[\frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \frac{(T_1 - t_2)}{(T_2 - t_1)}} \right] \quad 77$$

combinando la ecuación 76 y la 75, y resolviendola para t_2 :

$$t_2 = (Z/B) (T_1 - T_2) + t_1 \quad 78$$

combinando la ecuación 76 y 77, y substituyendola por la expresión t_2 de la ecuación 78:

$$\ln \frac{T_1(1 - Z/B) + T_2 (Z/B) - t_1}{T_2 - t_1} = UA \left[\frac{1}{Z} - \frac{1}{B} \right] \quad 79$$

considerando $C = e^{\exp}$, donde:

$$\exp = UA \left[\frac{1}{Z} - \frac{1}{B} \right] \quad 80$$

resolviendo 79 para T_2 :

$$T_2 = \frac{B t_1 (1 - C) - T_1 (B - Z)}{Z - BC} \quad 81$$

Por tanto, calculando C de la ecuación 80, podemos calcular T_2 directamente de la ecuación 81.

Otro desarrollo con similar resultado es el siguiente, teniendo en cuenta las notaciones siguientes:

C_c = Capacidad calorífica específica.

W = Caudal de fluido

dT = Incremento diferencial de temperatura.

k = Coeficiente global de transmisión calorífica referido a una dA .

dA = Elemento diferencial de área de transmisión de calor.

La cantidad de calor transmitida "Q" será:

$$Q = \int W_f C_{cf} dT_f = k A (T_c - T_f)_m \quad 82$$

y de la ecuación para la Δt_m se obtiene:

$$\begin{aligned} \ln \frac{T_{c1} - T_{f2}}{T_{c2} - T_{f1}} &= \frac{(T_{c1} - T_{f2}) - (T_{c2} - T_{f1})}{(T_c - T_f)_m} = \\ &= \frac{(T_{c1} - T_{c2}) + (T_{f1} - T_{f2})}{(T_c - T_f)_m} = \\ &= \frac{T_{c1} - T_{c2}}{(T_c - T_f)_m} \cdot \left[1 + \frac{T_{f1} - T_{f2}}{T_{c1} - T_{c2}} \right] \end{aligned}$$

Como $Q = k A (T_c - T_f)_m$, y si designamos por C_{ac} y C_{af} las capacidades caloríficas absolutas de ambos fluidos, es decir:

$$C_{ac} = C_{cc} W_c \quad \text{y} \quad C_{af} = C_{cf} W_f$$

se tiene:

$$Q = k A (T_c - T_f)_m = C_{ac} (T_{c1} - T_{c2}) = -$$

$$- C_{af} (T_{f1} - T_{f2})$$

De la ecuación 83 se deduce:

$$\frac{T_{f1} - T_{f2}}{T_{c1} - T_{c2}} = - \frac{C_{ac}}{C_{af}}$$

y también

$$\frac{T_{c1} - T_{c2}}{(T_c - T_f)_m} = \frac{kA}{C_{ac}}$$

Si al

$$\ln \frac{T_{c1} - T_{f2}}{T_{c2} - T_{f1}}$$

lo designamos por "X" se tiene:

$$X = \frac{T_{c1} - T_{c2}}{(T_c - T_f)_m} \cdot \left[1 + \frac{T_{f1} - T_{f2}}{T_{c1} - T_{c2}} \right]$$

o sea

$$X = \frac{kA}{C_{ac}} \cdot \left[1 - \frac{C_{ac}}{C_{af}} \right]$$

y también

$$e^X = \frac{T_{c1} - T_{f2}}{T_{c2} - T_{f1}}$$

de donde

$$T_{c1} - T_{f2} = e^X (T_{c2} - T_{f1})$$

Si a la ecuación 84 le sumamos y restamos T_{f1} y T_{c1} , obtenemos:

$$T_{c1} - T_{f1} + T_{f1} - T_{f2} = e^x (T_{c2} - T_{c1} + T_{c1} - T_{f1}) \quad 85$$

y dividiendo ahora ambos miembros por e^x y por

$(T_{c1} - T_{f1})$, quedará de la forma siguiente:

$$\left[1 + \frac{T_{f1} - T_{f2}}{T_{c1} - T_{f1}} \right] e^{-x} = 1 - \frac{T_{c1} - T_{c2}}{T_{c1} - T_{f1}} \quad 86$$

pero como

$$\begin{aligned} 1 + \frac{T_{f1} - T_{f2}}{T_{c1} - T_{f1}} &= 1 - \\ &= \left[\frac{T_{f1} - T_{f2}}{T_{c1} - T_{c2}} \cdot \frac{T_{c1} - T_{c2}}{T_{c1} - T_{f1}} \right] = \\ &= 1 - \left[\frac{C_{ac}}{C_{af}} \cdot \frac{T_{c1} - T_{c2}}{T_{c1} - T_{f1}} \right] ; \\ & \left[1 + \frac{T_{f1} - T_{f2}}{T_{c1} - T_{f1}} \right] e^{-x} = \\ &= \left[1 - \left(\frac{C_{ac}}{C_{af}} \cdot \frac{T_{c1} - T_{c2}}{T_{c1} - T_{f1}} \right) \right] e^{-x} = \\ &= 1 - \frac{T_{c1} - T_{c2}}{T_{c1} - T_{f1}} . \end{aligned}$$

Efectuando operaciones y simplificando se llega a:

$$\frac{T_{c1} - T_{c2}}{T_{c1} - T_{f1}} = \frac{1 - e^{-x}}{\left[1 - \frac{C_{ac}}{C_{af}} \right] e^{-x}} \quad 87$$

y multiplicando ambos miembros de esta ecuación por

$$\frac{C_{ac}}{C_{af}}$$

y sumando y restando + 1 y - 1 se obtiene:

$$\begin{aligned} & \frac{T_{c1} - T_{c2}}{T_{c1} - T_{f1}} \cdot \frac{C_{ac}}{C_{af}} = \\ & = \frac{\frac{C_{ac}}{C_{af}} - \left(\frac{C_{ac}}{C_{af}} \cdot e^{-x} \right) + 1 - 1}{1 - \left(\frac{C_{ac}}{C_{af}} \cdot e^{-x} \right)} = \\ & = 1 - \frac{1 - \frac{C_{ac}}{C_{af}}}{1 - \left(\frac{C_{ac}}{C_{af}} \cdot e^{-x} \right)} ; \end{aligned}$$

88

designando por F el factor

$$\frac{1 - \frac{C_{ac}}{C_{af}}}{1 - \frac{C_{ac}}{C_{af}} \cdot e^{-x}}$$

se tiene:

$$\frac{T_{c1} - T_{c2}}{T_{c1} - T_{f1}} \cdot \frac{C_{ac}}{C_{af}} = 1 - F$$

y de aquí

$$\begin{aligned} F &= 1 - \left[\frac{T_{c1} - T_{c2}}{T_{c1} - T_{f1}} \cdot \frac{C_{ac}}{C_{af}} \right] = \\ &= 1 + \left[\frac{T_{c1} - T_{c2}}{T_{c1} - T_{f1}} \cdot \frac{T_{f1} - T_{f2}}{T_{c1} - T_{c2}} \right] = \\ &= 1 + \frac{T_{f1} - T_{f2}}{T_{c1} - T_{f1}} = \frac{T_{c1} - T_{f2}}{T_{c1} - T_{f1}} \end{aligned}$$

89

y de esta última ecuación deducimos por fin T_{f2} o sea la temperatura de salida del fluido precalentado, así:

$$T_{f2} = T_{c1} - F (T_{c1} - T_{f1}) \quad 90$$

en la cual F es función de las capacidades caloríficas de los fluidos y de " X " que a su vez depende del coeficiente " k " de transmisión calorífica.

e'). - Eficiencias.

De la literatura se conocen algunos factores de eficiencia que ayudan a definir los resultados que se podrían obtener de un cambiador de calor que tiene una área de transferencia limitada.

Un método de expresar el cambio de temperatura que se puede obtener en condiciones dadas en términos de la diferencia total de las dos temperaturas de entrada:

$$\eta = \frac{t_{i1} - t_{o1}}{t_{i1} - t_{i2}} \quad 91$$

η denomina la relación de temperaturas o la eficiencia térmica (de acuerdo a la nomenclatura térmica).

De acuerdo a este método el límite teórico para η del fluido que sufre el cambio de temperatura mayor, es la unidad en un arreglo a contracorriente, mientras que el valor límite (correspondiente a una superficie de calentamiento infinita) del fluido con el cambio de temperatura menor es menos

que la unidad.

Los valores de η_1 y η_2 son constantes en un cambiador de calor que tiene fijos los flujos de los fluidos y las características de los mismos. Por lo tanto η es una herramienta conveniente de usar cuando se requiere analizar el resultado de un cambio en la temperatura de entrada de uno de los líquidos bajo condiciones de flujo constante.

Si uno de los flujos es cambiado, las correlaciones de balance térmico entre las temperaturas de salida diferirán, y la efectividad expresada como η no será la misma. En este caso, otro concepto debe de introducirse con objeto de predecir el resultado subsecuente dado que la capacidad de transporte por unidad de área, el coeficiente de transferencia térmica, k , deberá cambiar.

Es flujo contracorriente.

$$\frac{t_{11}-t_{21}}{t_{11}-t_{22}} = \eta_1 = \frac{1 - e^{\left(-\frac{kA}{V_1 \rho_1 c_1} - \frac{kA}{V_2 \rho_2 c_2} \right)}}{1 - \frac{V_1 \rho_1 c_1}{V_2 \rho_2 c_2} \cdot e^{\left(-\frac{kA}{V_1 \rho_1 c_1} + \frac{kA}{V_2 \rho_2 c_2} \right)}} = \frac{1 - e^{-\left(\eta_1 + \eta_2 \right)}}{1 - \frac{\eta_2}{\eta_1} \cdot e^{-\left(\eta_1 + \eta_2 \right)}} \quad 92$$

donde:

$$H = \frac{kA}{V \rho c} \quad 93$$

aplicable excepto para

$$\frac{V_1 \rho_1 c_1}{V_2 \rho_2 c_2} = \frac{H_2}{H_1} = 1 \quad \eta_1 = \eta_2 = \frac{1}{1 + \frac{1}{H}} \quad 92 \text{ a}$$

en flujo paralelo

$$\frac{t_{11} - t_{01}}{t_{11} - t_{12}} = \eta_1 = \frac{1 - e^{-\left(\frac{kA}{V_1 \rho_1 c_1} - \frac{kA}{V_2 \rho_2 c_2} \right)}}{1 + \frac{V_1 \rho_1 c_1}{V_2 \rho_2 c_2}} = \frac{1 - e^{-\theta_1 - \theta_2}}{1 + \frac{H_2}{H_1}} \quad 94$$

en ambos casos

$$\frac{t_{02} - t_{12}}{t_{11} - t_{12}} = \eta_2 = \frac{V_1 \rho_1 c_1}{V_2 \rho_2 c_2} \cdot \eta_1 = \frac{H_2}{H_1} \cdot \eta_1 \quad 95$$

Estas formulas pueden utilizarse para estimar las temperaturas de salida de ambos fluidos a partir de temperaturas de entrada conocidas, las cuales están unidas a un tipo específico de cambiador de calor con un área conocida, concediendo que el coeficiente de transferencia térmica, k , puede ser evaluado (consultar tablas B-1 y B-2) del apéndice.)

f').-Diferencia de temperaturas y capacidad.

Dentro de un cambiador de calor las temperaturas de ambos fluidos cambiarán continuamente a lo largo de sus caminos, si no suceden cambios de fase, desde su temperatura de entrada hasta su temperatura de salida.

Consideraremos una cierta sección transversal en el can-
biador de calor donde los fluidos han alcanzado sus tempe-
raturas respectivamente a ambos lados de la pared diviso-
ria (la superficie de calentamiento).

A través de una pequeña unidad de área A_0 de la super-
ficie de calentamiento una cantidad de calor por unidad
de tiempo, ϕ_0 , se transmite del cuerpo de la corriente ca-
liente a la temperatura t_h hacia el cuerpo de la corriente
fria donde la temperatura es t_c .

La tendencia para equilibrar las temperaturas en ambos
lados es la fuerza directriz de todo proceso de transfe-
rencia térmica, y será mayor conforme la diferencia de
temperaturas t_h menos t_c se incrementa. Esta fuerza di-
rectriz es necesaria con objeto de salvar las resistencias
que existen entre los puntos terminales del camino que si-
gue el flujo de calor. La velocidad de transferencia es
directamente proporcional a las diferencias de temperatu-
ras e inversamente proporcional a la resistencia.

Si llamamos a la resistencia por unidad de área R_0 , el
flujo a través del área A_0 será:

$$\phi_0 = \frac{T_h - T_c}{R_0}$$

96

Se puede observar, que cada unidad de área bajo condiciones iguales producirá la misma resistencia al flujo de calor, y que, si el área se duplica el flujo de calor también se duplica.

De esta manera la velocidad de flujo de calor Φ será proporcional al área de transferencia. En un elemento pequeño de área dA el flujo de calor será:

$$d\Phi = \Phi_0 dA \quad 97$$

obteniendo así

$$d\Phi = \frac{t_h - t_c}{R_0} dA = \frac{1}{R_0} (t_h - t_c) dA \quad 98$$

Aquí $\frac{1}{R_0}$ corresponde a la capacidad de transferencia de la unidad de área de un cambiador de calor en un momento dado.

Dado que la diferencia de temperatura Δt , no será la misma en todas las partes del cambiador, y la capacidad de transferencia también variará, la ecuación anterior no puede integrarse para todo el cambiador de calor sin las siguientes precauciones.

Introduciendo una definición apropiada de diferencia media de temperaturas, Δt_m , y aplicando un coeficiente total de

transferencia térmica por unidad de área y grado, k , (equivalente a un valor medio de $1/R_0$) la ecuación del flujo de calor puede ser extendida a todo el cambiador de calor con una área total de transferencia A :

$$= k A \Delta t_m \quad 99$$

La diferencia media de temperaturas usada arriba se define como el valor medio logarítmico de las diferencias de temperatura Δt_E y Δt_e entre los dos fluidos a cada extremo del cambiador de calor (diferencias terminales de temperaturas).

$$\Delta t_m = \frac{\Delta t_E - \Delta t_e}{\ln \frac{\Delta t_E}{\Delta t_e}}$$

El coeficiente total de transferencia térmica k tiene las dimensiones de calor por unidad de tiempo (o flujo de calor) por unidad de área y grado de temperatura. Varía según el tipo de cambiador de calor y varía ligeramente también con la caída de presión que puede ser tolerada en el cambiador.

g'). -Área de transferencia requerida.

Cuando se analiza un cambiador de calor es de interés conocer la magnitud del área de transferencia requerida.

De lo que se ha visto al inicio, puede demostrarse que el área requerida para un cierto trabajo podría ser definida combinando la ecuación de balance y la ecuación de flujo, llegando a:

$$A = \frac{\phi}{k \Delta t_m} = \frac{V_h \rho_h c_h (t_{ih} - t_{oh})}{k \Delta t_m} = \frac{V_1 \rho_1 c_1 (t_{i1} - t_{o1})}{k \Delta t_m} \quad 100$$

Se enfatizará mayormente sobre la longitud en la dirección del flujo del área de transferencia, lo cual depende (casi es proporcional) a la relación del cambio de temperatura ($t_{i1} - t_{o1}$), a la fuerza principal y la diferencia media de temperaturas (la relación es llamada θ , el número de unidades de transferencia necesitadas).

El "ancho" de la superficie de calentamiento o la superficie de calentamiento por unidad de longitud se determina por la sección transversal necesaria para permitir el flujo de los volúmenes V_1 y V_2 a través del equipo a una caída de presión razonable, esto significa, que el flujo de los volúmenes requerirá el doble de sección transversal = doble de ancho b (supliendo el área de calentamiento por metro de longitud) de la superficie de calentamiento, o dos unidades idénticas conectadas en paralelo como se ilustra en la figura 39.

Por otro lado un cambio de temperatura igual a la primera etapa ($t_{i1} - t_{o1}$) requerirá, asumiendo que no existe ningún cambio en la diferencia media de temperatura, el fluido enfriado que abandona el primer cambiador deberá someterse al mismo cambio de temperatura una vez más lo cual se obtiene haciéndolo pasar a través de una unidad idéntica, por lo tanto, la longitud del pasaje deberá ser duplicada o bien, la unidades idénticas deberán ser conectadas en serie.

Así, el mismo incremento en la superficie se requiere en ambos casos, pero el arreglo de los dos equipos extendidos es diferente.

Los valores de las variables ρ_1 y c_1 y k dependen de las propiedades del fluido, del tipo del cambiador considerado y en pequeña medida de los límites de caída de presión. Bajo condiciones normales de servicio el grupo $\rho_1 c_1 / k$ podrá ser considerado casi como constante para cada fluido y cambiador. Tendrá diferentes valores para diferentes fluidos y diferentes tipos de cambiador. Cuando un cambiador de calor va a hacer aplicado a un cierto servicio, el problema fundamental es encontrar el arreglo de pasaje más apropiado.

Los pasajes a lo largo de la superficie de calentamiento deben ser capaces de permitir el flujo a su través con una caída razonable de presión (la cual no excederá el máximo aceptable) proporcionando las temperaturas de salida deseada.

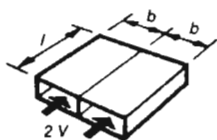


Fig. 39

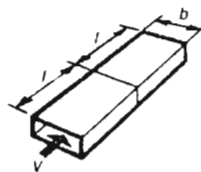


Fig. 40

Como se ilustra en las figuras 39 y 40 la sección transversal de flujo o, en principio, el ancho de la superficie de calentamiento, es proporcional al flujo de volumen V , mientras que la longitud de calentamiento es proporcional al cambio requerido de temperatura.

Una cuestión adicional que requiere mayor análisis antes que el pasaje se pueda diseñar, es qué flujo de volumen o cambio de temperatura puede esperarse por unidad de ancho y unidad de largo de cada cambiador de calor.

h').- θ y J

A continuación se pretende mostrar que los programas de temperaturas y caídas de presión pueden ser reemplazados por las figuras de funcionamiento.

$$\theta = \frac{t_i - t_o}{\Delta t_m} \quad J = \frac{\Delta p}{\theta}$$

θ y J no están relacionados a trabajos específicos y pueden utilizarse para comparar diferentes trabajos. Considerando dos cambiadores de calor idénticos, cada uno consistiendo de un número de placas paralelos con todos los pasajes entre los placas idénticos. Dos corrientes iguales de fluidos fluyen en contracorriente a través de los cambiadores, como se ilustra en la figura 41.

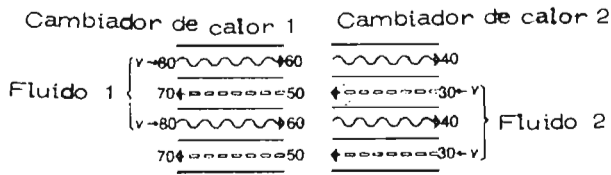


Fig. 41

En cada pasaje, entre dos placas, las condiciones de flujo son idénticas. Si la caída de presión en cada cambiador de calor está fija a un cierto valor de velocidad y la velocidad de flujo en cada pasaje esta ligada a un cierto valor V . El área de calentamiento expuesta a ese flujo V por las dos paredes paralelas en cada pasaje de los cambiadores será $2A_{pl}$, es decir el doble de área de cada placa.

Si el coeficiente total de transferencia térmica igual en

ambos cambiadores de calor, es k , y la diferencia de temperaturas es la misma a lo largo del pasaje (dado que ambas velocidades de flujo son iguales) entonces el cambio de temperatura de la corriente puede ser resuelta a partir de las ecuaciones 66 y 99.

$$\Phi = V_1 \rho_1 c_1 (t_{i1} - t_{o1}) = k 2A_{pl} \Delta t_m \quad 66 \text{ y } 99$$

$$t_{i1} - t_{o1} = \frac{k 2A_{pl}}{V_1 \rho_1 c_1} \Delta t_m \quad 101$$

De esta ecuación se puede observar que con la velocidad de flujo inalterable en los canales se puede seleccionar un par de valores para $(t_{i1} - t_{o1})$ y t_m .

$$t_{i1} - t_{o1} = 80 - 60 \quad \text{ó} \quad t_{i1} - t_{o1} = 8 - 6 \quad \text{ó} \quad t_{i1} - t_{o1} = 60 - 40$$

$$t_m = 10 \quad \text{ó} \quad t_m = 1 \quad \text{ó} \quad t_m = 10$$

Al igual que la relación $\theta = (t_{i1} - t_{o1}) / \Delta t_m$ el cambio de temperatura por grado de la temperatura media, es el mismo (=2).

De la ecuación 86 se observa que θ se determina por el cociente:

$$\frac{k 2A_{pl}}{V_1 \rho_1 c_1} = \frac{t_{i1} - t_{o1}}{\Delta t_m} = \theta \quad 102$$

La misma ecuación es válida para el cambiador de calor completo con una velocidad de flujo total V y un área total de transferencia A :

$$\theta_1 = \frac{t_{i1} - t_{o1}}{\Delta t_m} = \frac{kA}{V_1 \rho_1 c_1} ; \theta_2 = \frac{t_{o2} - t_{i2}}{\Delta t_m} = \frac{kA}{V_2 \rho_2 c_2} \quad 103$$

Después de dejar el primer cambiador de calor (Fig. 41) el fluido es alimentado al segundo (2), el cual es idéntico con el primero y por lo tanto tiene la misma capacidad de funcionamiento para enfriar las corrientes, a la misma diferencia de temperaturas. Así pues, de 60°C la corriente puede ser enfriada a 40°C a una $t_m = 10^\circ\text{C}$, dado que:

$$\theta = \frac{t_{i1} - t_{o1}}{\Delta t_m} = \frac{60 - 40}{10} = 2$$

Combinando estos dos cambiadores de calor en uno solo con una longitud de canal duplicada se produce un cambiador de calor con la capacidad de enfriamiento:

$$t_{i1} - t_{o1} = \frac{k2A_{pl}^2}{V_1 \rho_1 c_1} \Delta t_m \quad 104$$

el cual puede desarrollar un trabajo con un cambio de temperatura doble por cada grado de la diferencia media de temperatura (o el mismo cambio de temperatura con la mitad de diferencia en temperaturas).

$$\theta = \frac{t_{i1} - t_{o1}}{t_m} = \frac{80 - 40}{10} = \frac{k2A_{pl}^2}{V_1 \rho_1 c_1} = 2 \frac{k2A_{pl}}{V_1 \rho_1 c_1} \quad 105$$

En este cambiador de calor la caída de presión debiera ser doble también, dado que la longitud de flujo esta duplicada, pero todas las otras condiciones permanecen sin cambio.

Dado que la caída máxima de presión, usualmente se define para cada cambiador de calor, la velocidad del flujo por canal se fija y asimismo el número total de pasajes necesitados en paralelo esta determinado por la velocidad total del flujo V .

Así, dado que la velocidad de flujo por pasaje unitario v permanece sin cambio cada multiplo de v añadido al flujo total V , demanda otra unidad standard para ser añadida en paralelo. Cada unidad añadida al desarrollo térmico θ demanda otra unidad de longitud para ser añadida al cambiador de calor. El área de calentamiento requerida será proporcional al producto θV como se ilustra en la figura 42.

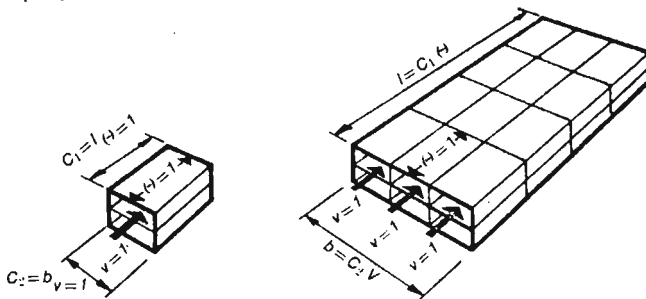


Fig. 42

Antes de que sea posible dimensionar el cambiador de calor con la ayuda de θ :

a).- La velocidad de flujo V para cada canal deberá ser decidida.

b).- Debe ser posible predecir θ para cada unidad de intercambio térmico a partir de v .

Para un incremento en la velocidad de flujo, más calor deberá ser eliminado para obtener el mismo cambio de temperatura por pasaje, dado que:

$$\Phi = v \rho c (t_i - t_o)$$

Esto se obtiene parcialmente al incrementar el coeficiente de transferencia k obtenido por el incremento de la velocidad ya que A_{pl} y t_m permanecen sin cambio ya que:

$$\theta = k 2A_{pl} \Delta t_m$$

en cada pasaje.

Determinación de

A través de la ecuación 102 el valor de θ disponible en un cierto pasaje para una velocidad dada se encuentra determinado por:

$$\theta = \frac{k 2A_{pl}}{v \rho c} \quad 102$$

(Donde v podría ser reemplazada por la velocidad multiplicada por el área seccional, uAc ó ubs). De esta manera el valor de θ para un cierto pasaje puede ser calculado a partir de la ecuación 102 o a partir de la ecuación 103, si las correlaciones convencionales para los coeficientes de transferencia k y α con V son conocidas. Se ha visto que θ debe ser influenciada de dos maneras por el valor elegido de v , directamente a través de k el cual depende de v ; incrementando la velocidad de flujo (incrementando v) k se incrementa también, pero es una extensión menor que v . Así la relación k/v y

$$\theta = \frac{k}{v} \cdot \frac{2 A_{pl}}{\rho c}$$

está afectada por v , ($\theta \sim Cv^{-0.5}$)

El resultado neto para un tipo se ilustra en la gráfica de la figura 43.

Así incrementando la velocidad el cambio específico de temperatura por unidad θ/n ó θ/l , decrece, y el cambiador de calor apropiado para un cierto trabajo requerira pasajes más largos y una superficie de calentamiento mayor para alcanzar la misma θ . Sin embargo, el área

transversal requerida para el flujo total V (y por tanto la superficie de calentamiento por metro de longitud) se reducirá dado que el caudal v para cada unidad es mayor. El incremento en las velocidades mejora el coeficiente total de transferencia, y el valor incrementado de k conduce a un ahorro en la superficie total de calentamiento requerida dado que:

$$A = \frac{V \rho c}{k} \cdot \frac{t_i - t_o}{\Delta t_m} \quad 100$$

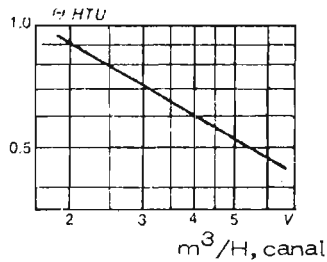


Fig. 43

i'). -Caida de presión, velocidad y flujo específico.

La velocidad u , o velocidad de flujo por canal v , está limitada dado que una velocidad incrementada incrementa también la caída de presión en aproximadamente $u^{1.8}$, lo cuál puede ser solamente aceptado hasta un cierto límite. Así, para obtener las condiciones más favorables, los cambiadores de calor, siempre que sea posible, están di-

señados para dar caídas de presión tan cerca como sea posible debajo de esos límites (los cuales están determinados por factores económicos o por las caídas de presión disponibles.)

Cuando un cambiador de calor esta calculado y diseñado para un cierto trabajo (temperaturas y caídas de presión todas especificadas), el problema que usualmente se encuentra es definir cuales velocidades se ajustan a los límites de las caídas de presión.

Dado que la caída de presión es proporcional a la longitud del pasaje, un cálculo de la caída de presión requiere que el área de la superficie de calentamiento y su arreglo hayan sido determinados. Sin embargo, la superficie de calentamiento no puede ser calculada por los medios convencionales si la velocidad no ha sido determinada, la determinación del área depende de los límites de la caída de presión.

Determinación de la caída de presión específica J .

Con objeto de evitar las inconveniencias de estos cálculos estimativos y con objeto de predecir o determinar la velocidad más apropiada directamente de los datos de proceso, una figura de caída específica de presión se necesita a partir de la cual la velocidad o la velocidad

de flujo por canal pueda ser determinada sin necesidad de conocer nada acerca de la longitud del cambiador de calor requerido.

Asumimos que θ/l y $\Delta p/l$ ó θ/n_s y $\Delta p/n_s$ son los valores de operación, los cuales se obtienen a una cierta velocidad de flujo u , ó velocidad de flujo volumétrico v , en uno de los cambiadores de calor con siderados de medida unitaria. Si un número n ó l de tales fracciones de medida unitaria están conectados en serie, una después de otra, el funcionamiento total del cambiador de calor compuesto consistente en n ó l unidades será:

$$\theta_{tot} = n \left| \frac{\theta}{n_s} \right| = l \left| \frac{\theta}{l} \right| \quad 106$$

y

$$\Delta p_{tot} = n \left| \frac{\Delta p}{n_s} \right| = l \left| \frac{\Delta p}{l} \right| \quad 107$$

Ahora si la caída de presión para un trabajo o para un cambiador de calor bajo ciertas condiciones de flujo se divide por su trabajo térmico θ , la caída de presión específica por unidad de transferencia de calor.

$$J = \frac{\Delta p_{tot}}{\theta_{tot}} \quad 108$$

es obtenida. También es evidente que:

$$J_{\text{tot}} = \frac{n \left| \frac{\Delta P}{n_s} \right|}{n \left[\frac{\theta}{n_s} \right]} = \frac{\left| \frac{\Delta P}{n_s} \right|}{\left[\frac{\theta}{n_s} \right]} = \frac{l \left| \frac{\Delta P}{l} \right|}{l \left[\frac{\theta}{l} \right]} = \frac{\left| \frac{\Delta P}{l} \right|}{\left[\frac{l}{\theta} \right]} = J \text{ tam. unid.} \quad 109$$

J expresa para cada trabajo la caída de presión que puede ser aceptada por cada unidad de transferencia térmica

$\theta = 1$ del funcionamiento térmico. Por otra lado J expresa para un cierto cambiador de calor, la caída de presión que se produce por cada unidad de transferencia térmica del trabajo térmico total. Esto es la caída de presión por cada cambio en la temperatura del fluido igual a Δt_m , la diferencia media de temperaturas.

En la formula 109 se puede ver que J no depende de la longitud del cambiador de calor, y puede ser definida como teniendo el mismo valor para todo el cambiador de calor al igual que para cada fracción de medida unitaria de las cuales el cambiador de calor está constituido en serie. Dado que todas las unidades conectadas en serie son iguales con respecto a su sección transversal, la velocidad de flujo u ó la velocidad de flujo volumétrico v a través de todo el cambiador de calor, y en cada parte es también la misma.

Cada valor de J corresponde a una cierta velocidad, diferente en los diferentes tipos de pasajes, pero adaptada de tal manera que la misma caída de presión se obtiene en todos los cambiadores de calor que tienen el mismo funcionamiento térmico. Por lo tanto J podría ser establecida como una variable general de velocidad.

El valor de $J = \Delta p/\theta$ (calculado a partir del trabajo requerido) determina directamente que velocidad de flujo u o velocidad de flujo volumétrico v , es apropiado para este desarrollo o trabajo térmico, dado que las correlaciones entre u o v y J se pueden decidir con anterioridad a partir de los datos examinados o calculados de la medida unitaria, cuyos datos y formulas de funcionamiento son conocidos.

Con los valores apropiados de velocidad de flujo determinados por J , el cambiador de calor requerido, se puede calcular ya sea de acuerdo a los métodos convencionales a través del coeficiente de transferencia térmica, o para un cierto fluido a partir de la relación entre θ/n_s ó θ/l y v ó u .

j).- J, comparación de funcionamientos.

La capacidad de transferencia térmica requerida para un cierto trabajo es:

$$kA = \frac{\Phi}{\Delta t_m} = \frac{V \rho c (t_i - t_o)}{\Delta t_m} = V \rho c \quad 110$$

La fuerza de bombeo P que se requiere para forzar a los fluidos a través del cambiador de calor depende de la caída de presión y, dado que: $J = \Delta p / \theta$ será:

$$P = CV \Delta p = CV \theta J \quad 111$$

donde C es una constante.

La fuerza de bombeo usada por ambos fluidos para la capacidad de transferencia térmica deseada es así:

$$\frac{P_1}{kA} + \frac{P_2}{kA} = \frac{C V_1 \theta_1 J_1}{V_1 \theta_1 c_1 \rho_1} + \frac{C V_2 \theta_2 J_2}{V_2 \rho_2 c_2 \theta_2} \quad 112$$

De esta manera la relación:

$$\frac{P_1 + P_2}{kA} = C \left(\frac{J_1}{\rho_1 c_1} + \frac{J_2}{\rho_2 c_2} \right) \quad 113$$

es proporcional a J.

Dado que diferentes tipos de cambiadores de calor producirán diferentes coeficientes de transferencia térmica (a velocidades iguales), una comparación entre diferentes alternativas se pueden llevar a cabo para fuerzas iguales de

bombeo por unidad de capacidad de transferencia térmica. Esto es, iguales figuras de J y desiguales velocidades, como se puede observar en la fórmula 113. Esto también es evidente dado que diferentes cambiadores de calor considerados para un cierto funcionamiento deben todos operar la misma caída de presión para ser comparables.

Una ventaja del uso de J es que los diferentes tipos no necesitan ser dimensionados para un trabajo particular con objeto de que sea posible su comparación. La comparación se puede hacer por medio de los precios de las superficies requeridas para producir el mismo valor k a la misma caída de presión específica J ; estos datos se pueden obtener a partir de las fórmulas para cualquier cambiador de calor considerado.

$k' \cdot J$, para costos de operación mínimos.

La ecuación 113 también proporciona otro uso para J . La fuerza de bombeo P es uno de los componentes de los costos de operación del cambiador de calor y kA se relaciona al precio (costos fijos) del cambiador. Incrementos en J conducen a incrementos en P , lo cual significa incremento

en los costos de operación. Un valor mayor de J también incrementará el coeficiente de transferencia térmica, lo cual conduce a la reducción en costo del área de transferencia requerida. Por lo tanto un balance más favorable entre los costos de bombeo y superficie de calentamiento debe de existir. Dado que la relación entre esos dos datos (y sus costo) esta solamente influenciado por las condiciones de operación y el cambiador de calor definido a través de J , esta variable puede usarse para encontrar las condiciones óptimas.

Si se grafica k contra J para un cambiador de calor en el cual las velocidades de flujo sean iguales en ambos lados, la curva resultante manifestará la capacidad de transferencia térmica por cada m^2 de la superficie de calentamiento a varias caídas de presión para el mismo trabajo. Si se grafica $1/k$ contra J la curva mostrará en principio el área de calentamiento requerida para desarrollar un cambio específico de temperatura $\theta = 1$, unidad de transferencia térmica por cada unidad de capacidad de flujo de calor, $\forall \theta c = 1$ a varias caídas de presión por unidad de

transferencia de calor.

Si los valores de la última curva para diferentes cambiadores de calor se multiplican por el precio por m^2 , la nueva curva obtenida dará una comparación de costos de superficies de calentamiento por cada "unidad de operación" $V \cdot p \cdot \theta = 1$ kcal/h°C a las equivalentes caídas de presión.

d).- Teoría de intercambio térmico dentro del cambiador de calor.

Se han publicado diversos trabajos sobre la teoría de la transferencia térmica, proporcionando análisis teóricos más completos de las propiedades físicas a un nivel más alto de lo que es posible alcanzar dentro de las miras del presente trabajo.

Cada caso de intercambio térmico es un proceso de igualación, donde la tendencia a igualar las temperaturas trabaja en contra de la resistencia a la transferencia térmica que mantiene las diferentes partes del sistema a diversas temperaturas.

Como se mencionó, en un cambiador de calor la transferencia térmica se hace a través de conducción y convección.

a').- Conducción.

Recordando los conceptos vertidos en los incisos C y D; en un cuerpo sólido o en un fluido en reposo, donde dos puntos tienen diferentes temperaturas, el calor (energía) fluirá del

punto más caliente al más frío debido a conducción. De acuerdo a la Ley Fourier, el flujo de calor ϕ es proporcional a la conductividad del medio, a la área de transferencia A , a la diferencia de temperaturas Δt , e inversamente proporcional a la longitud de transferencia .

$$\phi = \frac{\lambda A \Delta t}{\delta} = \lambda A \frac{dt}{d\delta} \quad 114$$

Puede observarse que para conducción a través de una serie de diferentes capas, la resistencia resultante es la suma de las diferentes resistencias, lo cual es completamente análogo a la ley para las resistencias eléctricas en serie.

$$R_{tot} = R_1 + R_2 + R_3 + \dots = \frac{\delta_1}{\lambda_1 A_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2 A_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3 A_3} + \dots \quad 115$$

La capacidad de transferencia resultante será:

$$k A_m = \frac{1}{R_{tot}} = \frac{1}{\frac{\delta_1}{\lambda_1 A_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2 A_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3 A_3} + \dots} \quad 116$$

Donde k es el coeficiente total de transferencia térmica (el cual siempre está referido a una área de transferencia A). k expresa la velocidad del flujo de calor por unidad de área entre dos puntos, el cual se causa por una diferencia de temperatura de una temperatura unidad, un grado, Así

$$\phi = k A \Delta t \text{ y } k = \frac{\phi}{A \Delta t} \quad 117$$

b').-Coeficiente de película.

El mismo camino se utiliza para describir el proceso cuando el calor por convección está involucrado, sin embargo, las resistencias no pueden ser tan fácilmente expresadas en términos δ , λ y A . Con objeto de describir el proceso parcial de la transferencia térmica de una superficie a un fluido en movimiento, un coeficiente local para transferencia térmica (entre el fluido y la pared) es introducido y definido como:

$$\Phi = \alpha A (t_{\text{sup}} - t_{\text{fluid}}) \quad 118$$

El valor del coeficiente total de transferencia térmica k , depende de las (diferentes) resistencias particulares a la transferencia térmica que existen entre las temperaturas centrales de los fluidos en movimiento y el cambiador de calor.

La temperatura descenderá de la parte central del fluido caliente, a través de la capa límite, a través de la superficie de contacto y la pared hacia el fluido frío hasta que la parte principal de este se alcanza como se indica en la figura 44.

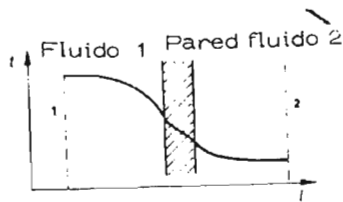


Fig. 44

c'). -Flujo Laminar y Turbulento.

Mientras que las características de flujo no sufren distorsión y las velocidades se encuentran bajo un cierto límite, todas las partículas del líquido se mueven en la misma dirección casi paralelamente a la pared y paralelamente unas de otras, y fluyen en líneas rectas (líneas rectas o flujo laminar). La distribución de velocidad a través de una sección de flujo, será similar en su diseño al perfil de temperaturas con una velocidad cero en la pared.

Si se incrementa la velocidad de flujo sobre aquel cierto límite, las fuerzas de fricción en las capas cercanas a la pared serán demasiado fuertes y, debido a la inestabilidad, ocurrirán fuerzas que darán a varias partículas del fluido velocidades transversales con respecto a la dirección principal del flujo.

Pequeños remolinos y otras turbulencias se producen por estas velocidades, lo cual conduce a una intensificación en la mezcla transversal en el cuerpo principal del flujo. El movimiento del fluido a cambiado ahora a lo que se llama flujo turbulento.

En este tipo de flujo, aún existe una capa limítrofe cercana a la pared, en la cual existe flujo laminar contra la pared.

Entre mayor sea la velocidad de la corriente, mayor será la fuerza de la inercia para cada partícula, las cuales al ser detenidas en la capa fronteriza irán con mayor profundidad dentro de la misma capa antes de que sean retardadas. Por lo tanto, la capa limítrofe (laminar) será más delgada cuando la velocidad se incrementa.

Por otro lado elementos del fluido que han sido retardados en la pared serán reemplazados por otros que se acelerarán nuevamente dado que el flujo del fluido debe mantenerse. La fuerza necesaria para esa aceleración es tomada de la presión del líquido, así una caída de presión ocurrirá a lo largo del fluido. También en flujo laminar, ocurre caída de presión debido a la fricción entre las capas laminares a diferentes distancias de la pared, y entre el líquido de la misma, se generan así fuerzas opuestas a

la dirección de flujo, las cuales deben de ser eliminadas por un gradiente de fuerza. Este es producido por diferencias de presión entre diversos puntos a lo largo del flujo.

Mayor velocidad producirá una energía cinética más alta en las partículas y provocará fuerzas de inercia mayores para las partículas del fluido que deberá ser retenido. Esto incrementará la turbulencia. Las fuerzas de viscosidad, por otro lado, igualarán las diferencias de velocidad entre diferentes partes del fluido y por lo tanto, reducirán la turbulencia.

d').-Número de Reynolds.

La relación de las fuerzas de inercia (proporcionales a u^2) y las fuerzas de viscosidad (proporcionales a u/d) han mostrado en el fluido que determinan las características del flujo, y esto se expresa por el número de Reynolds. Re , el cual ha sido derivado por diversos métodos de análisis de flujo de fluido.

$$Re = \frac{\rho u^2}{\mu \frac{u}{d_h}} = \frac{\rho u d_h}{\mu} \quad 119$$

Para cada geometría de flujo, el cambio de movimiento laminar a turbulento siempre ocurre a un cierto valor crítico de número de Reynolds.

Como en flujo turbulento existen componentes de velocidad perpendiculares a la pared, y la energía calorífica puede también ser transferida por las moléculas que se mueven hacia y desde la pared.

e'). -Número de Nusselt.

La turbulencia en el cuerpo principal del flujo produce una buena mezcla del fluido y por lo tanto la resistencia para transferencia térmica en esta parte del fluido es muy pequeña. La resistencia que permanece entre la superficie y el fluido en movimiento turbulento ocurre durante la transferencia a través de la capa límite donde el calor debe ser conducido a través de la capa laminar y entonces transmitido a la corriente turbulenta.

Dado que el espesor de la capa límite decrece cuando se incrementa la velocidad, la resistencia a la transferencia térmica debe de crecer casi en la misma proporción. Esto es, el coeficiente local de transferencia térmica, α , presentado en la ecuación 118 se incrementa cuando se incrementa la velocidad de flujo, u .

Si el espesor de la capa laminar pudiera ser determinado apropiadamente, y si el efecto de mezcla en el cuerpo turbulento y de transición del fluido, fuera tan intenso

que el calor fuera transportado a la capa laminar sin gradiente de temperatura, como se ilustra en la figura 45, el coeficiente de transferencia térmica α sería dependiente solo del espesor de la capa laminar y de su conductividad térmica λ :

$$\alpha = \frac{\lambda}{\delta} \quad 120$$

Hay, sin embargo, una resistencia a la transferencia térmica en la región de transición entre la capa laminar más lejana y el cuerpo turbulento.

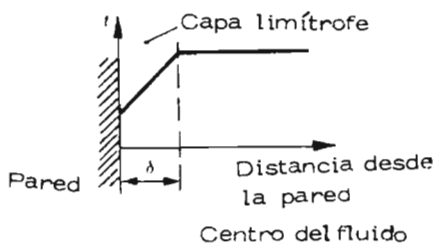


Fig. 45

Si la conductividad media imaginaria, calculada para un método de transferencia relacionado con el diámetro hidráulico d_h es:

λd_h entonces:

$$\alpha = \frac{\lambda d_h}{d_h} = \frac{\lambda}{\delta} \quad 121$$

La igualdad dá el espesor de la capa laminar δ (indicado en la figura 45)

$$\delta = \frac{\lambda}{\lambda_{dh}} dh \quad 122$$

el cuál puesto en la formula 121 dará:

$$\alpha = \frac{\frac{\lambda dh}{\lambda}}{dh} \quad 123$$

Este factor de convección $\lambda dh/\lambda$ para eliminar el espesor de la capa laminar y la conductividad térmica imaginaria con respecto al diámetro hidráulico, dh , transformará la fórmula a una forma incluyendo solo los datos conocidos, estos serán, el diámetro hidráulico y la conductividad térmica real λ (donde el coeficiente α de transferencia está relacionado a la diferencia de temperatura entre el cuerpo del fluido y la pared). Este factor de convección $\lambda dh/\lambda$ es llamado número de Nusselt, Nu y es adimensional.

Su correlación con el coeficiente de película local será entonces:

$$\alpha = Nu \frac{\lambda}{dh} \quad 124$$

ó

$$Nu = \alpha \frac{dh}{\lambda} \quad 125$$

Se ha demostrado que es práctico usar este número, Nu, para convertir los resultados de pruebas en transferencia térmica en formulas y curvas.

Dado que los valores reales de la longitud térmica entre las dos temperaturas t_b y t_w (a través de la capa límite) no pueden ser generalmente definidos, el uso de los cocientes δ_1/λ_1 y δ_2/λ_2 para describir la transferencia térmica a través de los fluidos en la ecuación:

$$k = \frac{1}{\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_w}{\lambda_w} + \frac{\delta_2}{\lambda_2}} \quad 126$$

es impráctico, y son reemplazados por el coeficiente de transferencia térmica local (coeficiente de película).

Con el soporte de estudios teóricos se han derivado relaciones semiempíricas para α con los factores que influyen la transferencia térmica.

En el caso de flujo laminar a través de todo el fluido, el problema, por otro lado, es determinar el gradiente de temperatura sobre la sección de flujo laminar, producido solamente por conducción entre las capas del líquido a diferentes distancias. A pesar de que, teóricamente, se pueden resolver las relaciones entre los coeficientes de transferencia térmica, las dos variables, el diámetro

hidráulico y la conductividad térmica real, es más práctico, aún en este caso, el uso de . Así la ecuación 126 puede reemplazarse por la formula usada para aplicaciones más prácticas:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_w}{\lambda_w} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad 127$$

Usualmente α' es calculada a partir de $\alpha = Nu \cdot \lambda/d_h$ a través de las correlaciones entre Nu, Re y los datos físicos del fluido.

f'). -Correlaciones adimensionales.

Según lo anterior se puede observar que el coeficiente de transferencia es afectado por:

Velocidad	u
Diámetro hidráulico	d_h
Conductividad térmica	λ
Viscosidad cinemática	ν
Densidad	ρ
Calor Específico	c

Considerando una relación del tipo:

$$\alpha = C u^m \vartheta^n \rho^q \lambda^r d_h^s$$

Donde C es una constante

De acuerdo a la formula 118

$$\alpha = \frac{\Phi}{A (t_{\text{sup.}} - t_{\text{fluid.}})}$$

α debe ser por lo tanto expresado en términos de energía térmica dividido por tiempo, área y diferencia de temperaturas.

A partir de las dimensiones de las variables, expresadas en unidades de tiempo -energía térmica- diferencias de temperatura -longitud- etc. se pueden obtener las relaciones entre los exponentes por análisis dimensional resultando en el agrupamiento.

$$\frac{\alpha d_h}{\lambda} = C \left(\frac{u d_h}{\vartheta} \right)^m \left(\frac{\vartheta \rho c}{\lambda} \right)^p \quad 128$$

Cada grupo es adimensional y puede también derivarse a partir de la solución parcial de la ecuación diferencial de Navier Stokes (la ecuación general de flujo para fluidos viscosos) basado en la ley de similitud.

En esta ecuación reconocemos el número de Reynolds, -- $Re = u d_h / \nu$, el cual caracteriza las condiciones de flujo.

También reconocemos el número de Nusselt $Nu = \alpha \cdot d_h / \lambda$ el cual define la conductividad térmica imaginaria del fluido en movimiento en relación con el diámetro hidráulico y la conductividad térmica real del fluido en reposo. Nu también puede ser definido en otras formas, por ejemplo, como la relación del diámetro hidráulico al espesor de una capa límite estacionaria, conduciendo calor a la misma velocidad que α , así

$$\frac{\Phi}{A} = \lambda \frac{\Delta t}{\Delta x} = \alpha \Delta t \text{ y } \Delta x = \lambda / \alpha ;$$

$$Nu = \frac{d_h}{\Delta x} = \frac{d_h}{\frac{\lambda}{\alpha}} = \frac{d_h \alpha}{\lambda} \quad 129$$

g').-Número de Prandtl.

El último grupo en la ecuación 128 es denominado número de Prandtl.

$$Pr = \frac{\rho c_p}{\lambda} \quad 130$$

Pr representa las propiedades físicas del fluido y es en realidad la relación de dos constantes de transporte molecular; la difusividad molecular ν y la difusividad térmica $(\lambda/\rho c_p)$ y expresarán la relación entre el perfil de temperatura y el perfil de velocidad, el cual es realmente el gradiente de temperatura y el gradiente de velocidad.

La formula 128 generalmente se escribe:

$$Nu = C Re^m Pr^n \quad 131$$

h').-Número de Stanton.

Frecuentemente se utiliza otro grupo adimensional para relacionar la transferencia de calor por convección forzada, a las condiciones del flujo y a las propiedades físicas; este es el número de Stanton:

$$St = \frac{\alpha}{u \rho c} = f(Re, Pr) \quad 132$$

El cambio de temperatura $t_o - t_i$ de un fluido que pasa a través de un tubo, cuyas superficie interna A tiene una diferencia de temperatura, se determina por las ecuaciones 133 y 134 para el flujo de calor Φ .

El calor transferido entre el fluido y el tubo:

$$\Phi = A \alpha \Delta t_m = \pi d l \alpha \Delta t_m \quad 133$$

El calor generado, o recibido, por el fluido en el tubo con sección transversal A_c :

$$\Phi = u A_c \rho c (t_o - t_i) = \frac{\pi}{4} d^2 u \rho c (t_o - t_i) \quad 134$$

La división de la ecuación 133 con la 134 elimina Φ .

$$\frac{A \alpha \Delta t_m}{A_c u \rho c (t_o - t_i)} = \frac{4l}{d} \cdot \frac{\Delta t_m}{t_o - t_i} \cdot \frac{\alpha}{u \rho c} = 1 \quad 135$$

de la cual se obtiene:

136

$$St = \frac{a}{U \rho c} = \frac{t_o - t_i}{\Delta t_m} \cdot \frac{A_c}{A} = \frac{t_o - t_i}{\Delta t_m} \cdot \frac{d}{4l}$$

Donde Δt_m es la temperatura media entre el centro del fluido y la pared del tubo.

Así St corresponde al cambio de temperatura por grado de la diferencia entre la superficie del fluido que puede esperarse de cada parte del tubo (o pasaje) teniendo una área de pared igual a su sección transversal. Para tubos circulares la longitud de esta parte es $d/4$, que frecuentemente es llamado radio hidráulico r_h . Debe observarse que no es similar al radio geométrico verdadero del tubo.

i'). -Analogía de Colburn.

La caída total de temperatura de un fluido que pasa a través de un tubo frío o un pasaje de cambiador de calor es:

$$t_i - t_o = \frac{A}{A_c} St \Delta t_m = \frac{4l}{d} St \Delta t_m \quad 137$$

Comparando ésto con la fórmula de la caída de presión (notese que el valor de la caída de presión esta expresado en unidades consistentes dado que la constante gravitacional g está eliminada):

138

$$\Delta p = p_i - p_o = \frac{4l}{d} \cdot F_f \cdot \frac{\rho u^2}{2} = \frac{4l}{d} \cdot F_f \cdot \Delta \left[\frac{u^2}{2} \right]$$

Donde

$$\Delta \left[\frac{\rho u^2}{2} \right] = \frac{\rho u_b^2}{2} - \frac{\rho u_w^2}{2} \text{ y } u_w = 0$$

La energía de flujo perdida en las paredes del tubo debido a

a). - transferencia de calor, es

$$\Phi = u A_c \rho c (t_i - t_o) = u A_c \frac{4l}{d} St \rho c \Delta t_m \quad 134$$

b). - Perdida de la energía de presión, la cual es igual a las pérdidas de energía cinética por fricción, es

$$\Phi = u A_c (p_i - p_o) = u A_c \frac{4l}{d} F_f \frac{\rho u^2}{2} \quad 140$$

Las dos ecuaciones 134 y 140 son idénticas en su estructura a excepción de los factores $\Delta t_m \rho c$ y $\rho u^2/2$.

En la ecuación del flujo de energía térmica el producto $\rho c \Delta t_m$ es la diferencia de entalpias por unidad de volumen entre la temperatura del fluido en el centro y la temperatura de pared.

Dado que la velocidad es cero para el fluido en contacto con la pared, $\rho u^2/2$ es la diferencia de energía cinética por unidad de volumen entre el fluido a la velocidad del centro y el fluido en la pared. Estos dos factores son las fuerzas motrices para los dos transportes de energía considerados. De aquí se puede observar la analogía entre el factor de fricción F_f y S_t .

j').-Relación entre distribución de velocidad y temperatura.

El perfil de velocidad (ilustrando el nivel de energía cinética en diferentes partes del fluido) también refleja la velocidad del flujo de la energía de presión hacia la pared en la sección transversal estudiada a través del gradiente específico de energía cinética

$$\frac{\delta \left[\frac{\rho u^2}{2} \right]}{\delta x}$$

En la dirección x hacia la pared. El perfil de temperaturas muestra, a través del gradiente de temperatura $\delta t / \delta x$ o gradiente de entalpia $\delta [t \rho c] / \delta x = \delta i / \delta x$ hacia la pared, el flujo de energía térmica en la sección transversal estudiada.

El hecho de que la transmisión de calor -caída de temperatura- pudiera relacionarse con la caída de presión en un tubo fué demostrado por Reynolds. A partir de la comparación anterior de las ecuaciones, se podría esperar que la dependencia de St y F_f en las condiciones de flujo -definidas por- - - $Re = \frac{u d_h}{\nu}$ - serían similares .

La viscosidad cinemática -difusibilidad molecular- determinan la caída de presión y la configuración del perfil de velocidad. La relación de la conductividad térmica a la capacidad

calorífica volumétrica, llamada conductividad de temperatura ó "difusividad térmica" $\lambda/\rho c = a$, por otro lado, influye el gradiente de temperatura. La relación de estas dos propiedades físicas nos da el número de Prandtl.

$$Pr = \frac{\rho c a}{\lambda} = \frac{\rho c}{a}$$

el cual podría esperarse que influyera una correlación entre el factor de transferencia térmica St y el factor de fricción F_f .

k'). -Factor J de Colburn para transmisión de calor.

Colburn derivó un factor de transferencia térmica denominado J , definido por:

$$j = \frac{Ac}{A} \cdot \frac{t_o - t_i}{\Delta t_m} \cdot \left(\frac{\rho c}{a}\right)^{2/3} = \frac{\alpha}{u \rho c} \cdot \left(\frac{\rho c}{\lambda}\right)^{2/3} = St \cdot Pr^{2/3} \quad 141$$

Con Δt_m como la ecuación 118

De acuerdo a esta derivación la correlación entre el factor de transferencia térmica J y el factor de fricción F_f fue predecido como:

$$j = \frac{F_f}{2} \quad 142$$

para flujo dentro de tubos.

Dado que $F_f = \frac{C}{Re^m}$, también $j = \frac{C}{Re^m}$ y de esta manera

$$St \cdot Pr^{2/3} = \frac{C}{Re^m} \quad 143$$

Uso experimental del factor j

Esta forma de correlación para transferencia térmica, es conveniente cuando se tienen que usar datos experimentales; para decidir las constantes y exponentes de la fórmula de transferencia térmica.

El número de Stanton puede calcularse directamente a partir de mediciones de temperatura y de las dimensiones del pasaje, dado que:

$$St = \frac{t_o - t_i}{\Delta t_m} \cdot \frac{Ac}{A} \quad 136$$

Donde t_m es como en la ecuación 133.

El número de Prandtl se obtiene a partir de los datos físicos del fluido:

$$Pr = \frac{\vartheta \rho c}{\lambda} \quad 130$$

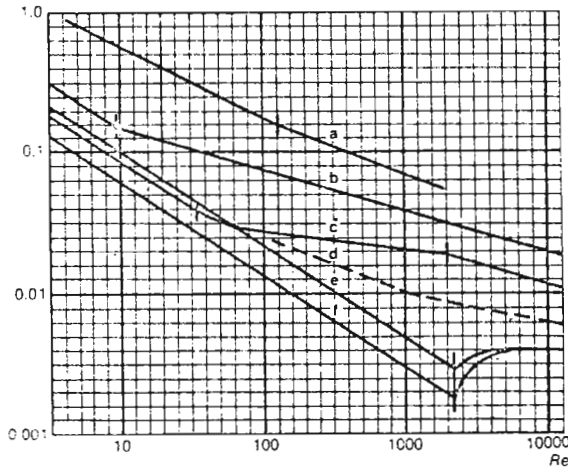
Y el número de Reynolds a partir de las medidas del pasaje (d_h) y la velocidad de flujo.

$$Re = \frac{u d_h}{\vartheta} \quad 119$$

Si el factor j , $St \cdot Pr^{2/3}$, se grafica contra Re en una gráfica logarítmica, una línea recta sería de esperarse (dentro de un cierto rango), a partir de la cual la inclinación y la posi-

ción del exponente m y la constante C en la formula 143 se

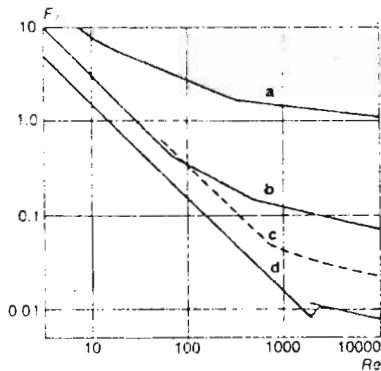
podrían calcular (ver figura 46).



- a.-Cambiador de placas con inserción.
- b.- Cambiador de placas con espina de pescado.
- c.- Cambiador de placas con placas normales
- d.- Cambiadores de calor espiral.
- e.- Tubos.
- f.- Tubos.

Fig. 46

De la misma manera, el factor de fricción F_f puede graficarse contra Re a partir de mediciones de caída de presión en el pasaje (ver figura 47)



- a.- Cambiador de placas con espina de pescado.
- b.- Cambiador de placas con placas normales.
- c.- Cambiador de espiral; $l/d = 2000, s = 10$ mm.
- d.- Tubos.

Fig. 47

$$F_f = \frac{\Delta p}{\frac{4l}{d_h} \cdot \frac{\rho u^2}{2}} \quad 144$$

Considerando que los datos físicos en todos los grupos adimensionales están definidos a una misma temperatura de referencia, la correlación entre los números adimensionales Nu y St describiendo la transferencia térmica será:

$$St = \frac{a}{u \rho c} = \frac{d_h}{d_h} \cdot \frac{1}{r} \cdot \frac{1}{\lambda} \cdot \frac{a}{u \rho c} = \frac{\frac{d_h u}{\lambda}}{\frac{d_h u}{r} \cdot \frac{r \rho c}{\lambda}} = \frac{Nu}{Re \cdot Pr} \quad 145$$

$$\text{o } Nu = St \cdot Re \cdot Pr$$

Así, si

$$St \cdot Pr^{2/3} = \frac{C}{Re^m} \quad 143$$

Entonces

$$Nu = C Re^{1-m} \cdot Pr^{1/3} \quad 146$$

El exponente m en la fórmula obtenido a partir de experimentos de transferencia térmica para flujo turbulento, generalmente muestra buen acuerdo con el exponente m (alrededor de 0.2 - 0.3) conocido a partir de los datos de caída de presión. Para flujo laminar, sin embargo, el acuerdo no es tan bueno, la fórmula usualmente tiene m = 0.67 para la transferencia térmica.

mica y $m = 1$ para el factor de fricción.

La analogía indicada entre el factor de fricción y el factor de transferencia térmica no es aplicable exactamente a todas las superficies de calentamiento, dado que modificaciones en el pasaje aumentan la transferencia térmica, resultando en desviaciones a partir de las condiciones ideales. Por esto la influencia de Re reconocido a partir de diferentes exponentes m , es casi exactamente la misma para los dos factores j y F_f .

1'). -Temperatura de referencia para datos físicos.

Como las constantes físicas cambian con la temperaturas, puede surgir alguna confusión acerca de que temperatura de referencia usar para estos datos en las formulas.

Como la mayoría de las condiciones están determinadas por la capa límite, la temperatura media representativa de esta última debería usarse, sin embargo, por razones prácticas deben hacerse diferentes arreglos.

Para propósitos de cálculos la temperatura media del fluido es la más práctica en combinación con un factor especial de corrección (f_{is}), por el cambio de distribución de velocidades debido a la diferencia de viscosidad cerca de la pared, la cual es usada tanto para transferencia de calor como para caída de presión:

$$f_{is} = \left(\frac{\partial}{\partial w} \right)^y \quad 147$$

con un valor para y entre 0.1 y 0.2 para transferencia de calor y de -0.05 a -0.03 para caída de presión.

Posteriormente, en la sección de entrada de un ducto el perfil de velocidad no está completamente desarrollado, provocando altos gradientes en la pared cercana a la entrada, el cual induce la transferencia de calor, esto es contabilizado multiplicando el número de Nu, St o por un factor:

$$C_1 \left(\frac{d_h}{l} \right)^n \quad 148$$

$$1 + C_2 \left(\frac{d_h}{l} \right)^m \quad 149$$

Para flujo dentro de tubos pequeños, frecuentemente se usa el siguiente factor:

$$1.33 \cdot \left(\frac{d_h}{l} \right)^{0.054} \quad 150$$

m'). -Diámetro hidráulico.

La mayoría de los trabajos básicos de experimentación han sido hechos en flujos en tubos, donde la longitud característica ha sido el diámetro de la sección de flujo. Otras sec-

ciones de flujo con paredes lisas seguirán esas fórmulas, si la longitud característica que se use se define como, un diámetro equivalente, d_h el cual también es denominado "diámetro hidráulico".. Dado que este expresa la relación entre la sección transversal (flujo) y el perímetro expuesto a las fuerzas de fricción (el cual debe ser deducido de la primera definición de Re), el diámetro equivalente debe definirse del supuesto tubo circular, el cual tiene el mismo valor de relación que la sección real de flujo:

$$\frac{\frac{\pi d_h^2}{4}}{\pi d_h} = \frac{A_c}{U}$$

y así

$$d_h = 4 \frac{A_c}{U} \qquad 151$$

donde A_c = sección transversal real y U = perímetro mojado.

n'). -Correlaciones generales de transferencia para tubos y pasajes rectos y planos.

Entre todas las correlaciones dadas en la literatura para coeficientes de transferencia en tubos, las fórmulas comunmente usadas se encuentran en un reducido grupo con solo pequeñas diferencias. Entre éstas, la ecuación modificada de Sieder y

Tate para flujo en tuberías, recomendada por McAdams, para la región turbulenta podría ser la más común:

$$Nu = 0.027 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{0.33} \cdot \left(\frac{\vartheta}{\vartheta_w} \right)^{0.14}$$

donde ϑ_w es ϑ a la temperatura de pared.

Esta ecuación puede utilizarse donde la sección de entrada tiene influencia pequeña. Donde se debe considerar una influencia positiva de la sección de entrada sobre la transferencia (la sección siendo al menos 60 veces el d_h), el lado derecho de la ecuación, deberá ser multiplicado por el factor:

$$1.33 \cdot \left(\frac{d_h}{l} \right)^{0.054}$$

dando así

$$Nu = 0.036 \cdot Re^{0.80} \cdot Pr^{0.33} \left(\frac{\vartheta}{\vartheta_w} \right)^{0.14} \left(\frac{d_h}{l} \right)^{0.054} \quad 153$$

que puede ser expresado también:

$$St \cdot Pr^{0.67} \left(\frac{\vartheta_w}{\vartheta} \right)^{0.14} = \frac{0.027}{Re^{0.2}} \quad 151 a$$

ó

$$St \cdot Pr^{0.67} \left(\frac{\vartheta_w}{\vartheta} \right)^{0.14} \left(\frac{l}{d_h} \right)^{0.054} = \frac{0.036}{Re^{0.2}} \quad 153 a$$

Correlaciones

La fórmula mencionada para transferencia a flujo turbulento tiene validez para números de Reynolds sobre 8000 - 10000.

En la región laminar, donde $Re < 2100$, la ecuación de Seider Tate especialmente es reconocida para líquidos viscosos, el cuál es un caso bastante común dando flujo laminar.

$$Nu = 1.86 \cdot Re^{1/3} \cdot Pr^{1/3} \left(\frac{d_h}{l} \right)^{1/3} \left(\frac{\vartheta}{\vartheta_w} \right)^{0.14} \quad 154$$

Donde todas las propiedades se expresan a la temperatura central, excepto ϑ_w . Esta fórmula considera el efecto que tiene la temperatura sobre las diversas capas en sus velocidades.

o'). -Transición de flujo laminar a turbulento.

El paso a turbulencia comienza a ocurrir si la velocidad es incrementada sobre $Re = 2100$ para pasajes lisos, existe un rango de transición de Re donde la distribución laminar de velocidad en el ducto se distorsionará gradualmente; y cambiará a flujo turbulento completamente cuando el límite superior en ese rango de Re es alcanzado.

En este rango de velocidades, el cual para tubos es $2,100 < Re < 10,000$, no es posible relacionar la transferencia de calor con ninguna de las fórmulas mencionadas, como se ve en la

fig. 48.

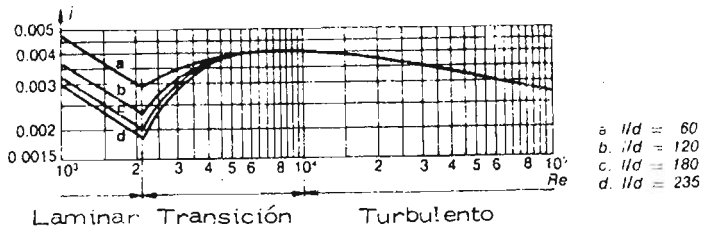


Fig. 48

Se puede sugerir un valor medio de Nu entre los calculados para flujo laminar y turbulento, el cual puede ser proporcionado de acuerdo al valor de Re , sin embargo, de acuerdo a la fórmula empírica derivada por Haussen para pasajes lisos, el número de Nu puede calcularse directamente a todos los valores de Re sobre 2320.

$$Nu = 0.116(Re^{2/3} - 125) Pr^{1/3} \left[1 + \left(\frac{d_h}{l} \right)^{2/3} \right] \left(\frac{\rho}{\rho_w} \right)^{0.14}$$

155

p'). -Correlaciones para pasajes diferentes a tubos.

Todas las fórmulas mostradas son válidas para flujo en tubos, en secciones rectangulares y en el exterior de bancos de tubos cercanos. Son recomendadas para los Cambiadores de Tubos Compactos, los Cambiadores de Lamellas y podría u-

sarse para los Espirales. La condición principal es que la superficie es lisa en la dirección de flujo, (sin corrugaciones, restricciones o codos cercanos).

Cuando se aplican a otros tipos de superficies de calentamiento, las constantes y potencias de los grupos podrían ser diferentes, y también el cambio en las características de flujo podría no ser tan claro y podría ocurrir a diferentes Re , algunas veces tan bajo como 10-20.

Si los datos de transferencia para Cambiadores a Placas se grafican como valores de Colburn (factores j), contra Re , como se ve en la gráfica de la figura 46, las diferentes inclinaciones de cada curva indican las diferentes regiones características de flujo.

q'). -Efecto de pasajes Contorsionados.

A pesar de que las correlaciones de datos se hace por grupos adimensionales, los valores de Re y Nu no pueden compararse apropiadamente para los tipos diferentes de superficies de calentamiento especiales, ya que no siempre es posible una interpretación exacta de d_h . Algunas veces se comparan superficies diferentes usando factores j al mismo Re , y factor F_f igualmente al mismo Re . Debe enfatizarse que este método de comparación es erróneo, ya que diferentes superficies

o diámetros hidráulicos, manifiestan diferentes Re cuando se calculan pasajes para el mismo caso de transferencia. También debido a las restricciones y obstáculos al flujo causado por el diseño de la superficie, la relación entre las fuerzas de fricción y de inercia será diferente. Las pérdidas por fricción serán mucho mayores, pero en proporción menor a la ganancia en transferencia. (La interrelación entre factores de fricción para diferentes tipos mostrará el mismo patrón que el mostrado en la correlación factor $j-Re$). Dado que la formación de un perfil estacionario de velocidad continuamente se distorsiona por el diseño de la superficie, en este tipo de superficies de calentamiento, no se reconoce influencia a la entrada, y en cambio se incluye usualmente el factor constante d_h/l en la derivación de la constante para cada pasaje estandar (con longitud fija). Para indicar como se explica el que, en cambiadores de placas, el coeficiente de transferencia sea tan alto, se puede considerar a los conductos corrugados como una serie consecutiva de canales cortos entre los cuales la formación de un perfil estacionario de velocidad se ve interrumpido constan-

temente por cambios de velocidad. Cada porción, si se considera separadamente como un pasaje muy corto, tendrá entonces un valor muy alto de d_p/l en la fórmula de transferencia térmica.

Se obtiene buena mezcla transversal por esas interrupciones, y también las numerosas interrupciones mantiene el flujo turbulento aún a muy bajos valores de Re , como puede verse en las figuras 46 y 47.

Corrugaciones profundas y pequeñas brechas entre las placas dan como resultado mayor transferencia de calor, mayor α y k , requiriendo velocidades de flujo v menores - (produciendo un alto número de transferencia térmica, longitud térmica, dentro de las dimensiones dadas de la placa).

Dado que:

$$\frac{t_i - t_o}{\Delta t_m} = \frac{k_2 A_{pl}}{v \rho c}$$

en el cual k se incrementa y v decrece, se obtiene mayor número de unidades de transferencia térmica, mayor longitud térmica, dentro de la misma medida de área de la placa A_{pl} .

Un resultado similar se obtiene al insertar promotores de turbulencia en una placa "corta", con relación al número

de unidades de transferencia térmica $(t_i - t_o) / \Delta t_m$, lo cual es usado especialmente para tratar aceites altamente viscosos, v.g., en aplicaciones marinas.

También se observa que en los Espirales, la curvatura moderada y los pequeños espaciadores, mejoran la transferencia térmica considerablemente en algunas regiones de Re comparandola con canales planos y rectos (figura 48).

No pueden establecerse correlaciones universales ya que se utilizan varias profundidades y patrones en los Cambiadores de Placas.

e).- Análisis de la influencia de algunas variables cuando se dan otras.

Como se dijo, la medida y datos de un cambiador de calor estan influenciados por diferentes tipos de condiciones los cuales pueden ser definidos como:

datos del proceso, V , t_i , t_o , Δp para ambos fluidos

(ó V , θ y J para ambos fluidos)

variables de diseño tales como u (o Ac) b , s , d_h ,

n_s, n_p , etc.

propiedades físicas: ρ , c , λ y θ de ambos fluidos.

Según las correlaciones de datos del proceso para los coefi-

cientes de transferencia térmica mostradas al través de este capítulo, y por la caída de presión y su dependencia del diseño del pasaje, todas las variables tendrán cierta correlación con las otras dependiendo del tipo de problema considerado.

Dependiendo de las condiciones presentes, se pueden fijar diferentes parámetros, tales como: velocidad de flujo de calor a transferirse Φ , $t_{i1} - t_{o1}$, capacidad de transferencia de calor $\Phi / \Delta t_m = kA$ (también $kA = \theta_1 V_1 \rho_1 c_1$), o dimensión del cambiador de calor definida a través de la longitud de pasaje l , medidas de la sección transversal tales como: b , s , d_h ó n_p y A área de calentamiento.

Una cuestión frecuentemente encarada es como cambiará una de las cantidades fundamentales del funcionamiento o de las dimensiones del cambiador, si una de las otras variables independientes cambia.

a').-Influencia de la velocidad y del diámetro hidráulico.

A partir de las fórmulas adimensionales que describen la transferencia de calor y la caída de presión, se pueden derivar correlaciones entre algunas de las ocho variables involucradas para uso común en casos especiales. Estas variables pueden también ser relacionadas con los datos del proceso indicados en la fórmula 71 y 99 para el calor trans

ferido.

$$\Phi = V \rho c (t_i - t_o) = kA \Delta t_m \quad (71 \text{ y } 99)$$

donde $A = 2 b, l$ y

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{a_1} + \frac{\delta w}{\lambda w} + \frac{1}{a_2} \quad 156$$

Si a y Δp para flujo turbulento se resuelven de la fórmula 153 y 138, y además, si las variables implicadas en Re , Nu y Pr , han sido sustituidas en la ecuación 138, tenemos:

$$a = 0.036 \cdot u^{0.80} \cdot d_h^{-0.146} \cdot l^{-0.054} \cdot \vartheta^{-0.14} \cdot \rho^{0.33} \cdot c^{0.33} \cdot \lambda^{-0.67} \cdot \mu^{-0.33} \quad (157)$$

$$\Delta p = 0.158 \cdot u^{1.75} \cdot d_h^{-1.25} \cdot l^{1.00} \cdot \vartheta^{0.25} \cdot \rho^{1.00} \quad 158$$

Se puede observar inmediatamente como a y Δp cambian - cuando lo hace una variable y las otras permanecen constantes. Los factores u , d_h y l tienen especial interés cuando se comparan diferentes configuraciones, mientras que el resto expresa la influencia de diferentes fluidos en el mismo aparato.

Tiene especial interés observar cuando todas las variables permanecen constantes excepto u ; entonces:

$$a = C u^{0.80} \quad \text{ó} \quad \left(\frac{a}{u^{0.80}} \right)_{d_h, l, \vartheta, \rho, c, \lambda} = C = \left(\frac{u'}{u''} \right)^{0.80}$$

ó

157a

$$\left(\frac{\delta a}{a} \right)_{d_h, l, \vartheta, \rho, c, \lambda} = C = 0.80 \frac{\delta u}{u}$$

$$\Delta p = C u^{1.75} \quad \text{ó} \quad \left(\frac{\Delta p'}{\Delta p''} \right)_{d_h, l, \vartheta, \rho, c = C} = \left(\frac{u'}{u''} \right)^{1.75}$$

$$\text{ó} \quad \left(\frac{\delta \Delta p}{\Delta p} \right)_{d_h, l, \vartheta, \rho, c = C} = 1.75 \frac{\delta u}{u} \quad 158a$$

$$a = C d_h^{-0.146} \quad \text{ó} \quad \left(\frac{a'}{a''} \right)_{u, l, \vartheta, \rho, c, \lambda = C} = \left(\frac{d_h'}{d_h''} \right)^{-0.146}$$

$$\text{ó} \quad \left(\frac{\delta a}{a} \right)_{u, l, \vartheta, \rho, c, \lambda = C} = -0.146 \frac{\delta d_h}{d_h} \quad 159$$

$$\Delta p = C d_h^{-1.25} \quad \text{ó} \quad \left(\frac{\Delta p'}{\Delta p''} \right)_{u, l, \vartheta, \rho, c = C} = \left(\frac{d_h'}{d_h''} \right)^{-1.25}$$

$$\text{ó} \quad \left(\frac{\delta \Delta p}{\Delta p} \right)_{u, l, \vartheta, \rho, c = C} = -1.25 \frac{\delta d_h}{d_h} \quad 160$$

b'). - La influencia de la caída de presión sobre la superficie de transmisión.

Cuando se consideran diferentes soluciones para un problema de intercambio térmico, rara vez es posible cambiar una variable sin influenciar las otras, ya que las condiciones relacionadas con el programa de temperaturas y el flu-

jo del fluido hace dependientes unas de otras a las variables d_h , u y l . En principio, o bien los datos del proceso estan fijados o se da el cambiador de calor y el otro factor puede ser cambiado de algún modo.

Analizaremos como depende el tamaño de la superficie de calentamiento del límite de caída de presión y de las variables de diseño en el caso de determinados datos del proceso. Consideremos un cambiador de calor regenerativo con iguales flujos en ambos lados en un cambiador simétrico, consistente de un número de placas idénticas, cada una longitud l y con un ancho total de pasaje b .

Así:

$$t_{i1} - t_{o1} = t_{o2} - t_{i2} \quad \text{y} \quad \Delta t_m \text{ son constantes dadas.} \quad 161$$

$$V_1 = V_2 \quad \text{constantes dadas} = C d_h b u \quad 162$$

$$\Phi \quad \text{constante dada} = C k l b \quad 163$$

$$\Delta p_1 = \Delta p_2 \leq \Delta p \text{ limite dadas} \quad 164$$

Además

$$A = C l b$$

y

$$k = f(a_1, a_2) = \frac{1}{\frac{1}{a_1} + \frac{\delta w}{\lambda w} + \frac{1}{a_2}} \approx C a_1^{1/3} a_2^{1/3} \quad 165$$

y de las fórmulas 157 y 158

$$a_1 = a_2 = C u^{0.8} d_h^{-0.146} l^{-0.054} \quad 166$$

$$\Delta p_1 = \Delta p_2 = C u^{1.75} d_h^{-1.25} l^1 \quad 167$$

donde b puede usarse también como el número de tubos o placas en paralelo, y l como el número de pasos (grupos de placas) en serie en casos donde se consideren otros tipos de cambiadores. Si omitimos el límite para Δp , hay seis ecuaciones y ocho incógnitas: A , b , l , d_h , u , α , k y Δp .

El sistema puede resolverse en tanto que una variable pueda ser expresada como una función de otras dos cualesquiera.

Asumiendo que se ha determinado el tipo de cambiador, d_h en la mayoría de los casos tiene un valor definido o bien deberá ser escogido entre unos cuantos valores selectos.

Debido a que en el último paso de cálculo, un cambiador sugerido frecuentemente debe modificarse para cumplir la condición:

$\Delta p \cong \Delta p$ límite, se estudiará la influencia de Δp sobre las dimensiones principales A , b y l manteniendo d_h como la otra variable o parámetro.

Si se igualan las magnitudes de $1/\alpha_1$, $1/\alpha_2$ y $\delta w/\lambda_w$, como ocurre en el caso agua/agua y fluidos similares en el tipo de cambiadores tratados, entonces $K = f(\alpha)$ ven

drá a ser aproximadamente.

$$k = C a_1^{1/3} a_2^{1/3}$$

y si a_1 y a_2 se ven influidos igualmente por los datos de diseño, el resultado que se obtiene del sistema anterior de ecuaciones es:

$$A = C d_h^{0.11} \Delta p^{-0.23} \quad 168$$

$$b = C d_h^{-1.05} \Delta p^{-0.45} \quad 169$$

$$l = C d_h^{1.16} \Delta p^{0.22} \quad 170$$

(medidas todas del cambiador requerido para la función determinada cuando Δt_m y V son iguales en ambos lados).

De estas correlaciones se ve inmediatamente a que grado puede afectar el tamaño del área de intercambio una caída de presión permitida. La primera correlación manifiesta como cambiará la superficie para reducir la caída de presión incrementando el área de flujo a través de b . La segunda correlación informa como deberá alterarse b para obtener una Δp diferente, y la tercera fórmula muestra la longitud requerida para resolver el problema, esto es:

$$\frac{A'}{A''} = \left(\frac{\Delta p'}{\Delta p''} \right)^{-0.23} \quad \text{ó} \quad \frac{\partial A}{A} = -0.23 \frac{\partial \Delta p}{\Delta p} \quad (171a, b)$$

$$\frac{b'}{b''} = \left(\frac{\Delta p'}{\Delta p''} \right)^{-0.45} \quad \text{ó} \quad \frac{\partial b}{b} = -0.45 \frac{\partial \Delta p}{\Delta p} \quad (172a, b)$$

$$\frac{l'}{l''} = \left(\frac{\Delta p'}{\Delta p''} \right)^{-0.22} \quad \text{ó} \quad \frac{\partial l}{l} = +0.22 \frac{\partial \Delta p}{\Delta p} \quad (173a, b)$$

Ejemplo:

Si se puede incrementar a p en un 10%, las medidas del posible cambiador variarán como sigue, concediendo que el diámetro hidráulico permanece inalterable:

$$\frac{\partial A}{A} = -0.23 \frac{+10}{100} = -0.023; \text{ 2.3\% decrece en área}$$

$$\frac{\partial b}{b} = -0.45 \frac{+10}{100} = -0.045; \text{ 4.5\% decrece en ancho}$$

$$\frac{\partial l}{l} = +0.22 \frac{+10}{100} = +0.022; \text{ 2.2\% incremento en longitud}$$

f).- Condensación o ebullición en un lado.

Cuando el medio en un lado (2) es vapor de condensación o un líquido, y cuando a_2 en ese lado puede considerarse constante y de la misma magnitud que en el otro lado, las potencias se reducen alrededor del 50% sobre los valores anteriores ya que en las correlaciones de k solo a_1 es ahora variable.

Así

$$k = C a_1^{1/3}$$

lo cual da para flujo turbulento:

$$A = C d_h^{0.06} \Delta p^{-0.11} \quad 174$$

$$b = C d_h^{-0.52} \Delta p^{-0.22} \quad 175$$

$$l = C d_h^{0.58} \Delta p^{0.11}$$

176

La potencia de n en la aproximación

$$k = f(\alpha_1, \alpha_2) = C \alpha_1^{n_1} \alpha_2^{n_2}$$

depende de las magnitudes de los dos valores reales de

y de las propiedades de la pared (y del ensuciamiento),

puede estimarse de:

$$n_1 = \frac{\frac{1}{\alpha_1}}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_w}{\lambda_w} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\alpha_1} = \frac{k}{\alpha_1} \text{ y análogamente } \dots$$

$$\dots n_2 = \frac{k}{\alpha_2}$$

a') Líquidos viscosos y flujo laminar.

Así para líquidos viscosos (con propiedades de transferencia térmica pobres) donde se puede esperar flujo laminar las fórmulas cambian. En este caso la aproximación

$$k \sim \alpha_1^{1/3} \alpha_2^{1/3} \text{ ó } k \sim \alpha^{2/3} \text{ puede cambiar hacia } k \sim \alpha_1^{1/2} \alpha_2^{1/2}$$

donde se esperan valores muy bajos de k en ambos lados.

En otros casos $k \sim \alpha_1$ debe usarse como un valor medio - cuando existe la influencia dominante de un líquido viscoso en un lado y el otro lado producirá un coeficiente de película alto.

Para estos dos casos las fórmulas (168-170) cambian hacia

$$A = C d_h^1 \Delta p^0 \quad 178$$

$$b = C d_h^{-1} \Delta p^{-0.5} \quad 179$$

$$l = C d_h^2 \Delta p^{0.5} \quad 180$$

Las fórmulas se derivan para flujos iguales en ambos lados y canales simétricos. Las mismas correlaciones son también válidas para fluidos diferentes en ambos lados, ya que d_h en ambos lados es invariable y un cambio en b o su equivalente afecta las velocidades u_1 y u_2 en la misma extensión (ej.: arreglo invariable de los tubos, pero cambio del número de tubos, en los cambiadores de espiral un espaciamiento s_1 y s_2 constante pero cambio en b ; o si en el caso de los cambiadores de placas, el tipo de placa no cambia pero el número de pasajes en paralelo n_p sí)

b').- Cambios que influyen separadamente

En los casos en que los cambios se pueden hacer en un solo lado independientemente deben tomarse separadamente α_1 y α_2 con las variables que las condicionan u_1 , d_{h1} y u_2 , d_{h2} . En este caso hay 12 variables en función de otras 3 cualesquiera. Las expresiones para la superficie de calentamiento requerida será entonces: Para condiciones de flujo turbulento.

a) Si se elige d_{h1} y b y d_{h2} se adaptan a la caída de pre-

sión:

$$A = C d_{h1}^{0.12} \Delta p_1^{-0.10} \Delta p_2^{-0.14} \quad 181$$

$$b = C d_{h1}^{-1.05} \Delta p_1^{-0.40} \Delta p_2^{-0.05} \quad 182$$

$$l = C d_{h1}^{1.17} \Delta p_1^{0.30} \Delta p_2^{-0.09} \quad 183$$

$$d_{h2} = C d_{h1}^{0.33} \Delta p_1^{-0.33} \Delta p_2^{-0.33} \quad 184$$

b) Si b se elige y d_{h1} y d_{h2} se adaptan a la caída de presión (como por ejemplo en un Cambiador Espiral):

$$A = C b^{-0.11} \Delta p_1^{-0.14} \Delta p_2^{-0.14} \quad 185$$

$$d_{h1} = C b^{-0.95} \Delta p_1^{-0.38} \Delta p_2^{-0.05} \quad 186$$

$$d_{h2} = C b^{-0.95} \Delta p_1^{-0.05} \Delta p_2^{-0.38} \quad 187$$

$$l = C b^{-1.11} \Delta p_1^{-0.14} \Delta p_2^{-0.14} \quad 188$$

Para dos lados con flujo laminar de acuerdo a la fórmula para pasajes lisos.

a) Si d_{h1} se selecciona y b y d_{h2} se adaptan a la caída de presión disponible:

$$A = C d_{h1}^{1.0} \Delta p_1^{0.17} \Delta p_2^{-0.17} \quad 189$$

$$b = C d_{h1}^{-1.0} \Delta p_1^{-0.41} \Delta p_2^{-0.08} \quad 190$$

$$l = C d_{h1}^{2.0} \Delta p_1^{0.58} \Delta p_2^{-0.08} \quad 191$$

$$d_{h2} = C d_{h1}^{1.0} \Delta p_1^{0.33} \Delta p_2^{-0.33} \quad 192$$

b) Si b se elige y d_{h1} y d_{h2} se adaptan a la caída de presión disponible:

$$\begin{aligned}
 A &= C b^{-1.0} \Delta p_1^{-0.25} \Delta p_2^{-0.25} & 193 \\
 d_{h1} &= C b^{-1.0} \Delta p_1^{-0.41} \Delta p_2^{-0.08} & 194 \\
 d_{h2} &= C b^{-1.0} \Delta p_1^{-0.08} \Delta p_2^{-0.41} & 195 \\
 l &= C b^{-2.0} \Delta p_1^{-0.25} \Delta p_2^{-0.25} & 196
 \end{aligned}$$

Nótese que en los casos donde d_{h2} es igual, o proporcional a d_{h1} , Δp_2 es proporcional a $\Delta p_1^{0.17}$, lo cual resulta en $\Delta p_2^{-0.17} = C$ de manera que el área requerida no se ve influenciada por la caída de presión.

Para dos lados en un cambiador de espiral con flujo laminar donde se elige b y d_{h1} y d_{h2} se adaptan a la caída de presión:

$$\begin{aligned}
 A &= C b^{-0.47} \Delta p_1^{-0.29} \Delta p_2^{-0.29} & 197 \\
 d_{h1} &= C b^{-0.90} \Delta p_1^{-0.45} \Delta p_2^{-0.12} & 198 \\
 d_{h2} &= C b^{-0.90} \Delta p_1^{-0.12} \Delta p_2^{-0.45} & 199 \\
 l &= C b^{-1.47} \Delta p_1^{-0.29} \Delta p_2^{-0.29} & 200
 \end{aligned}$$

Para flujo laminar en ambos lados α_1 y α_2 aproximadamente iguales en un Cambiador de placas, (donde los diámetros hidráulicos usualmente no son variables):

$$n_{\text{tot}} = \frac{A}{A_{pl}} = C \Delta p_1^{-0.17} \Delta p_2^{-0.17} \quad 201$$

$$n_p = \frac{b}{v} = C \Delta p_1^{-0.5} \Delta p_2^{-0.5} \quad 202$$

$$n_s = \frac{l}{l_{pl}} = C \Delta p_1^{0.33} \Delta p_2^{0.33} \quad 203$$

En los casos donde el coeficiente de transferencia total es determinado casi completamente por las condiciones de flujo de un líquido que posee malas propiedades de transferencia térmica, el exponente de las fórmulas (201-203) para la caída de presión en ése lado, Δp_1 , cambia hacia la suma de los exponentes de Δp_1 y Δp_2 . Por otro lado, el exponente de Δp_2 se reduce en el mismo valor que se incrementó el otro (conduciendo a una influencia nula del otro lado (2) en el caso extremo en que domine completamente un lado).

La fórmula también indica -si Δp es considerada como un parámetro (la mayor p permisible)- la importancia que tiene la selección del radio hidráulico d_h (el espaciamiento) para la dimensión y medida de la superficie de calentamiento. Se puede ver que la longitud requerida es la más sensible a los cambios de d_h mientras que la correlación positiva entre el área y d_h tiene un exponente mucho menor.

c') Separación de las influencias relativas.

Las influencias de ambos lados y de la pared sobre las condiciones de transferencia térmica pueden encontrarse como sigue, en donde se divide el área requerida en porciones imaginarias de superficie requerida por las resistencias separadas según:

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta w}{\lambda_w} + R_f \quad 127$$

y el área total es:

$$A = \frac{\Phi}{\Delta t_m} \cdot \frac{1}{k} \quad 100$$

Insertando la expresión $1/k$, se puede derivar la expresión para el área A (longitud 1):

$$A = \frac{\Phi}{\Delta t_m} \cdot \frac{1}{k} = \frac{\Phi}{\Delta t_m \alpha_1} + \frac{\Phi}{\Delta t_m \alpha_2} + \frac{\Phi}{\Delta t_m} \cdot \frac{\delta w}{\lambda_w} + \frac{\Phi}{\Delta t_m} R_f \quad 204$$

De esta fórmula se pueden reconocer las fracciones de área requeridas por las condiciones en las diferentes capas de los fluidos 1 y 2, la pared y el ensuciamiento. Ej.: considere-se el caso:

Flujo de calor $\Phi = 1'000,000 \text{ Kcal/h}$ a $\Delta t_m = 10^\circ\text{C}$

Fluido 1, $\alpha = 10,000 \text{ Kcal/m}^2, \text{h}^\circ\text{C}$

Fluido 2 (aceite) $\alpha = 500 \text{ kcal/m}^2, \text{ h}^\circ\text{C}$

Pared inoxidable, $\delta_w = 0.6 \text{ mm}$; $\lambda_w = 0.12 \text{ kcal/m, h, }^\circ\text{C}$

Resistencia de ensuciamiento: $R_f = 0.5 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2, \text{ h}^\circ\text{C/kcal}$

entonces

$$A = \frac{1'000,000}{10} \cdot \frac{1}{10,000} + \frac{1'000,000}{10} \cdot \frac{1}{500} + \frac{1'000,000}{10} \cdot \frac{0.6 \cdot 10^{-3}}{0.12} + \frac{1'000,000}{10} \cdot 0.5 \cdot 10^{-4}$$

$$A = \begin{array}{ccccccc} & 10 & + & 200 & + & 5 & + & 5 & = & 220\text{m}^2 \\ \text{Agua/aceite} & \text{agua} & & \text{aceite} & & \text{pared} & & \text{ensuciamiento} & & \end{array}$$

Así se puede observar que un incremento de 10% en el coeficiente de película ahorra 20m^2 de superficie, pero el mismo mejoramiento en el lado del agua (con un costo mayor - por el incremento relativo de caída de presión) solamente ahorra 1m^2 . También en margen de ensuciamiento que se añade a través de R_f es solo 2.5% del área de calentamiento, mientras que el mismo R_f en el caso de agua en ambos lados sería 17% de la superficie requerida:

$$A_{\text{agua/agua}} = 10 + 10 + 5 + 5 = 30 \text{ m}^2 \text{ dá } \frac{5}{30} = 17\% \text{ de superficie añadida por ensuciamiento.}$$

Para posteriores análisis se usará otra expresión en lugar de $\Phi / \Delta t_m$ si

$$\frac{t_{i1} - t_{o1}}{\Delta t_m} = \theta_1; \quad \frac{t_{o2} - t_{i2}}{\Delta t_m} = \theta_2$$

y

$$\frac{\phi}{\Delta t_m} = \theta_1 V_1 e_1 c_1 = \theta_2 V_2 e_2 c_2 \quad 205$$

entonces también

$$A = \frac{\theta_1 V_1 e_1 c_1}{\alpha_1} + \frac{\theta_2 V_2 e_2 c_2}{\alpha_2} + \theta_1 V_1 e_1 c_1 \left(\frac{e_w}{\lambda_w} + R_f \right) \quad 206$$

Cuando se analiza la transferencia de calor y caída de presión es útil disponer de una fórmula general para la longitud de pasaje requerida l . Tal expresión se deduce a continuación.

Usando la fórmula (206) para la superficie requerida A , la longitud total del pasaje l , puede dividirse en partes imaginarias. Considerese que A consiste de n_p tubos en paralelo con longitud l y diámetro d . Dado que A puede expresarse en términos de d , n_p y longitud de los tubos:

$$l = \frac{A}{n_p \pi d} \quad 207$$

y dado que el flujo total V puede expresarse en términos de velocidad u y área transversal A_c , ó número de tubos n_p y su diámetro d :

$$V = A_c u = n_p \pi \frac{d^2}{4} u \quad 208$$

En tanto que existe flujo longitudinal fuera de los tubos (sin baffles), $u = V/A_c$ (en cuanto que el cociente entre la sección transversal y el área por metro longitudinal sea $d_h/4$), es válido para ambos lados.

$$A_{c1} = n_p \pi d^2 \cdot 1/4 \text{ dentro de los tubos da } (d = d_h)$$

$$l = \frac{\theta u d_h \rho c}{4k} = \theta_1 \frac{d_{h1}}{4} \cdot \frac{u_1 \rho_1 c_1}{a_1} + \theta_2 \frac{A_c}{A} \cdot \frac{u_2 \rho_2 c_2}{a_2} + \theta_1 \frac{d_{h1}}{4} u_1 \rho_1 c_1 \left(\frac{\delta_w}{\lambda_w} + R_f \right) \quad 209$$

El lado 1 se considera dentro de los tubos y el 2 fuera. Nótese que:

$$\frac{A_c}{A} = \frac{A_c}{U} = \frac{d_h}{4}$$

de la definición de diámetro hidráulico (151) en tanto que el flujo longitudinal se considera fuera de los tubos, y el número de estos no se considera pequeño.

Puesto que:

$$\frac{\alpha}{u \rho c} = St = C_{St} Re^{-m} Pr^{-2/3} \quad (\text{de 143})$$

$$l = \theta_1 \frac{d_{h1}}{4} \cdot \frac{1}{St_1} + \theta_2 \frac{d_{h2}}{4} \cdot \frac{1}{St_2} + \theta_1 \frac{d_{h1}}{4} u_1 \rho_1 c_1 \left(\frac{\rho_w}{\lambda_w} + R_f \right) \quad 210$$

si

$$\frac{\theta_2}{\theta_1} = \frac{V_1 \rho_1 c_1}{V_2 \rho_2 c_2} = X \quad 211$$

$$\frac{l}{\theta_1} = \frac{d_{h1}}{4St_1} + \frac{d_{h2}}{4St_2} \cdot X + \frac{d_{h1} u_1 \rho_1 c_1}{4} \left(\frac{\rho_w}{\lambda_w} + R_f \right) \quad 212$$

que expresa la longitud real por unidad de transferencia térmica. Mientras se siga la definición de d_h y toda pared transfiera calor la fórmula de l puede aplicarse a otros cambiadores diversos de los tubulares. La condición es que se sustituya correctamente el área por metro longitudinal A/l , igual al perímetro húmedo U :

Cambiadores tubulares, flujo externo longitudinal

$$d_h \text{ externo} = \frac{4 A_c}{U} \quad 213$$

$$\frac{A}{l} = n \pi d_{\text{tubo}} = \frac{4 A_c}{d_h} \quad 214$$

Cambiadores de tipo espiral

$$d_h = 2 s \quad 215$$

$$\frac{A}{l} = 2b, \text{ equivalente a } n \pi d \quad 216$$

Cambiadores de Lamellas

$$d_h = \frac{4 A_c}{A_{pl}} \quad 217$$

$$\frac{A}{l} = \text{equivalente a } n \pi d \quad 218$$

Cambiadores de placas

$$d_h = 2 s \quad 215$$

$$\frac{A}{l} = 2 n_p b_{pl}, \text{ equivalente a } n d \quad 219$$

d') Relación entre longitud de pasaje y datos de funcionamiento

Por medio de las correlaciones entre ciertas variables de diseño y, el diámetro hidráulico d_h , y área por metro lineal, A/l , de cada tipo de cambiador, las fórmulas 210 ó 212 para la longitud requerida l pueden usarse para obtener otras expresiones útiles como son:

a) caída por presión

$$\Delta p = l \cdot \frac{4}{d_h} \cdot F_f \cdot \frac{\rho u^2}{2} \quad 138$$

dentro de un pasaje requerido para un trabajo θ/l .

b) comportamiento con respecto al número de unidades de transferencia térmica

$$\theta = l \cdot \frac{1}{l/\theta} \quad 220$$

de un cierto cambiador, o comportamiento específico por metro θ/l , para un cierto tipo.

c) caída de presión específica

$$J = \frac{\Delta p}{\theta} = \frac{l}{\theta} \cdot \frac{4}{d_h} \cdot F_f \cdot \frac{\rho u^2}{2} \quad 221$$

para un cierto tipo.

Todas estas serán funciones de u y de las variables de diseño (como son n_{tubos} , d_{tubos} ; b , s ; A_c , s ; n_p , n_s , A_{pl} y l). También para cambiadores de placas u deberá reemplazarse por su

equivalente $v m^3/h$ canal.

Además, para un trabajo dado, u puede ser substituida en las fórmulas por:

$$u = \frac{V}{A_c} \quad (\text{ó } \frac{V}{b s} \quad \text{ó } \frac{V}{n \frac{\pi d^2}{4}} \quad \text{ó } v = \frac{V}{n_p} \text{ etc.}) \quad (222a-d)$$

en un caso así todos los datos l , A o J o p que se requieren para cumplir el trabajo, solo serán funciones de los datos de diseño de los pasajes $n-d$, $b-s$, A_c-d_n , o n_p-s-b_{pl} (para cambiadores de placas s y b_{pl} no son variables)

Por supuesto que las "constantes" en esas funciones para las 2 variables de diseño de los pasajes (en ocasiones diferentes en ambos lados) dependerán del trabajo, el cual es especificado a través de los parámetros V , θ , X , θ , c , ϑ , λ , y si los límites de caída de presión se especifican, también de J .

La fórmula derivada de acuerdo con las alternativas a-c puede diferenciarse también o derivarse con respecto a alguna variable de diseño, con objeto de obtener resultados similares a las correlaciones aproximadas mostradas anteriormente.

e') Caída de presión específica y velocidad de flujo

Vale la pena prestar atención especial a la derivación de acuerdo a los puntos b y c de las expresión para Δp ó J , don-

de, el factor de fricción Fanning, F_f , y el número de Stanton St , estar representados:

En la ecuación de la caída de presión:

$$\Delta p_1 = \frac{4l}{d_{h1}} \cdot F_{f1} \cdot \frac{\rho u_1^2}{2} \quad 138$$

se inserta la expresión derivada para l y $4F_f/d_{h1}$ se introduce al paréntesis. Obteniéndose la siguiente fórmula:

$$\Delta p_1 = \theta_1 \frac{\rho u_1^2}{2} \left[\frac{F_{f1}}{St_1} + \frac{F_{f1}}{St_2} \cdot \frac{d_{h2}}{d_{h1}} X + F_{f1} u_1 \theta_1 c_1 \left(\frac{\delta_w}{\lambda_w} + R_f \right) \right]$$

Tanto F_f como St_1 son funciones similares del número de Reynolds, y, si las fórmulas para ambos están en completo acuerdo con la analogía de Reynolds, se puede usar el factor j de

Colburn

$$j = St Pr^{2/3} \frac{F_f}{2} = \frac{C}{Re^m} \quad (142, 143)$$

del cual

$$\frac{F_{f1}}{St_1} = 2Pr^{2/3} \quad 224$$

independiente de Re .

Si la correspondencia no es completa, el factor constante C y m no serán exactamente los mismos para $F_f/2$ y j , por lo; tanto persistirá una pequeña influencia de Re .

$$\frac{F_{f1}}{St_1} = Pr^{2/3} \frac{C_F}{C_{St}} \cdot Re^{m_{St} - m_F} \quad 225$$

donde C_F , m_F y C_{St} , m_{St} se definen respectivamente por las fórmulas:

$$F_f = \frac{C_F}{Re^{m_F}} \quad 65$$

$$j = St \cdot Pr^{2/3} = \frac{C_{St}}{Re^{m_{St}}} \quad 141$$

Si las fórmulas de caída de presión y transferencia térmica son válidas en ambos lados, la relación F_{f1}/St_2 puede simplificarse a:

$$\frac{F_{f1}}{St_2} = Pr^{2/3} \frac{C_F}{C_{St}} \cdot \frac{Re_2^{m_{St}}}{Re_1^{m_F}} \quad 226$$

con $m_{St} = m_F$ y dado que

$$u = \frac{V}{A_c} = \frac{V}{\frac{A}{l} \cdot \frac{d_h}{4}}$$

se obtiene

$$u d_h = \frac{4 V l}{A}$$

así que, de la fórmula para Re

$$\left(\frac{Re_2}{Re_1}\right)^m = \left(\frac{u_2 d_{h2}}{u_1 d_{h1}} \cdot \frac{\vartheta_1}{\vartheta_2}\right)^m = \left(\frac{V_2}{V_1} \cdot \frac{\vartheta_1}{\vartheta_2}\right)^m \quad 227$$

quedando

$$\frac{F_{f1}}{St_2} Pr_2^{2/3} \cdot \frac{C_F}{C_{St}} \left(\frac{V_2}{V_1} \cdot \frac{\vartheta_1}{\vartheta_2} \right)^m \quad 228$$

De esta manera, en el caso más simple (de acuerdo con la analogía de Reynolds)

$$J_1 = \frac{\Delta p_1}{\theta_1} = \frac{\theta_1}{\theta_1} \cdot \frac{\rho_1 u_1^2}{2} \left[Pr_1^{2/3} \frac{C_F}{C_{St}} + Pr_2^{2/3} \frac{C_F}{C_{St}} \times \left(\frac{V_2}{V_1} \cdot \frac{\vartheta_1}{\vartheta_2} \right)^m \frac{d_{h2}}{d_{h1}} + C_F \frac{1}{Re_1^m} u_1 \rho_1 c_1 \left(\frac{\delta_w}{\lambda_w} + R_f \right) \right] \quad 229$$

f') Significado de J como velocidad generalizada.

Es obvia la influencia limitada de las variables de diseño sobre estas correlaciones a partir de la ecuación 230. Si se va a calcular un cierto tipo de cambiador de calor para un trabajo determinado, las variables a elegir están frecuentemente limitadas al diámetro hidráulico d_h y las velocidades u en los pasajes del cambiador.

Es evidente la influencia de u y d_h sobre la caída de presión específica J , si las otras variables influenciadas solamente por el trabajo se juntan en los parámetros I_0 , I_1 , I_2

I_3

$$J_1 = I_0 u_1^2 \left[I_1 \frac{C_F}{C_{St}} + I_2 \frac{C_F}{C_{St}} \cdot \frac{d_{h2}}{d_{h1}} + I_3 \left(\frac{\delta w}{\lambda w} + R_f \right) C_F u_1^{1-m} d_{h1}^{-m} \right] \quad 230$$

Si las fórmulas de transferencia térmica y caída de presión se encuentran en discordancia, de acuerdo a Colburn, persie tirá una pequeña influencia de la velocidad (Re) en los dos primero términos dentro del parentesis.

$$J_1 = \frac{\Delta p_1}{\theta_1} = \frac{\rho_1 u_1^2}{2} \left[Pr_1^{2/3} \cdot \frac{C_F}{C_{St}} \cdot Re_1^{m_{St} - m_F} + Pr_2^{2/3} \cdot \frac{C_F}{C_{St}} \cdot X \cdot \left(\frac{V_2}{V_1} \cdot \frac{\vartheta_1}{\vartheta_2} \right)^{m_F} \cdot \frac{d_{h2}}{d_{h1}} \cdot Re_2^{m_{St} - m_F} + \frac{C_F}{Re_1^{m_F}} \cdot u_1 \rho_1 c_1 \left(\frac{\delta w}{\lambda w} + R_f \right) \right] \quad 231$$

$m_{St} - m_F$ usualmente es bastante pequeño, en flujo turbulento, alrededor de 0.05 - 0.1, pero en flujo laminar puro $m_{St} - m_F = -1/3$. Como puede verse de la primera expresión la influencia de las variables en un cierto tipo de pasaje sobre la correlación $J = f(u)$, es solo la relación d_{h2}/d_{h1} en el segundo término y $d_{h2}^{-m_F}$ en la influencia de Re del tercer término y ocasionalmente $d_h^{(m_{St} - m_F)}$ en los factores de corrección por analogía incompleta según Re entre los factores de transferencia térmica y caída de presión. Si ambos lados del cambiador son idénticos con relación a pasajes, propiedades de los fluidos y velocidades de flujo, la analogía J

viene a ser:

$$J = \frac{e_1 u_1}{2} Pr_1^{2/3} \left[2 \frac{C_F}{C_{St}} + C_F \cdot \frac{1}{Re_1} \right. \\ \left. \frac{1}{Pr^{2/3}} u_1 e_1 c_1 \left(\frac{\delta w}{\lambda_w} + R_f \right) \right] \quad 232$$

La contribución de la resistencia de la pared a través del segundo término, es rara vez mayor de 1/3 de paréntesis total. Frecuentemente puede despreciarse $2 C_F/C_{St}$ cuando se consideran fluidos con propiedades de transferencia térmica pobres.

El valor del paréntesis, con relación a d_{h1} ó u , solo es influenciado aproximadamente por una medida alrededor de:

$$d_h^{1/3} \text{ y } u^{1/3} (1 - m)$$

a lo más, dando

$$\frac{\partial J_1}{J_1} = -0.1 \frac{\partial d_h}{d_h}$$

en flujo turbulento en lugar de una completa independencia de

d_h , y

$$\frac{\partial J}{J} = 2.2 \frac{\partial u}{u}$$

en flujo turbulento en lugar de

$$\frac{\partial J}{J} = 2.0 \frac{\partial u}{u}$$

si el paréntesis se puede considerar constante.

Es evidente entonces que una velocidad u apropiada, diferente en diversos tipos de cambiadores, esta directamente relacionada con J de modo que se ve muy ligeramente influenciada por las variables de diseño del equipo. (Sin embargo, podría diferir en diferentes cambiadores si la relación C_F/C_{St} no es igual o cercana a 2, como fue indicado por Colburn para tubos lisos).

El valor de J - igual en todos los cambiadores diseñados para el mismo trabajo- puede definirse como una suerte de figura generalizada útil para caracterizar velocidades de flujo comparables dentro de diferentes tipos de cambiadores es decir, una variable de velocidad generalizada.

El valor de u correspondiente a una cierta J , depende de:

- a) del tipo de superficie de calentamiento considerada principalmente a través de la constante C y el exponente m y sus fórmulas de transferencia térmica y caída de presión -y solo en forma muy ligera de los datos específicos de diseño d_h y espesor de pared δ_w
- b) de las constantes físicas de los fluidos y de la relación de las velocidades de flujo en ambos lados.

La correlación $J = F(u)$, sin embargo, está en la mayoría de los casos bastante más cerca de la expresión:

$$J_1 = C e_1 Pr^{2/3} u_1^2$$

ó

233

$$u_1 = C Pr^{-1/3} \sqrt{\frac{J_1}{e_1}}$$

ó, aproximadamente $J = C u^q$

donde q se encuentra dentro del rango:

para flujo turbulento $q = 2.0$ con influencia de la pared despreciable, hasta

$q = 2.2$ - 2.4 para aplicaciones agua a agua

con resistencia de la pared considerable.

para flujo laminar $q = 1.67$ con influencia normal o despreciable de la pared.

$q = 1.6$ - 1.8 con flujo turbulento en el otro lado, hasta

$q = 1.9$ con resistencia de pared normal,

condensación de vapor en el otro lado

y un coeficiente de película laminar alto.

$$J_1 = 2 e_1 Pr^{2/3} u_1^2 \text{ y } u_1 = \frac{1}{Pr^{1/3}} \sqrt{\frac{J_1}{2 e_1}}$$

ejemplo:

Los factores locales de costo son tales que una caída de presión específica económica será, para líquidos similares al agua:

$$J = 3 \text{ mwg/HTU.}$$

Para tales aplicaciones la resistencia de la pared contribuirá alrededor de 1/3 sobre la resistencia total, lo cual dará a la constante en la fórmula (232) un valor cercano a 6 para pasajes lisos. Con $Pr = 4$ (agua a 40°C) se obtiene de la fórmula la velocidad económica u_{ec} (dado que 3 mwg/HTU corresponde a $3 \times 10^3 \times 9.81 \text{ N/m}^2$ - deberá usarse un sistema consistente de unidades) :

$$J = 3 \cdot 10^3 \cdot 9.81 \approx 3 \cdot 10^4 = 3 \cdot 1000 \cdot 4^{2/3} \cdot u_{ec}^2$$

$$u_{ec} = \sqrt{\frac{3 \cdot 10^4}{3 \cdot 1000 \cdot 4^{2/3}}} = 2 \text{ m/s}$$

El rango de J 1,5 - 6 mwg/HTU dará el rango de u_{ec} 1.4-1.8m/s

El valor de la constante en la ecuación (232) depende de las propiedades del fluido en los dos lados y del tipo de superficie de calentamiento, y frecuentemente se encuentra entre 1.5 y 3 para condiciones de flujo turbulento en pasajes rectos pulidos. Puede ser 10 veces mayor para intercambiadores de placas.

CAPITULO II

CAPITULO II.- Cambiadores de Calor Indirectos

A.- CAMBIADORES DE TUBO Y CORAZA

Consideraciones previas.

Una misma operación de intercambio de calor puede realizarse en distintos aparatos de transmisión, muy diferentes unos de otros, pero diseñados todos ellos para esta operación, y de acuerdo con las mismas ecuaciones básicas de diseño. Antes de llegar a la disyuntiva de decidir cuál de todos estos diseños es más ventajoso deben tenerse en cuenta una serie de criterios generales para evitar trabajos innecesarios.

En principio, y a igualdad en las restantes características, el intercambiador más adecuado será el que resulte más económico. A este respecto debe tenerse en cuenta, que entre dos cambiadores del mismo tipo e igual superficie el de mayor longitud es el más barato y, por lo tanto, la primera característica a considerar será conseguir la mayor longitud posible, dentro de los límites que puedan fijar la velocidad y pérdida de carga de los fluidos, las posibilidades de espacio de la planta y las características de los tubos que existen en el mercado.

Conviene precisar también de antemano el fluido que debe ir por cada uno de los lados del tubo. Evidentemente, es más fácil realizar la limpieza interior de los tubos que la exterior

por medios mecánicos y, por consiguiente, si uno de los fluidos es más propenso a depositar suciedad, o a ensuciar más rápidamente la superficie de intercambio, convendrá hacerlo circular por el interior de los tubos, salvo que otras circunstancias aconsejen lo contrario.

Si los dos fluidos tienen unas características de ensuciamiento muy similares pero uno de ellos se encuentra a una presión muy elevada, también convendrá hacerlos circular por el interior de los tubos para evitar el exceso de precio de una carcasa para alta presión.

Igualmente, si uno de los fluidos es corrosivo, deberá hacerse circular por el interior de los tubos, para evitar tener que poner materiales resistentes a la corrosión en la carcasa, además de en los tubos.

Normalmente, los líquidos muy viscosos (crudos, fuel, etc.) son también los más propensos a depositar suciedad sobre los tubos. De acuerdo con lo dicho anteriormente, estos líquidos deberían circular por el interior de los tubos, sin embargo si por las condiciones de temperatura, la viscosidad es muy elevada, el líquido muy a menudo circula en régimen laminar ($Re < 2100$) lo que supone un coeficiente de transmisión de calor muy bajo. En estos casos se consigue mejorar notablemente el coeficiente haciendo circular este fluido viscoso por el exterior - -

de los tubos, con lo que pueden ser necesarias superficies inferiores, incluso a la mitad de las que se necesitarían si este fluido circulara por el interior de los tubos, y en aparatos de este tipo se pueden alcanzar ahorros substanciales.

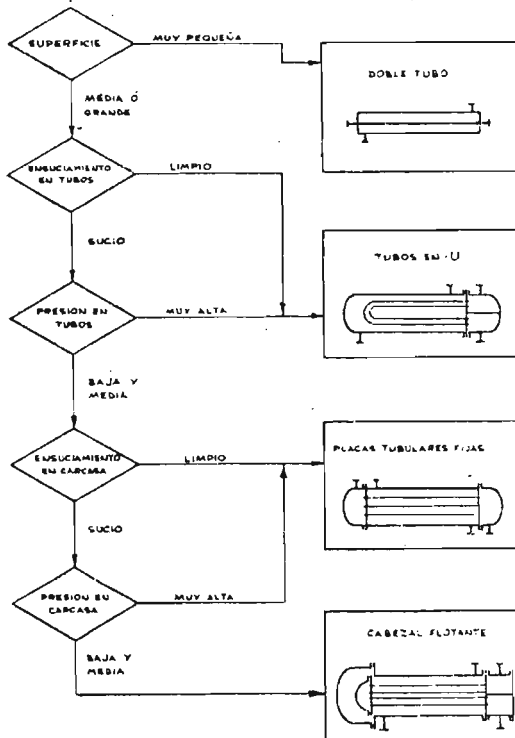
Es evidente que existen muchos más casos que los citados que no entran dentro de estas normas generales, y en los que queda al criterio del diseñador el fijar el lado de circulación de cada fluido, para conseguir un diseño económico.

En el caso de que se trate de diseñar el equipo de transmisión de calor de una planta completa, es una ventaja indudable, para reducir costos de mantenimiento, y repuestos, conseguir una estandarización en todas las partes que sea posible, y siempre que ello no exija un aumento considerable en el precio del equipo. No es frecuente que dos intercambiadores resulten totalmente iguales, pero lo que si se debe tratar de conseguir es que una serie de componentes de los intercambiadores resulten iguales. En este sentido lo primero que ha de tenerse en cuenta serán las características de los tubos, para evitar un stock considerable de tubos de repuesto de todas las clases y dimensiones.

Una consideración más a tener en cuenta antes de proceder a realizar el diseño del intercambiador, es la elección del tipo de aparato más adecuado para el fin que se persiga. Esta

elección no siempre es sencilla, puesto que los campos aconsejables para cada tipo no tienen unos límites exactamente definidos, Aunque sobre este aspecto del problema se encuentra abundante bibliografía.

En la figura 49 se señala brevemente un esquema que puede dar una idea del tipo de intercambiador a elegir, bien entendido que como tal esquema no pretende ser exhaustivo, y por encima de él puede estar, una vez más, el criterio de la persona que ha de hacer el diseño.

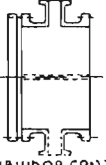
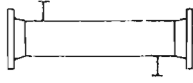
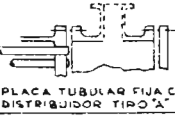
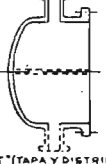
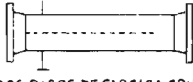
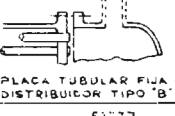
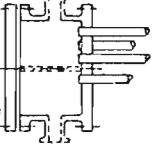
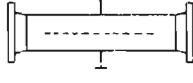

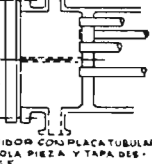
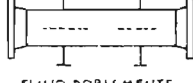

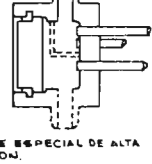


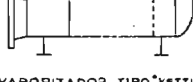
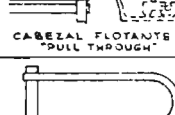




—Normas para la elección del tipo de intercambiador.

Fig. 49

Para una interpretación más exacta del diagrama puede suponerse que una superficie de intercambio es pequeña, por debajo de unos $10 - 15 \text{ m}^2$, un factor de ensuciamiento es bajo cuando toma valores inferiores a $0,0005 \text{ hr m}^2 \text{ }^\circ\text{C/Kcal}$, y los valores de presión alta se encuentran por encima de unos 70 Kg/cm^2 .

De esta forma aún no queda completamente definido el tipo de cambiador, para lo cual habría que señalar, además, el tipo de distribuidor, carcasa y cabezal de retorno o salida. Para poder especificar más claramente estos aspectos existe una nomenclatura, de acuerdo con el código TEMA, por la que se definen las tres partes citadas, mediante tres letras distintas. En la figura 50 se indican cada una de las posibilidades con la letra correspondiente a esta nomenclatura.

TIPOS DE DISTRIBUIDOR	TIPOS DE CARCASA	TIPOS DE CABEZALES DE RETORNO O DE SALIDA
<p>A</p>  <p>DISTRIBUIDOR CON TAPA DESMONTABLE</p>	<p>E</p>  <p>UN PASO DE CARCASA</p>	<p>L</p>  <p>PLACA TUBULAR FIJA CON DISTRIBUIDOR TIPO 'A'</p>
<p>B</p>  <p>'BONNET' (TAPA) Y DISTRIBUIDOR EN UNA SOLA PIEZA</p>	<p>F</p>  <p>DOS PASOS DE CARCASA CON PLACA SEPARADORA LONGITUDINAL</p>	<p>M</p>  <p>PLACA TUBULAR FIJA CON DISTRIBUIDOR TIPO 'B'</p>
<p>C</p>  <p>HAZ TUBULAR EXTRAÍBLE</p>	<p>G</p>  <p>FLUJO REPARTIDO</p>	<p>N</p>  <p>PLACA TUBULAR FIJA CON DISTRIBUIDOR TIPO 'C'</p>
<p>C</p>  <p>PLACA TUBULAR FIJA</p> <p>DISTRIBUIDOR CON PLACA TUBULAR EN UNA SOLA PIEZA Y TAPA DESMONTABLE</p>	<p>H</p>  <p>FLUJO DOBLEMENTE REPARTIDO</p>	<p>P</p>  <p>CABEZAL FLOTANTE CON PRENSAESTOPAS EXTERIOR</p>
<p>D</p>  <p>CIERRE ESPECIAL DE ALTA PRESIÓN</p>	<p>J</p>  <p>FLUJO DIVIDIDO</p>	<p>S</p>  <p>CABEZAL FLOTANTE CON ANILLO DE CIERRE</p>
	<p>K</p>  <p>VAPORIZADOR TIPO 'KETTLE'</p>	<p>T</p>  <p>CABEZAL FLOTANTE 'PULL THROUGH'</p>
		<p>U</p>  <p>HAZ TUBULAR CON TUBOS EN 'U'</p>
		<p>W</p>  <p>PLACA TUBULAR FLOTANTE ENCAQUETADA CON ANILLO DE CIERRE</p>

—Partes de un cambiador de calor. Normas de Tubular Exchanger Manufacturers Association.

Fig. 50

Según este cuadro existen cuatro tipos distintos de distribuidores. El tipo A permite la limpieza del interior de los tubos sin más que desmontar la tapa. Si se usa el tipo B, al hacer esta limpieza será necesario, además de soltar la unión a la placa tubular, desconectar las tuberías de entrada y salida del distribuidor, sin embargo, resulta muy útil cuando las presiones en el interior son elevadas. El distribuidor de tipo C tiene las mismas ventajas que el A y resulta más económico, pero en el caso de ser extraíble se necesita un espacio libre mayor para su extracción y en cualquier caso es más incómodo a la hora de sustituir tubos por necesidades de reparación. Finalmente, el tipo D se utiliza únicamente para fluidos a una presión muy elevada y su diseño requiere la más alta especialización dentro de este campo.

Los tipos de carcazas posibles a utilizar son algo más variados. El más utilizado, sin lugar a dudas, es el tipo E, que permite el paso del fluido de un extremo al otro de la carcasa a lo largo de toda ella. El tipo F, posee una placa separadora longitudinal, lo que obliga al fluido a una doble circulación, con indudables ventajas para evitar cruces de temperaturas y posible aumento de la velocidad en algunos casos. Sin embargo, el cierre de esta placa longitudinal

a lo largo del cambiador no permite una diferencia de presión superior a unas $0.5-0.7 \text{ Kg/cm}^2$ entre un lado y otro de la placa, de modo que no puede utilizarse cuando el fluido tiene una pérdida de carga a lo largo de la carcasa superior al valor citado. Por otra parte existe una transmisión de calor entre distintas partes del mismo fluido a través de esta placa, con la consiguiente disminución del rendimiento. Los tipos G y H tienen la ventaja de originar muy poca pérdida de carga en el lado de la carcasa, puesto que aunque el fluido se le obliga a circular a lo largo de todo el intercambiador no se ve desviado por placas transversales.

Otro tipo de carcasa con ventajas manifiesta para conseguir una pérdida de carga pequeña es la de flujo dividido o tipo J. El fluido va por el interior de la carcasa en dos corrientes, en sentidos opuestos, de modo que al dividirse el flujo, las velocidades y la longitud a recorrer son la mitad que en una carcasa de tipo E, lo que en valores aproximados viene a significar una pérdida de carga unas ocho veces más pequeñas.

Estos tres últimos tipos citados para valores bajos de pérdida de carga tiene su aplicación más significativa en los vaporizadores en el que el líquido circula por gravedad, ya que la velocidad del fluido no afecta demasiado el coeficiente de

transmisión y, en cambio, se cuenta únicamente con la presión que da la diferencia de nivel de líquido entre el depósito o parte baja de una columna y el calentador, pero no quiere decir esto que sean tipos específicos para vaporizadores y de hecho se utilizan también como calentadores o condensadores. Sin embargo, el tipo K o kettle es utilizable únicamente en evaporadores; como se ve en la figura 50, esta carcasa tiene dos diámetros diferentes, uno en la entrada del haz tubular que se ajusta al diámetro de éste, y que mediante una superficie cónica se abre hasta un diámetro mayor que permite tener una cámara de vapor sobre el haz tubular sin perjuicio de que éste esté totalmente sumergido en el líquido que se evapora así se puede conseguir una separación de vapor y líquido, si se precisa, mientras el vapor sale por la parte superior, el líquido no vaporizado rebosa por un simple cierre y sale por la parte inferior.

En cuanto a los cabezales de retorno o de salida las posibilidades son numerosas, pero no más complicada. Los tipos L, M y N se corresponden exactamente con los cabezales de entrada A, B y C para un cambiador de placas tubulares fijas. El tipo P, es un tipo de cabeza flotante que hace cierre con la carcasa mediante un presaestopas o em-

paquetadura exterior, y permite la instalación de un sólo paso en el lado de los tubos sin ningún acoplamiento accesorio, pero en este caso la salida debe colocarse en la tapa desmontable del cabezal.

Los tipos S y T son también cabezales flotantes en dos variantes muy parecidas entre sí. El tipo S tiene una placa tubular flotante, de diámetro inferior al interior de la carcaza, de forma que desmontando el cabezal el haz tubular puede extraerse por el otro extremo. Muy similar a éste es el tipo T, en que el haz tubular es extraíble sin necesidad de desmontar el cabezal, pero esto exige que el diámetro de la carcaza sea mayor que en el caso anterior y, por consiguiente, resulta más caro; sin embargo, es más cómodo y en algún caso totalmente necesario.

El tipo U, haz tubular con tubos en U, no es propiamente un cabezal y en ningún caso puede ser de salida, pero de cualquier forma es una manera de hacer retornar al fluido y, por consiguiente, ha de tenerse también en cuenta dentro de esta clasificación.

Finalmente, el tipo W es un tipo de cabezal que puede considerarse muy similar al tipo P, pero con la ventaja de que en caso de funcionar como cabezal de salida, la conexión

para éste no es necesario que vaya en la tapa sino que puede colocarse, con las ventajas que esto representa, en una dirección radial.

A la vista de lo anterior, y mediante tres letras correspondientes a un tipo de cada uno de estos grupos queda definido la clase de intercambiador que se desea.

Con ello se puede tener ya una idea del tipo de aparato más aconsejable en cuanto a las partes constitutivas del mismo.

Sin embargo, en el caso de los vaporizadores, dadas las diferentes posibilidades relativas a presión, pérdida de carga, ensuciamiento y volúmen a evaporar, ha de elegirse cuidadosamente el tipo más adecuado para la economía del proceso.

En términos generales se distinguen cinco tipos diferentes de vaporizadores que en distintas variantes suponen una gama más amplia de posibilidades, pero dentro de cada tipo las diferencias en cuanto a diseño son pequeñas.

El tipo kettle es de un costo relativamente alto debido a la amplitud de carcaza necesaria, pero permite conseguir grandes superficies de transmisión de calor, es muy simple de diseño y el costo de las tuberías de conexión es bajo.

El tipo "pump-through" lleva en su circuito una bomba que im_

prime velocidad al fluido a vaporizar. Es sin duda el de menor interés económico debido al mantenimiento de esta bomba, pero en lo que se refiere al equipo de transmisión es el más barato al conseguirse mejores coeficientes por aumento de la velocidad. De cualquier forma, su utilización es indispensable para vaporizar fluidos muy viscosos o muy sucios.

El termosifón horizontal es más barato que el tipo kettle y, como él, permite la instalación de grandes superficies de transmisión en una sola carcaza. En este caso, sin embargo, el costo de las tuberías de conexión es más elevado, y su diseño requiere más cuidados para igualar las pérdidas de carga en cada una de ellas.

Más económico que el anterior resulta el termosifón vertical, en el que la evaporación se realiza en el interior de los tubos con un solo paso de circulación. Debido a su colocación paralela a la columna, el costo de instalación es más bajo que en otros tipos, tanto en tuberías como en estructuras de soporte, sin embargo, la superficie de intercambio está limitada por consideraciones prácticas de longitud y diámetro.

Finalmente, el evaporador interno elimina los costos de tuberías y carcaza al ser instalado en el interior de la columna. Debido a esta colocación es el que mayores limitaciones tiene en cuanto a longitud y diámetro y, por consiguiente,

es el de menores posibilidades en cuanto a superficie de transmisión, pero es también el más barato y el más sencillo de instalar.

Vistas las características de cada tipo, en la figura 51 se indica un esquema de selección del tipo más apropiado en función de las condiciones del proceso.

FIG 51

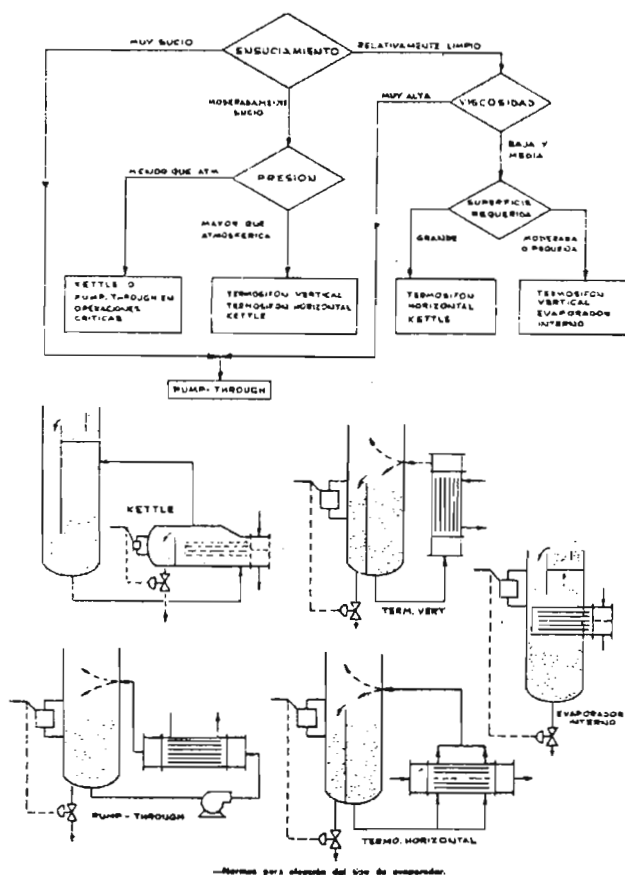


Fig. 51

Consideraciones sobre el cálculo.

Una vez definidas las condiciones del proceso de intercambio de calor, el procedimiento de cálculo a seguir es similar para todos ellos, variando en cada caso las características técnicas de cada aparato o las ecuaciones de diseño según el proceso de intercambio

En cualquier caso la transmisión de calor entre dos fluidos está regulada por la siguiente ecuación básica:

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta t \qquad 234$$

Q = Cantidad de calor transmitido por unidad de tiempo.

U = Coeficiente global de transmisión de calor.

A = Superficie a través de la cual se transmite el calor.

Δt = Diferencia de temperatura entre los dos fluidos.

En general, el problema a resolver será el cálculo de la superficie de intercambio A, superficie que al estar condicionada por una serie de suposiciones previas no bastará con definirla mediante un número, sino que habrá que indicar, además, todas las características que se hayan tenido en cuenta para su cálculo como número, diámetro, espesor, longitud y distribución de los tubos, tipo de cambiador, diámetro y número de carcazas, así como la conexión entre las mismas, número de pasos de circulación de cada fluido, etc.

La cantidad de calor Q debe ser conocida, puesto que será una de las condiciones definidas del proceso. La diferencia de temperaturas Δt por su parte, es fácilmente calculable, como se indicará más adelante. La dificultad mayor está en la evaluación del coeficiente U , que depende de las propiedades físicas y de las condiciones fluidodinámicas de ambos fluidos, y características físicas del intercambiador que se trata de dimensionar.

Si bien, los métodos de cálculo variarán en cada caso de acuerdo con los diferentes procedimientos, según el estado y posibles cambios de fase de cada fluido, se pueden esquematizar diferentes métodos de cálculo con carácter general para todos ellos. El que aquí se propone puede sintetizarse en el diagrama de la figura 52, que se irá detallando a medida que avancemos en su estudios.

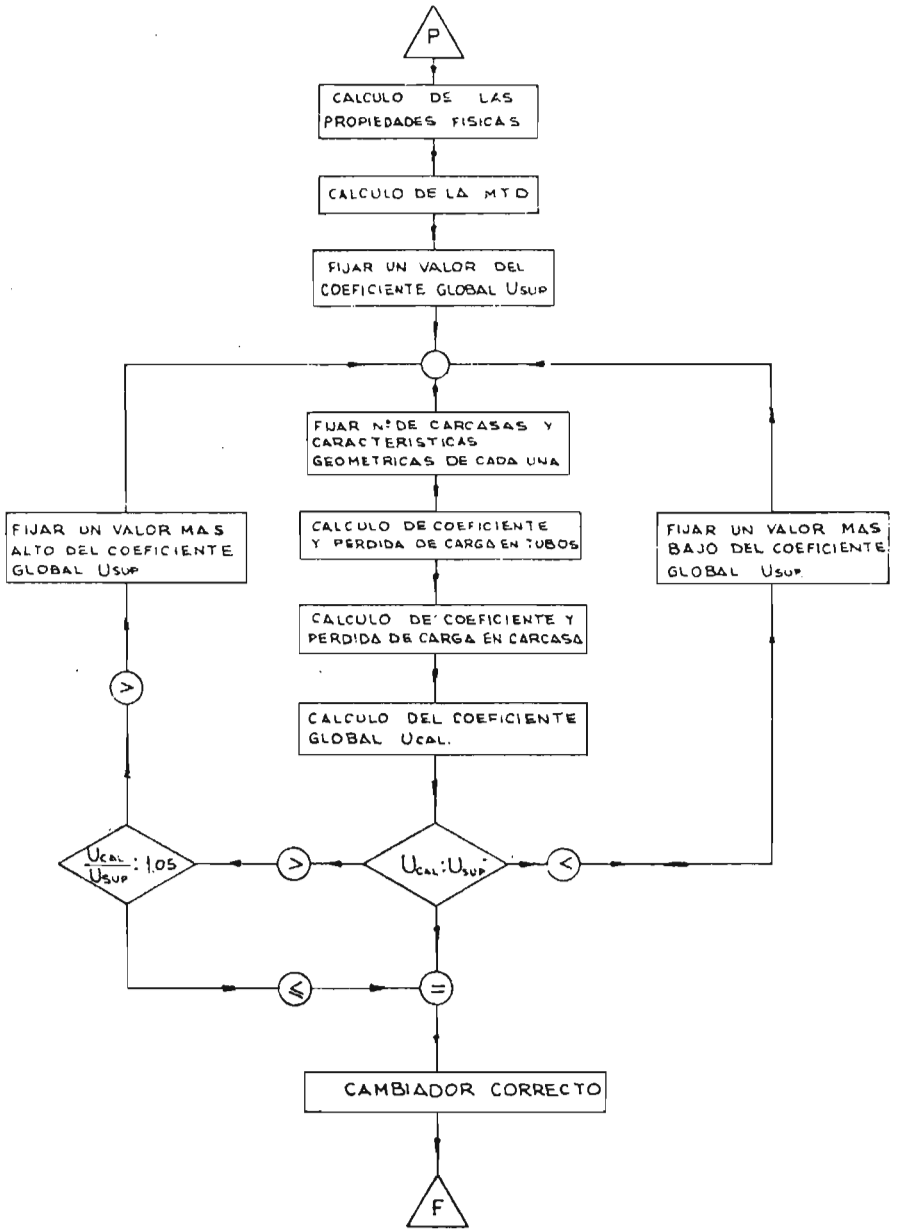


Fig. 52

Propiedades Físicas.

Antes de comenzar el cálculo del intercambiador es necesario conocer las propiedades precisas para realizarlo. Con este fin se calculará una serie de propiedades físicas de los fluidos circulantes a ambos lados de los tubos, a la temperatura media entre las de entrada y salida de cada uno de ellos.

Es obvio aclarar que cualquier valor de medida directa de una propiedad será siempre mejor que las correlaciones o tablas existentes en la bibliografía; no obstante, para los productos más frecuentes, tanto líquidos como gases a la presión atmosférica, se encuentran con facilidad datos utilizables. Teniendo en cuenta la diversidad de productos a considerar, no es posible señalar aquí los valores o gráficas de cálculo de propiedades, para lo cual existen ya libros especializados.

En cualquier caso, las propiedades a calcular son las siguientes:

S ó ρ = densidad relativa o peso específico. Para líquidos destilados existen tablas y gráficas en función de la temperatura, y para fracciones de destilación de petróleo existen gráficas que indican la densidad en función de la temperatu-

ra y de su caracterización en grados API. El cálculo en el caso de los gases puede realizarse según la ecuación de los gases perfectos corregida de acuerdo con las propiedades críticas de cada producto.

Z = Viscosidad. Aparte de las tablas y gráficas existentes para líquidos y gases determinados, para fracciones líquidas de petróleo, puede conocerse la viscosidad a una temperatura determinada cuando se conocen los valores de la viscosidad a dos temperaturas diferentes; en estas condiciones la variación de la viscosidad cinemática en función de la temperatura resulta lineal en un diagrama especial.

C_s = Calor específico. Tanto para gases como para líquidos pueden encontrarse en la bibliografía gráficas y correlaciones que indiquen este valor.

K = Conductividad calorífica. Se encuentran igualmente gráficas de uso normal para el cálculo de esta propiedad, tanto para líquidos como para gases, en función de la temperatura.

$$K \Pr^{1/3} = K \left(\frac{C_s \cdot Z}{K} \right)^{1/3} \quad 235$$

Esta función del número de Prandtl es calculable a partir de las propiedades anteriores; sin embargo, es posible encontrar gráficas que señalan este valor a distintas temperaturas. Concretamente, son de uso muy frecuente las gráficas que indican este valor para distintas fracciones de petróleo, en función de

su densidad. En cuanto a los gases, debido a los efectos algo inciertos de la presión y temperaturas sobre algunas propiedades, suele usarse un valor del número de Prandtl independiente de estas condiciones, excepto para cuando son próximas al punto crítico.

λ = Calor latente. Es necesario, únicamente, cuando existe un cambio de fase bien sea por condensación o por vaporización, y puede encontrarse en tablas y gráficas o calcularse con relativa exactitud, mediante correlaciones de uso frecuente.

Diferencia media de temperaturas.

Ya se ha indicado antes que la transmisión de calor es función de la diferencia de temperaturas entre los dos fluidos. El cálculo de esta diferencia no nos ocuparía más tiempo si ambos fluidos permanecieran a una temperatura fija (por ejemplo, un vapor condensante y un líquido en vaporización). Sin embargo, lo normal es que los fluidos vayan variando de temperatura a medida que avanzan por el aparato o intercambian calor; en estas condiciones puede haber una diferencia de temperaturas distinta en cada punto de la superficie de intercambio y, por consiguiente, es preciso definir un valor medio entre todos estos valores.

En ocasiones este valor medio resulta difícil de calcular, y en aquellos casos en que la temperatura de alguno de los fluidos no obedezca a una variación lineal con respecto al calor transmitido, deben seguirse métodos de cálculo por zonas para establecer una diferencia media de temperaturas ponderada con la que se realicen los cálculos posteriores.

No obstante, en tanto pueda suponerse que la variación de temperatura de los fluidos es lineal, el valor medio de la diferencia de temperaturas es la media logarítmica de la diferencia de temperaturas entre ambos fluidos en cada uno de los extremos del cambiador, esto es:

$$\Delta t_m = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} \quad 236$$

siendo Δt_1 y Δt_2 las diferencias de temperaturas en cada extremo.

En el momento de calcular estas diferencias ha de tenerse en cuenta el sentido de circulación de cada fluido. En principio supuesto un paso único de circulación para cada uno de ellos, pueden distinguirse dos tipos distintos: circulación en corrientes paralelas o cocorriente y en contracorriente.

En la figura 53 (a y b) se representan las características de una y otra en un intercambiador elemental de tipo doble tubo.

Como se ve en la misma la única diferencia entre ambas es el diferente sentido de circulación de uno de los fluidos en cada caso, lo que supone que las diferencias de temperaturas en cada extremo sean distintas en los dos casos y por consiguiente también lo sea el valor medio de ambas. Para unas mismas condiciones térmicas, la circulación en contracorriente origina una diferencia de temperaturas media más alta que en el caso opuesto, y ello lleva consigo una transmisión de calor más favorable. Sin embargo, el funcionamiento según corrientes paralelas puede ser más conveniente en algunos casos en los que se podrían formar partículas sólidas, por una excesiva congelación en el extremo frío si funcionara en contracorriente.

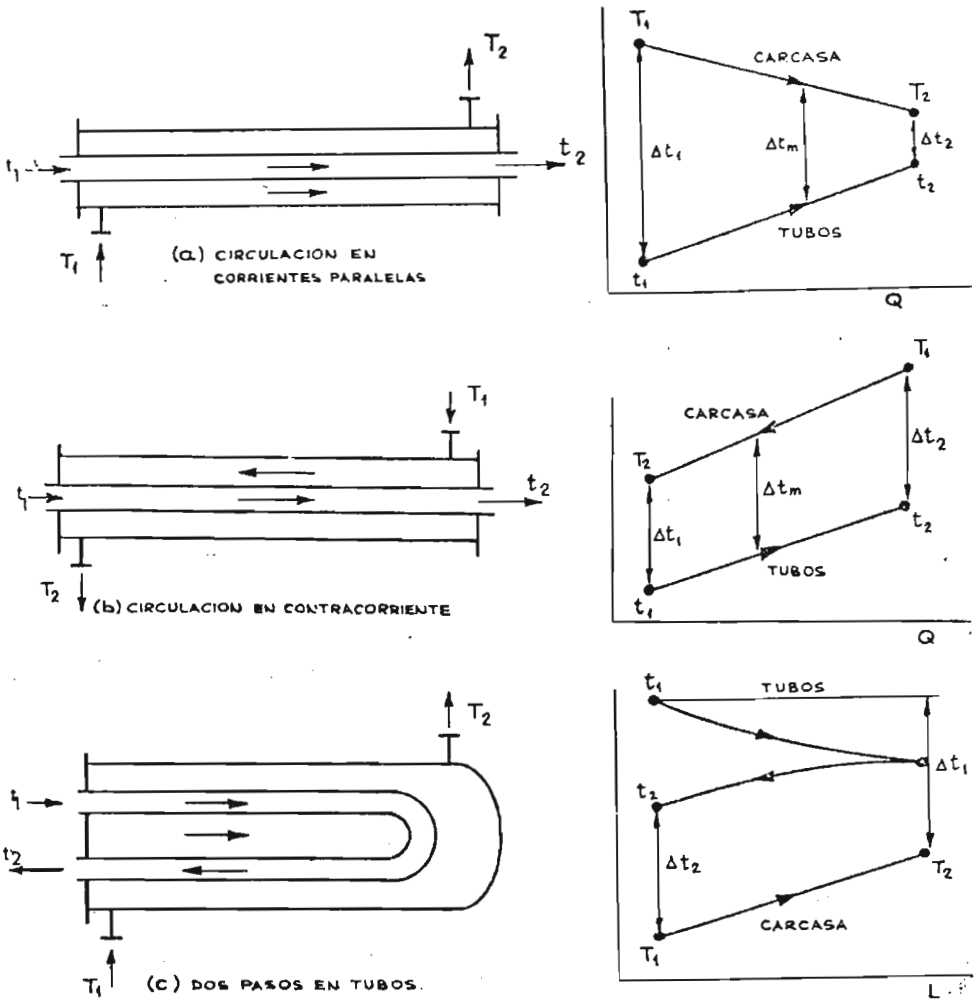


Fig. 53

Es mucho más frecuente, no obstante, que el cambiador no funcione según un sistema puro de corriente paralela o contracorriente, sino por una combinación de ambos, puesto que por lo general, existen varios pasos en el lado de los tubos y a veces también en la carcaza, de forma que en unas partes funciona según corrientes paralelas y otras según corrientes cruzadas, tal como se indica en la figura 53 c. En este caso el cálculo de la MTD se realiza como si la circulación fuera en contracorriente, pero introduciendo un factor de corrección en función de las temperaturas de entrada y salida de los fluidos. Este factor de corrección se lee en la serie de curvas que se representan en la figura 54 para distintos pasos de carcaza y un número par de pasos en tubos, en función de dos variables, R, relación de las variaciones de temperatura de cada fluido:

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_1 - t_2} \quad \text{y} \quad S = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - T_1} \quad 237$$

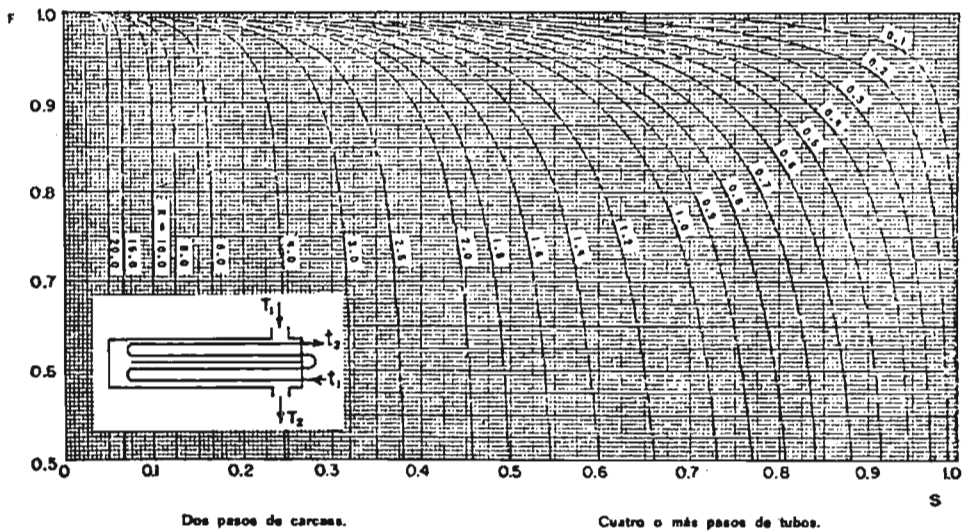
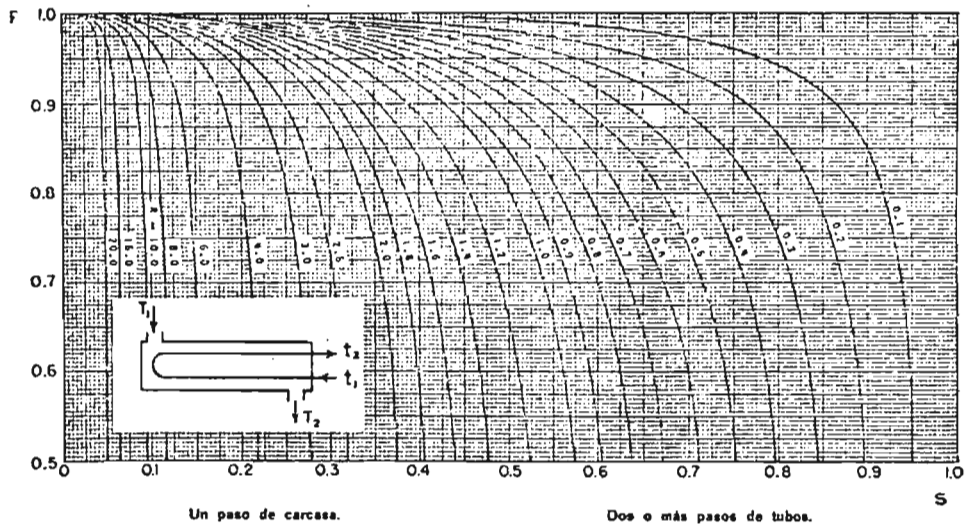


Fig. 54

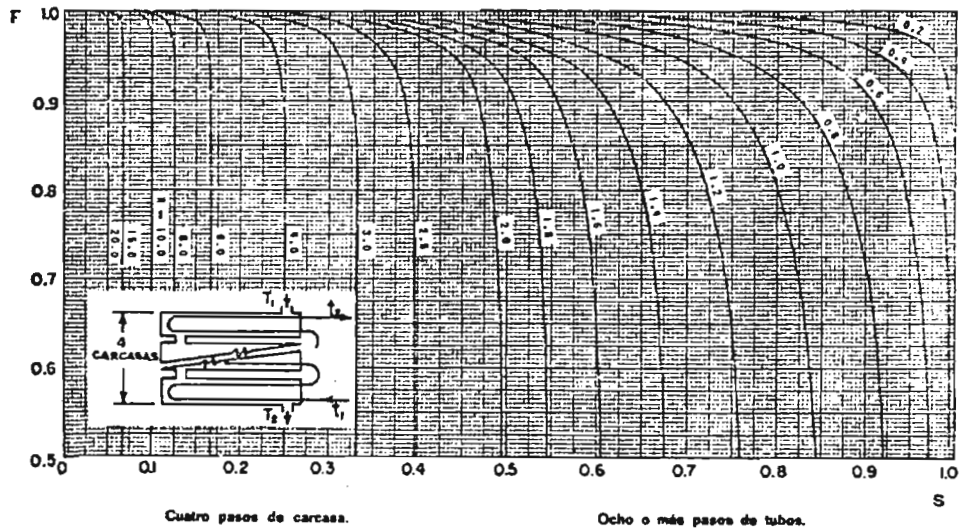
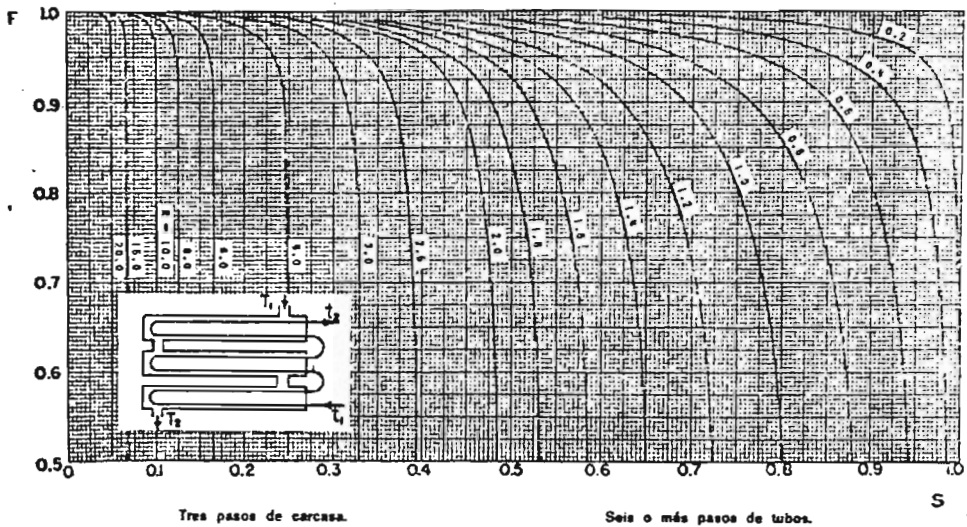


Fig.54

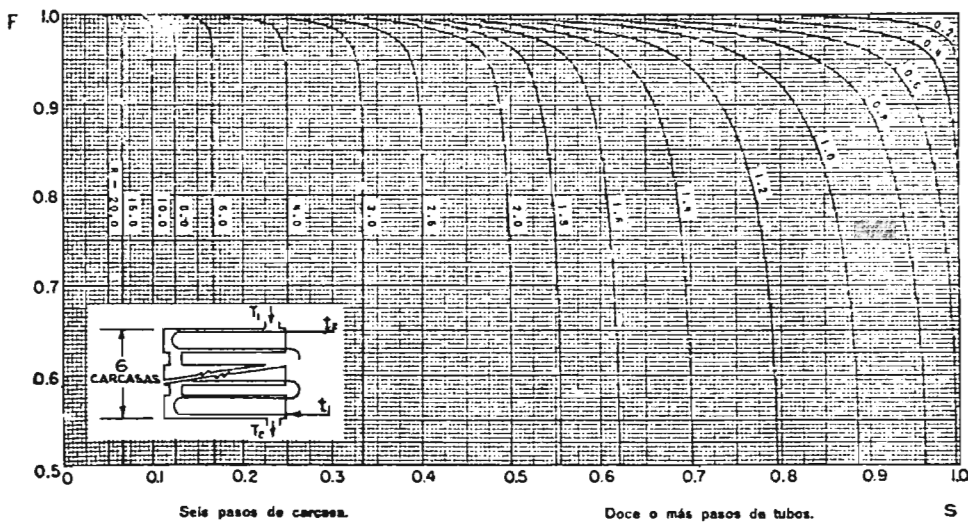
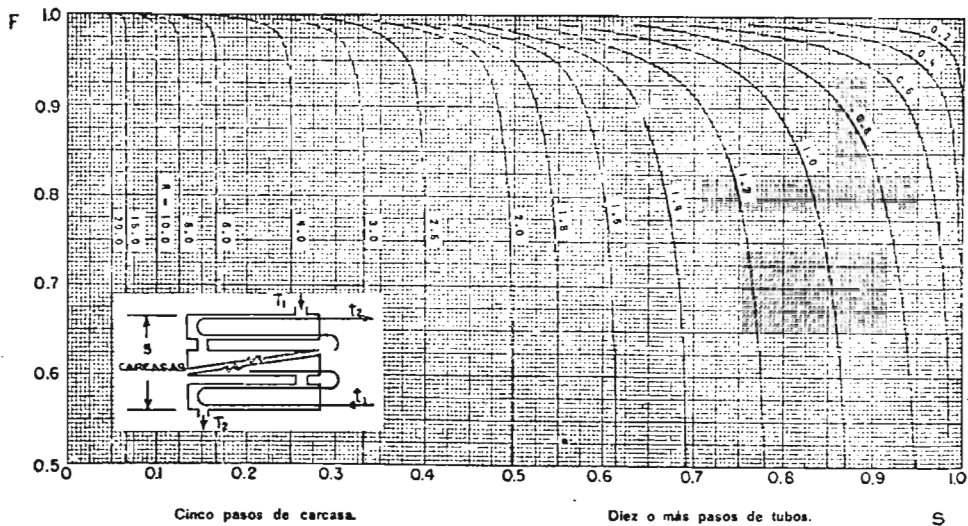


Fig. 54

Con objeto de satisfacer el interés matemático de quien desearse conocer el procedimiento para obtener el valor F_t (o F_g , o F_0), a continuación lo esbozamos en sus principales pasos. Se analiza la diferencia de temperaturas para un cambiador de dos pasos.

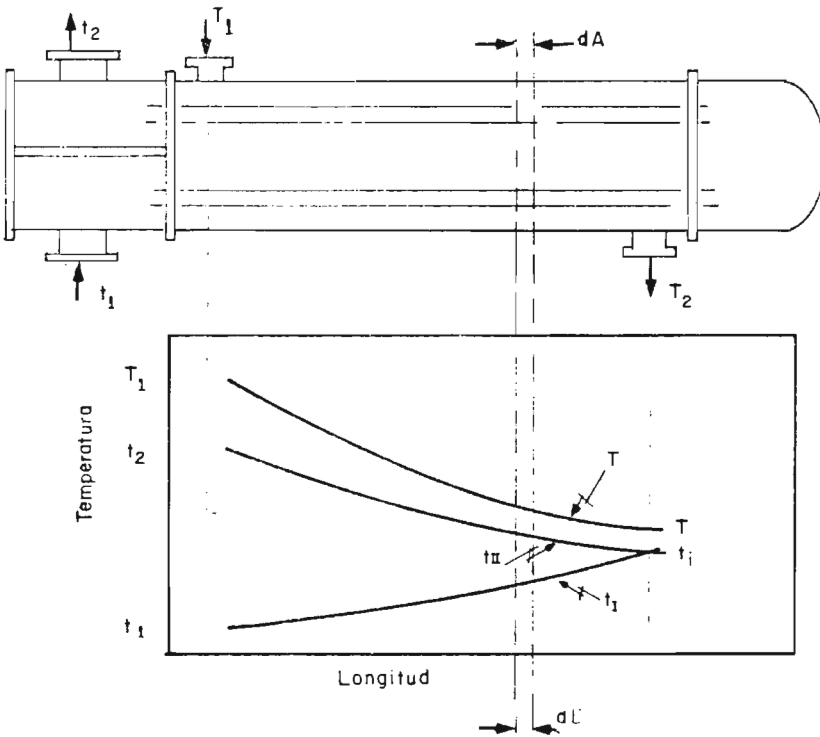


Fig. 55

El balance de calor en base a una Δt_c

$$\dot{Q} = UA\Delta T_c = W C_p T_1 - T_2 = w c_p t_2 - t_1 \quad 238$$

$$\Delta T_c = \frac{T_1 - T_2}{\left(\frac{U A}{W C_p}\right)} = \frac{t_2 - t_1}{\left(\frac{U A}{w c_p}\right)} \quad 239$$

Tomando un elemento diferencial de longitud (dl) en el cambiador de calor, al que correspondiera un elemento diferencial de área (dA), y una transferencia de calor diferencial (dq)

Balace de calor en el elemento diferencial:

$$dq = -W C_p dT = U \frac{dA}{2} (T - t_i) + U \frac{dA}{2} (T - t_{ii}) \quad 240$$

$$w c_p dt_i = U \frac{dA}{2} (T - t_i) \quad 241$$

$$-w c_p dt_{ii} = U \frac{dA}{2} (T - t_{ii}) \quad 242$$

Rearreglando la ecuación 240

$$-W C_p dT = U dA \left(T - \frac{t_i + t_{ii}}{2} \right) \quad 243$$

$$-\frac{dT}{dA} = \frac{U}{W C_p} \left(T - \frac{t_i + t_{ii}}{2} \right) \quad 244$$

$$\frac{dT}{dA} + \frac{U}{W C_p} \left(T - \frac{t_i + t_{ii}}{2} \right) = 0 \quad 245$$

Definiendo:

$$R = \frac{WC_p}{WC_u} = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} \quad 246$$

De 240:

$$\frac{1}{WC_p} = \frac{R}{WC_p} \quad 247$$

Substituyendo 247 en 245

$$\frac{dT}{dA} + \frac{UR}{WC_p} \left(T - \frac{t + t_{ii}}{2} \right) = 0 \quad 248$$

Derivando con respecto al área la ecuación 248

$$\frac{d^2T}{dA^2} + \frac{UR}{WC_p} \frac{dT}{dA} - \frac{UR}{2WC_p} \left(\frac{dt}{dA} + \frac{dt_{ii}}{dA} \right) = 0 \quad 249$$

De las ecuaciones 241 - 242

$$\frac{dt}{dA} = \frac{U}{2WC_p} (T - t_1) \quad 250$$

$$\frac{dt_{ii}}{dA} = -\frac{U}{2WC_p} (T - t_1) \quad 251$$

$$\frac{dt}{dA} + \frac{dt_{ii}}{dA} = \frac{U}{2WC_p} (t_{ii} - t_1) \quad 252$$

Substituyendo 252 en 249

$$\frac{d^2T}{dA^2} + \frac{UR}{WC_p} \frac{dT}{dA} - \frac{UR^2}{[2WC_p]^2} (t_{ii} - t_1) = 0 \quad 253$$

Balance de calor:

$$WC_p(T - T_2) = WC_p(t_{ii} - t_1) \quad 254$$

$$t_{ii} - t_1 = \frac{T - T_2}{\frac{WC_p}{WC_p}} \quad 255$$

Substituyendo 245 en 254

$$t_{11} - t_{12} = \frac{T_1 - T_2}{R} \quad 256$$

Substituyendo 256 en 253

$$\frac{d^2 T}{dA^2} + \frac{UR}{w c_p} \frac{dT}{dA} - \frac{U^2 R}{[2w c_p]^2} \frac{T_1 - T_2}{R} = 0 \quad 257$$

$$\frac{d^2 T}{dA^2} + \frac{UR}{w c_p} \frac{dT}{dA} - \frac{U^2 T}{(2w c_p)} + \frac{U^2 T_2}{(2w c_p)^2} = 0 \quad 258$$

Derivando con respecto al área la ecuación 258

$$\frac{d^3 T}{dA^3} + \frac{UR}{w c_p} \frac{d^2 T}{dA^2} - \frac{U^2}{(2w c_p)^2} \frac{dT}{dA} = 0 \quad 259$$

Para resolver ecuación 259

hacemos $r = e^{rA}$

$$\frac{d^3 T}{dA^3} = r^3 e^{rA} \quad \frac{d^2 T}{dA^2} = r^2 e^{rA} \quad \frac{dT}{dA} = r e^{rA}$$

$$\left[r \frac{UR}{w c_p} r - \frac{U^2}{(2w c_p)^2} r \right] e^{rA} = 0$$

$$r \left(r^2 \frac{UR}{w c_p} - \frac{U^2}{(2w c_p)^2} \right) = 0$$

$$r_1 = 0$$

$$r_2 = -\frac{UR}{(2w c_p)} \sqrt{\frac{UR^2}{(2w c_p)^2} + \frac{U^2}{(2w c_p)^2}}$$

$$r_3 = \frac{UR}{(2w c_p)} - \sqrt{\frac{UR^2}{(2w c_p)^2} + \frac{U^2}{(2w c_p)^2}}$$

$$r_2 = -\frac{UR}{2WC_p} + \frac{U}{2WC_p} \sqrt{R^2 + 1}$$

$$r_3 = -\frac{UR}{2WC_p} - \frac{U}{2WC_p} \sqrt{R^2 + 1}$$

$$r_1 = 0$$

$$r_2 = -\frac{U}{2WC_p} (R + \sqrt{R^2 + 1})$$

$$r_3 = -\frac{U}{2WC_p} (R - \sqrt{R^2 + 1})$$

$$T = K_1 e^{r_1 A} + K_2 e^{r_2 A} + K_3 e^{r_3 A}$$

$$T = K_1 + K_2 e^{-\frac{UA}{2WC_p} (R + \sqrt{R^2 + 1})} + K_3 e^{-\frac{UA}{2WC_p} (R - \sqrt{R^2 + 1})} \quad 260$$

Cuando

$$A \rightarrow \infty$$

$$T \rightarrow T_2$$

$$T_2 = K_1 + K_2 e^{-} + K_3 e^{-\infty} \quad 261$$

$$T_2 = K_1 \quad 262$$

Cuando A crece de 0 a A $T \longrightarrow T_2$

$$T_2 = T_2 + K_2 e^{-\frac{UA}{2wc_p}(R+\sqrt{R^2+1})} + K_3 e^{-\frac{UA}{2wc_p}(R-\sqrt{R^2+1})} \quad 263$$

$$-K_2 e^{-\frac{UA}{2wc_p}(R+\sqrt{R^2+1})} = K_3 e^{-\frac{UA}{2wc_p}(R-\sqrt{R^2+1})} \quad 264$$

Tomando logaritmos en la ecuación 264

$$\ln(-K_2) - \frac{UA}{2wc_p}(R+\sqrt{R^2+1}) = \ln(K_3) - \frac{UA}{2wc_p}(R-\sqrt{R^2+1}) \quad 265$$

$$\ln\left(\frac{-K_2}{K_3}\right) = \frac{UA}{wc_p} \sqrt{R^2+1} \quad 266$$

$$-\frac{UA}{wc_p} = \frac{1}{\sqrt{R^2+1}} \ln\left(\frac{K_2}{K_3}\right) \quad 267$$

Derivando la ecuación 260 con respecto al área:

$$\frac{dT}{dA} = -K_2 \frac{U}{2wc_p} (R+\sqrt{R^2+1}) e^{-\frac{UA}{2wc_p}(R+\sqrt{R^2+1})} \quad 268$$

$$-K_3 \frac{U}{2wc_p} (R-\sqrt{R^2+1}) e^{-\frac{UA}{2wc_p}(R-\sqrt{R^2+1})}$$

Despejando dT/dA de la ecuación 250

$$\frac{dT}{dA} = \frac{UR}{2wc_p} (t_1 + t_2) - \frac{UR}{wc_p} T \quad 269$$

Substituyendo 269 en 268

$$\frac{UR}{2WC_p}(t_i + t_{ii}) - \frac{UR}{WC_p} T = -K_2 \frac{U}{2WC_p} (R + \sqrt{R^2 - 1}) e^{-\frac{UA}{2WC_p}(R + \sqrt{R^2 + 1})} - K_3 \frac{U}{2WC_p} (R - \sqrt{R^2 + 1}) e^{-\frac{UA}{2WC_p}(R - \sqrt{R^2 + 1})}$$

270

Rearreglando ecuación 270

$$R(t_i - t_{ii}) - 2RT = -K_2(R + \sqrt{R^2 + 1}) e^{-\frac{UA}{2WC_p}(R + \sqrt{R^2 + 1})} - K_3(R + \sqrt{R^2 + 1}) e^{-\frac{UA}{2WC_p}(R + \sqrt{R^2 + 1})}$$

271

Cuando

$A \rightarrow 0$

$$t_i = t_1$$

$$t_{ii} = t_2$$

$$T = T_1$$

272

$$R(t_1 + t_2) - 2RT_1 = -K_2(R + \sqrt{R^2 + 1}) - K_3(R - \sqrt{R^2 + 1}) \quad 273$$

Substituyendo 271 en ecuación 260

$$T_1 = T_2 + K_2 + K_3 \quad 274$$

$$T_1 - T_2 = K_2 + K_3 \quad 275$$

Multiplicando ecuación 274 por $(R + \sqrt{R^2 + 1})$

$$(T_1 - T_2)(R + \sqrt{R^2 + 1}) = K_2(R + \sqrt{R^2 + 1}) + K_3(R - \sqrt{R^2 + 1}) \quad 276$$

Sumando ecuaciones 273 y 276

$$R(t_1 + t_2) = 2RT_1 + (T_1 - T_2)(R + \sqrt{R^2 + 1}) = 2K_3\sqrt{R^2 + 1} \quad 277$$

$$K_3 = \frac{R(t_1 + t_2) - 2RT_1 + (T_1 - T_2)(R + \sqrt{R^2 + 1})}{2\sqrt{R^2 + 1}} \quad 278$$

De la ecuación 275

$$-K_2 = K_3(T_1 - T_2) \quad 279$$

$$-\frac{K_2}{K_3} = 1 - \frac{T_1 - T_2}{K_3} \quad 280$$

$$-\frac{K_2}{K_3} = \frac{K_3 - (T_1 - T_2)}{K_3} \quad 281$$

Substituyendo 278 en 281

$$-\frac{K_2}{K_3} = \frac{\frac{R(t_1 + t_2) + (T_1 - T_2)(R + \sqrt{R^2 + 1}) - 2RT_1}{2\sqrt{R^2 + 1}} - (T_1 - T_2)}{\frac{R(t_1 + t_2) + (T_1 - T_2)(R + \sqrt{R^2 + 1}) - 2RT_1}{2\sqrt{R^2 + 1}}} \quad 282$$

$$-\frac{K_2}{K_3} = \frac{R(t_1 + t_2) + (T_1 - T_2)(R + \sqrt{R^2 + 1}) - 2RT_1 - 2\sqrt{R^2 + 1}(T_1 - T_2)}{R(t_1 + t_2) + (T_1 - T_2)(R + \sqrt{R^2 + 1}) - 2RT_1} \quad 283$$

$$-\frac{K_2}{K_3} = \frac{R(t_1 + t_2) - R(T_1 + T_2) - \sqrt{R^2 + 1}(T_1 - T_2)}{R(t_1 + t_2) - R(T_1 + T_2) + \sqrt{R^2 + 1}(T_1 - T_2)} \quad 284$$

$$-\frac{K_2}{K_3} = \frac{R(t_1 - T_1) - R(T_2 - t_2) - \sqrt{R^2 + 1}(T_1 - T_2)}{R(t_1 - T_1) - R(T_2 - t_2) + \sqrt{R^2 + 1}(T_1 - T_2)} \quad 285$$

Definiendo:

$$S = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} \quad 286$$

Dividiendo ecuación 285 entre $t_2 - t_1$

$$\frac{K_2}{K_3} = \frac{-\frac{R}{S} - R \frac{T_2 - t_2}{t_2 - t_1} \sqrt{R+1}}{-\frac{R}{S} - R \frac{T_2 - t_2}{t_2 - t_1} \sqrt{R+1}} \quad 287$$

$$-\frac{K_2}{K_3} = \frac{-R - RS \frac{T_2 - t_2}{t_2 - t_1} - \sqrt{R^2 + 1} R S}{-R - RS \frac{T_2 - t_2}{t_2 - t_1} + \sqrt{R^2 + 1} R S} \quad 288$$

$$-\frac{K_2}{K_3} = \frac{-1 - S \frac{T_2 - t_2}{t_2 - t_1} - S \sqrt{R^2 + 1}}{-1 - S \frac{T_2 - t_2}{t_2 - t_1} + S \sqrt{R^2 + 1}} \quad 289$$

$$-\frac{K_2}{K_3} = \frac{1 - S \left(\frac{T_2 - t_2}{t_2 - t_1} - \sqrt{R^2 + 1} \right)}{1 - S \left(\frac{T_2 - t_2}{t_2 - t_1} + \sqrt{R^2 + 1} \right)} \quad 290$$

$$-\frac{K_2}{K_3} = \frac{2 - S \left(\frac{T_2 - t_2}{t_2 - t_1} + \frac{1}{S} - \sqrt{R^2 + 1} \right)}{2 - S \left(\frac{T_2 - t_2}{t_2 - t_1} + \frac{1}{S} + \sqrt{R^2 + 1} \right)} \quad 291$$

$$\frac{t_2 - T_2 + \frac{1}{S}}{t_2 - t_1} = \frac{t_2 - T_2 + \frac{T_1 - t_1}{t_2 - t_1}}{t_2 - t_1} \quad 292$$

$$R + 1 = \frac{T_1 - T_2 + 1}{t_2 - t_1} \quad 293$$

$$R + 1 = \frac{T_1 - T_2 + t_2 - t_1}{t_2 - t_1} \quad 294$$

$$R + 1 = \frac{t_2 - T_2}{t_2 - t_1} + \frac{T_1 - t_1}{t_2 - t_1} \quad 295$$

Substituyendo 294 en 291

$$\frac{t_2 - T_2 + \frac{1}{S}}{t_2 - t_1} = R + 1 \quad 296$$

Substituyendo 295 en 290

$$- \frac{K_2}{K_3} = \frac{2 - S(R+1 - \sqrt{R^2+1})}{2 - S(R+1 + \sqrt{R^2+1})} \quad 297$$

Substituyendo 296 en 266

$$\frac{UA}{w c_p \sqrt{R+1}} = \frac{1}{\ln} \frac{2 - S(R+1 - \sqrt{R^2+1})}{2 - S(R+1 + \sqrt{R^2+1})} \quad 298$$

Substituyendo 298 en 239

$$\Delta T_C = \frac{t_2 - t_1}{\frac{1}{\sqrt{R^2-1}} \ln \frac{2 - S(R+1 - \sqrt{R^2+1})}{2 - S(R+1 + \sqrt{R^2+1})}} \quad 299$$

$$\Delta T = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1}} \quad 300$$

Dividiendo 299 entre 300

$$F_T = \frac{\Delta T_C}{\Delta T} = \frac{t_2 - t_1}{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)} \cdot \frac{1}{\frac{1}{\sqrt{R^2-1}} \ln \frac{2 - S(R+1 - \sqrt{R^2+1})}{2 - S(R+1 + \sqrt{R^2+1})}} \quad 301$$

$$\frac{\frac{t_2 - t_1}{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}}{\ln \frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1}} = \frac{\ln \frac{T_1 - t_2}{t_2 - t_1}}{\frac{T_1 - T_2}{t_1 - t_1} \frac{t_2 - t_1}}{R - 1} = \frac{\ln \frac{T_1 - t_2}{t_2 - t_1}}{R - 1} \quad 302$$

$$\frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1} = \frac{T_1 + t_1 - t_2 - t_1}{T_2 + T_1 - T_1 - t_1} = \frac{(T_1 - t_1) - (t_2 - t_1)}{(T_1 - t_1) - (T_1 - T_2)} \quad 303$$

$$\frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1} = \frac{1 - \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1}}{1 - \frac{T_1 - T_2}{T_1 - t_1}} \quad 304$$

$$RS \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} = \frac{T_1 - T_2}{T_1 - t_1} \quad 305$$

Substituyendo 286 y 305 en 304

$$\frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1} = \frac{1 - S}{1 - RS} \quad 306$$

Substituyendo 306 en 295

$$\frac{\frac{t_2 - t_1}{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}}{\ln \frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1}} = \frac{\ln \frac{1 - S}{1 - RS}}{R - 1} \quad 307$$

Substituyendo 307 en 301

$$F_T = \frac{\frac{\ln \frac{1 - S}{1 - RS}}{R - 1}}{\frac{1}{\sqrt{R^2 + 1}} \ln \frac{2 - S(R + 1 - \sqrt{R^2 - 1})}{2 - S(R + 1 + \sqrt{R^2 - 1})}} \quad 308$$

$$F_T = \frac{\sqrt{R^2 + 1} \ln \frac{1 - S}{1 - RS}}{(R - 1) \ln \frac{2 - S(R + 1 - \sqrt{R^2 + 1})}{2 - S(R + 1 + \sqrt{R^2 + 1})}} \quad 309$$

Con el valor de la MTD calculado, según se ha dicho, para una circulación, en contracorriente y, este factor de corrección, F , se calcula el valor de la MTD corregida:

$$MTD_{\text{corr}} = F \cdot MTD \quad 310$$

Si este factor de corrección F resulta algo pequeño, la diferencia media de temperaturas disminuirá en la misma proporción y ello exigirá una superficie de intercambio más elevada. Por ello, debido a estas razones de tipo económico, si el factor de corrección F resulta inferior de 0.80 se considera un paso más de carcasa (o una carcasa más en serie), con lo cual se calculará un nuevo factor F y se corregirá la MTD de acuerdo con él. En estas condiciones de funcionamiento, la ecuación puede expresarse en la siguiente forma:

$$A = \frac{Q}{U \cdot MTD_{\text{corr}}} \quad 311$$

Queremos insistir sobre los criterios que marcan como necesario el uso de cambiadores de pasos múltiples ya que este es un problema de gran frecuencia en la práctica de la Ingeniería Química, así pues; considerando el calentador que se muestra en la figura 56 es un calentador de un paso simple, dado que la corriente total del líquido enfriante cruza todos los tubos en paralelo. En calentadores grandes este tipo de flujo tiene limitaciones serias. El número de tubos es tan

grande que, en flujo de un solo paso, la velocidad a través de los tubos es muy pequeña para producir un coeficiente adecuado de transferencia térmica, y el calentador es anti-económico. También, debido al bajo coeficiente se requieren tubos largos si se va a enfriar el fluido caliente en rangos razonablemente grandes de temperatura, y tales tubos largos no son prácticos.

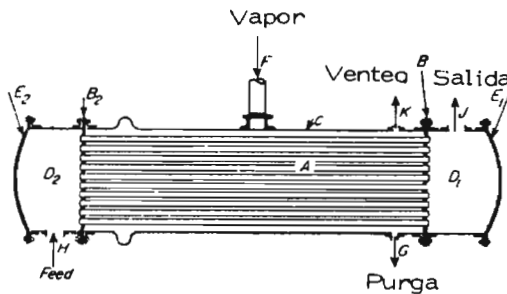


Fig. 56

Pasos múltiples, La limitación de baja velocidad en un calentador de paso simple puede eliminarse usando pasos múltiples. En pasos múltiples, el haz de tubos se divide en secciones, y el fluido es forzado mediante mamparas en los canales, a pasar a través de cada sección en serie. Un ejemplo de construcción de pasos múltiples se muestra en la figura 57. El dibujo mayor y la sección muestran las mamparas en uno de los canales. Los dibujos pequeños muestran como se dividen los canales para dar ocho pasos. El líquido entre el compartimento A, fluye a la izquierda hacia el B, regresa a la de-

recha al C, y así hasta salir en el I. Los tubos quedan así en ocho canales como se ven en la figura mayor. En los pasos numerados nones el líquido fluye alejándose del lector, en los pasos pares fluye hacia el lector.

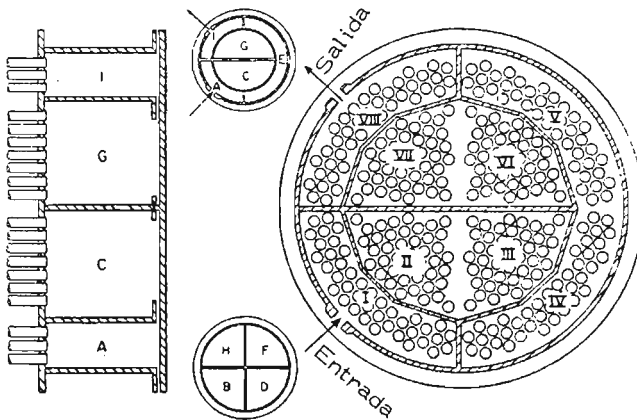


Fig. 57

La construcción en pasos múltiples decrece la sección transversal de flujo e incrementa la velocidad, con un incremento correspondiente en el coeficiente de transferencia. Las desventajas son:

- a) El calentador es un tanto más complicado
- b) Las pérdidas por fricción a través del equipo se incrementan debido a las velocidades mayores y a la multiplicación de pérdidas en salidas y en entradas. Por ejemplo, la velocidad promedio en los tubos de este cambiador es 8 veces la de un cambiador de paso simple que tenga el mis-

mo número y tamaño de tubos operando el mismo flujo. El coeficiente en el lado del agua del calentador de 8 pasos es aproximadamente $8^{0.8} = 5.2$ veces el de paso simple, o aún más si la velocidad en el de paso simple es suficientemente pequeña para dar flujo laminar. Las pérdidas por fricción son aproximadamente $8^{2.8} = 330$ veces las de paso simple, sin incluir las pérdidas adicionales por expansión y contracción. El diseño más económico pide una velocidad tal en los tubos que el costo incrementado en la fuerza de bombeo se compense por el costo disminuido del aparato. Una velocidad muy baja ahorra fuerza de bombeo pero redundada en un equipo muy grande (y consecuentemente caro). Una velocidad muy grande ahorra el costo inicial del equipo, pero eleva los costos de energía.

Coeficiente Global, U_{sup} .

Una vez conocidas las cantidad de calor Q , y la diferencia media de temperaturas, según se ha visto arriba, sólo es preciso el conocimiento del coeficiente global U , para conocer la superficie de intercambio A , según la ecuación 310.

El valor U depende, como ya se ha dicho, de las condiciones fluidodinámicas de los fluidos y de las características del cambiador utilizado. Por ello, el método de cálculo a seguir será la estimación de un valor de este coeficiente U , mediante

la suposición de un intercambiador de superficie determinada y la comprobación posterior de que de acuerdo con las características del mismo, el coeficiente supuesto es correcto. Si la estimación del coeficiente no está muy ajustada a la realidad, el método señalado puede obligar a repetir el cálculo varias veces hasta conseguir un diseño adecuado. Por ello, una buena estimación de este coeficiente puede suponer un ahorro considerable de tiempo, pero esto requiere alguna experiencia que sólo se adquiere con el cálculo de distintos aparatos de este tipo.

Existen, sin embargo diferentes tablas más o menos acertadas, con valores aproximados de este coeficiente, según la naturaleza de los fluidos, y que pueden servir para una primera estimación tomando un valor medio. Como un compendio de ellas se indican en la Tabla 11 los valores siguientes:

TABLA 11

<u>FLUIDOS</u>	<u>U (Kcal/hr m² °C)</u>
Agua-Agua	600 a 1,500
Agua-Soluciones acuosas	600 a 1,500
Agua-Prod. orgánicas	200 a 800
Agua-Acette pesado	50 a 250
Agua-Gas	15 a 250
Prod. orgánico-Prod. orgánico	50 a 300

Aceite pesado - Aceite pesado	50 a 200
Gas - Gas	10 a 40
Dowtherm-Gas	20 a 200
Dowtherm-Aceite pesado	40 a 300
Agua-Vapor de agua condensante	600 a 3,000
Agua-Vapor orgánico condensante	300 a 1,500
Aceite-Vapor de agua condensante	100 a 300
Gas-Vapor de agua condensante	60 a 1,500
Vapor de agua cond.-Agua en ebullición	1,000 a 2,500
Vapor de agua cond.-Prod. orgánicos ligeros	500 a 1,000
Vapor de agua cond.-Prod. orgánicos pesados	100 a 500

El amplio campo de variación de estos coeficientes puede hacer dudar sobre el valor que deba tomarse en una primera estimación. Sin embargo, por lo general, el coeficiente estará más cerca del valor mínimo señalado que del límite máximo, y a falta de mejor experiencia puede suponerse en una primera aproximación un valor alrededor del doble del valor mínimo indicado. Utilizando con este valor supuesto y por la ecuación 311 podrá tenerse una idea de la superficie de intercambio necesaria.

Desde luego, al llegar a este punto, debemos tener presente, y considerar cuidadosamente, la presencia del "ensuciamiento", discutido ampliamente con anterioridad. Conviene detallar algo más al considerar ahora el análisis que se está presentando más de cerca sobre los cambiadores de tubos "convencionales". Diremos algunas palabras sobre el "control de ensuciamiento". En muchas circunstancias el problema del ensuciamiento tiene que ser aceptado y "vivir con él", pero sus efectos pueden en algunas ocasiones ser mitigados por métodos de control y diseño adecuados. Debe hacerse mención al menos de los métodos que han sido sugeridos o usados como medios de combatir la incidencia del ensuciamiento. El control de los depósitos estará relacionado muy de cerca con los factores que afectan el ensuciamiento. Han sido publicados trabajos sobre este objeto por Canapery y Mulford. Sorrel considera que un diseño apropiado puede controlar la corrosión. Los métodos disponibles pueden enlistarse como sigue:

- (1) Eliminación de las sustancias corrosivas o ensuciantes de las corrientes del proceso; esto puede ser costoso involucrando etapas adicionales, o imposible si las corrientes principales del proceso producen la contaminación en el cambiador.
- (2) Prevenir la formación de polímeros por adición de algún com

puesto estabilizador; de nuevo puede ser una práctica costosa.

- (3) Proveer un sitio alternativo, diferente a la superficie de calentamiento, para la deposición del ensuciante; esto ha sido utilizado para corrientes de proceso que contienen sales susceptibles a los efectos de campos eléctricos.
- (4) Prevenir o reducir las posibilidades de corrosión o deposición por el uso de inhibidores; la cuestión de costo será importante junto con la contaminación subsecuente.
- (5) Prevenir la corrosión y/o la deposición cubriendo la superficie de intercambio con un material inerte y liso. Por ejemplo, el uso de plásticos y resinas, sin embargo, tienen limitaciones debido a sus pobres propiedades de transferencia. La mayoría de sus usos en equipos de intercambio de calor ocurre en combinación con el grafito, donde la natural porosidad del grafito es salvada impregnándolo con resinas de furano y fenol. La principal dificultad en el uso de grafito impregnado con resinas es el peligro, siempre presente, de daños mecánicos o destrucción, debido a la baja resistencia a la tensión y ductibilidad pobre. Sin embargo la excelente resistencia química del furano y del fenol, junto con el grafito inerte, hacen este equipo útil para ambientes altamente corrosivos y abrasivos, cuando se le maneja, instala y opera apropiadamente.

Se han usado cubrimientos fenólicos para proteger superficies de tubos, corazas y cabezales en cambiadores de acero al carbón. Cualquier arista filosa del metal debe redondearse para asegurar un espesor adecuado de esta película protectora.

Muchos problemas de corrosión y abrasión en cambiadores de calor ocurren en las entradas de los tubos debido al flujo turbulento. Tales ataques ocurren, usualmente, solo a distancias cortas dentro del tubo, finalizando en el punto donde el flujo laminar ocurre, esto se puede prevenir frecuentemente con insertos baratos de epoxy, nylon, PTFE y otros materiales plásticos.

Cuando está siendo condensado un material altamente corrosivo en el lado de la coraza del cambiador, el ataque de vapores por choques frecuentemente es un problema serio. Placas de choque y mamparas de plásticos apropiado sirven aquí muy bien como barrera protectoras. Uno de los plásticos más efectivos en la solución de los problemas de transferencia de calor a altas temperaturas (350°F) es PTFE. Ahorros en la construcción de equipos, que requieren aleaciones exóticas son posibles frecuentemente diseñando la unidad de modo que las secciones que no transfieren calor estén fabricadas de plásticos químicamente resistentes.

- (6) Utilizar algún medio mecánico para remover depósitos conforme se presenten, p.e., el uso de bolas-elastómeros posiblemente con superficies abrasivas.
- (7) El uso de germicidas y venenos para matar las bacterias en los sistemas donde su desarrollo biológico es un problema. En algunos casos el material de construcción, por si mismo, producirá un veneno reductor del desarrollo biológico, p.e., cobre.

Elección de las características del cambiador.

De acuerdo con lo anterior se ha estimado una superficie para realizar el intercambio de calor. Ahora deben fijarse las características del mismo para conseguir la superficie requerida y el funcionamiento correcto del aparato.

Al hacer el estudio de los distintos tipos de aparatos se han indicado algunas de las ventajas de cada uno de ellos y por consiguiente se habrá determinado ya el tipo de cambiador más adecuado. Sin embargo, han de fijarse además otras características sobre las que es preciso señalar algunas ideas.

Por lo general el diámetro de los tubos a utilizar suele ser de 3/4" y con menos frecuencia 1", pero el campo de utilización de los mismo no está limitado por estos valores, puesto que en casos extremos se usan también tubos de 1/2", 5/8", 1 1/4", 1 1/2", admitiéndose en algunos casos (Código TEMA clase "C")

tubos de 1/4" y 3/8". Por lo que se refiere al espesor, éste varía según diámetros y materiales, y por supuesto según las presiones y temperaturas de diseño, por la que en todos los casos debe comprobarse que el tubo elegido puede soportar las presiones exterior e interior a las temperaturas de funcionamiento.

De cualquier modo, y para presiones medias, lo más frecuente es usar tubos de 3/4", 14 BWG o 1", 12 BWG cuando el material es acero al carbono o aluminio y 3/4", 16 BWG ó 1" 14 BWG si es acero inoxidable, cobre o sus aleaciones.

En cuanto a la colocación de los tubos deben considerarse cuatro posibilidades que se reducen a dos tipos de distribución, triangular y cuadrada. La distribución triangular permite la colocación de un número mayor de tubos dentro de una misma carcasa que la cuadrada, pero entonces no es posible la limpieza del exterior de los tubos por métodos mecánicos debiendo hacerse por métodos químicos. Como para este tipo de limpieza no es necesario extraer el haz tubular, la distribución triangular se utiliza en los cambiadores de placas tubulares fijas, en tanto que la cuadrada se utiliza en los cambiadores de tubos en U o cabezal flotante.

Dentro de cada uno de estas distribuciones pueden considerarse dos posibilidades de colocación de tubos. En una distribu-

ción triangular (o distribución al tresbolillo), el fluido circulante por la carcasa puede incidir perpendicularmente a los tubos según se indica en la figura 58 (a y b). La diferencias entre un caso y otro son muy pequeñas y si bien la colocación normal (a) produce un coeficiente de transmisión de calor ligeramente superior, también ocasiona una pérdida de carga algo más alta que la rotada (b).

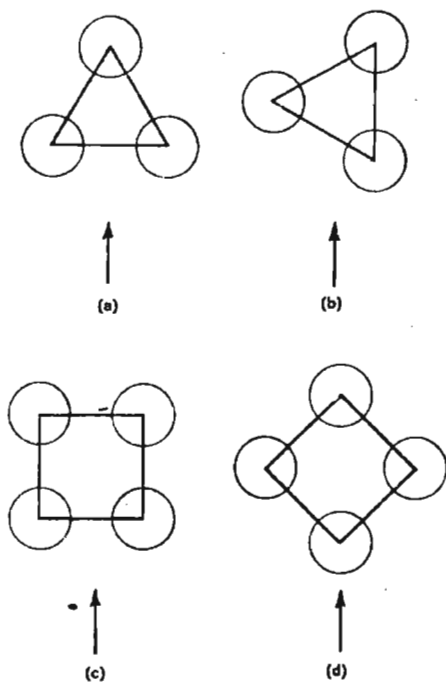


Fig. 58

En la distribución cuadrada las diferencias son algo más sensibles. Con la distribución cuadrada normal (c) pueden colocarse algunos tubos más que en la cuadrada rotada (d) y, por consiguiente, tener superficies de transmisión de calor mayores, dentro de un mismo diámetro de carcasa.

Asimismo, se origina una pérdida de carga inferior con la distribución cuadrada normal, pero por otro lado, si la velocidad del fluido no es demasiado elevada (valores del número de Reynolds inferiores a 4,500) el coeficiente de transmisión de calor es relativamente más bajo. Este inconveniente a menudo supone un precio algo superior del cambiador que no se compensa con las ventajas citadas y por ello es más frecuente la colocación rotada. Sin embargo, en los hervidores en los que la vaporización se produce en el exterior de los tubos por convección natural, es mucho más aconsejable la colocación normal para permitir a las burbujas de vapor producidas una circulación más libre hacia la parte superior, especialmente para una vaporización que se realice con un flujo de calor superior a una 15,000 Kcal/m².

En los casos de distribución triangular, la distancia entre centros de tubos suele ser, generalmente, un 25% mayor que el diámetro exterior de los tubos, es decir 15/16" para tubos de 3/4", y 1 1/4" para tubos de 1". En la distribución cuadra-

da se exige un espacio mínimo de 6.33mm (1/4") entre tubos, para permitir la limpieza exterior mecánicamente, lo que equivale a utilizar una distancia entre centros de 25.4mm (1") para tubos de 19mm (3/4") y 31.7mm (1 1/4") para tubos de 24.4mm (1"). Al elegir la longitud de los tubos conviene saber, que cuando se han utilizado tubos rectos lo normal será encontrar en el mercado tubos de longitudes standard 2.42m (8'), 3.03m (10'), 3.63m (12'), 4.84m (16'), 6.06m (20'), 7.27m (24') ó 9.09m (30') y que por lo tanto no es conveniente fijar una longitud especial, lo que retrasaría la fabricación y por supuesto sería más caro. La utilización de tubos de 9.09m (30'), e incluso de 7.27m (24'), supone a veces una complicación para el traslado del cambiador, desde el taller de fabricación a la planta en donde debe utilizarse, debido a la longitud total del aparato, y, por ello, es mucho más frecuente el uso de tubos de 4.84m (16') y 6.06m (20'). En los cambiadores con tubos de U, la longitud de los tubos no es preciso que obedezca a ninguna standarización, puesto que los diferentes tubos tendrán distintas longitudes según el diámetro de cada codo, y de todas las formas deberán ser fabricados según encargo especial.

En cualquiera de los casos, recordaremos lo dicho anteriormente de que, dentro de los límite indicados, una cambiador de una superficie determinada resulta más económico cuanto mayor sea

su longitud, por lo que, en general, y salvo que otras motivaciones aconsejen lo contrario, se debe tratar de conseguir la mayor amplitud en cuanto a longitud.

Una vez fijadas las características anteriores, y puesto que ya se ha estimado una superficie de intercambio, se calcula el número de tubos que serán necesarios para conseguir esta superficie y el diámetro de carcaza que sería necesario para ello. En primer lugar debe tenerse en cuenta que de la longitud señalada de tubos, una pequeña parte de ella no funciona como superficie de intercambio, por estar introducida en los orificios correspondientes de los espejos. Un cálculo riguroso de la longitud efectiva exigiría el conocimiento del valor exacto del espesor de las placas tubulares para conocer la longitud de tubo exacta utilizable para la transmisión pero, teniendo en cuenta que dicho espesor es función del tamaño del cambiador, normalmente y para aparatos con presiones no superiores a 30 Kg/cm², se descuentan unos 10 cm (0.3 pies) con este fin. Según esto, el número de tubos necesarios será:

$$n = \frac{A \text{ (m}^2\text{)} \cdot 10.746 \text{ (ft}^2\text{/m}^2\text{)}}{[L \text{ (ft)} - 0.3] \cdot 0.2618 \text{ (ft}^2\text{/ft} \cdot \text{inch)} \cdot d_0 \text{ (inch)}} \quad 312$$

El conocimiento del diámetro de la carcaza que pueda contener el número de tubos que se ha calculado supone ya el hecho de tener que dibujar aunque sea esquemáticamente, la for_

ma en que irían colocados todos los tubos. En algunos libros especializados existen tablas reducidas en las que con cierta aproximación se indica el número de tubos que puede colocarse dentro de un diámetro determinado con carcaza, según el tipo de intercambiador, número de pasos en tubos, diámetro y distribución de los mismos, y aunque los valores no sean rigurosamente exactos pueden servir para una primera aproximación. Sin embargo, a la hora de hacer el diseño definitivo debe tenerse la seguridad de que todos los tubos considerados pueden ser colocados perfectamente en el diámetro de carcaza que se especifique y, para ello, si no se dispone de tablas más completas (lo que de por sí ya representa todo un libro), debe realizarse un plano adecuado de la situación de los tubos. Para la realización de este plano deben tenerse en cuenta las siguientes consideraciones:

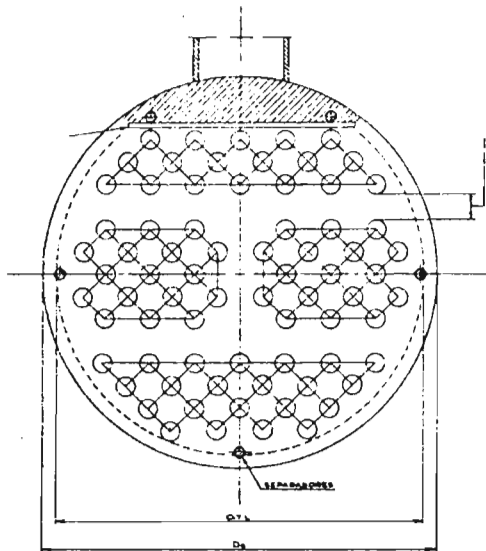
- a) Ningún tubo de haz puede estar fuera de una circunferencia auxiliar que comprenda a todos ellos (OTL) y cuyo diámetro es menor que el diámetro interior de la carcaza (figura 59). Las diferencias de diámetros entre el de la carcaza y el de esta circunferencia dependen del tipo de intercambiador y del diámetro del mismo, y oscilan entre 12.7mm (1/2") y 50.8mm (2") para los de placas tubulares fijas tubos en U y cabezal flotante tipo S. P. o W.

Si el cambiador tiene un cabezal flotante del tipo T, estas

diferencias de diámetros deben ser mayores, puesto que al extraer el haz, la placa tubular flotante debe pasar por el interior de la carcaza, y, ya se ha indicado anteriormente, que al ser esta placa tubular mayor que tipo S, el diámetro de la carcaza debe ser mayor. En este caso, realmente no existen reglas fijas que señalen la diferencia de diámetros, puesto que el diámetro de la placa tubular flotante depende del tipo de tornillos que se usen para sujetar el cabezal y estos a su vez del diámetro del haz, de las presiones y de los materiales que se utilicen, pero como norma orientativa, las diferencias entre el diámetro de la carcaza y el de la OTL puede ser 25.4mm(1") ó 50.8mm (2") mayor que para el cabezal flotante tipo S.

- b) Cuando un cambiador tiene varios pasos de tubos, deberán preverse unos pequeños espacios longitudinales, sin tubos sobre los que puedan apoyar las placas separadoras de estos pasos en el distribuidor y el cabezal flotante (figura 59) La anchura de estos espacios no está determinada por ninguna norma y, únicamente, debe tenerse en cuenta que sea mínima debe tenerse en cuenta que en cantidad a lo largo de estos pasillos en tubos, pero suficientemente amplia para dejar 3 ó 4mm. de distancia desde las placas separadoras al tubo más cercano.

Además, habrá de extremarse el cuidado para que, en los casos de distribución cuadrada, los espacios entre tubos queden siempre en línea recta, aunque correspondan a pasos diferentes, para no impedir la limpieza mecánica exterior del haz tubular.



—La flecha del cuadrante superior izquierdo señala la placa de impacto. La del cuadrante superior derecho, el pasillo de separación entre pasos de tubos.

Fig. 59

- c) En los cambiadores con tubos en U, los codos más pequeñas tienen como mínimo un diámetro de curvatura de tres veces el diámetro exterior de lo tubos.
- d) Además de los tubos necesarios para la transmisión de calor deben colocarse (y, por lo tanto, prever sitio para ellos) unos espaciadores que mantengan distanciadas las placas deflectoras. Estos espaciadores se colocarán en la periferia

del haz tubular, más o menos equidistantes entre sí y en número de cuatro cuando el diámetro de la carcaza es inferior al 406.4mm(16"), 6 para diámetros de hasta 838.2mm (33"), y 8 para diámetros de hasta 1219.2mm(48").

- e) Cuando el fluido que entra en la carcaza es un vapor saturado, o un gas corrosivo o abrasivo, o una mezcla de vapor y líquido, es necesario colocar una placa de impacto frente a la tobera de entrada a la carcaza, para proteger esa zona del haz tubular de los perjuicios que un choque frontal del chorro de fluido que entra pudiera dañarla. Asimismo deberá colocarse esta placa de impacto cuando se trata de un líquido corrosivo o abrasivo para el que se cumpla en la tobera de entrada que el vapor de ρV^2 sea superior a 500 lb/ft seg², cuando ρ es la densidad en lb/ft³ y V la velocidad en ft/seg. Para el resto de los fluidos deberá colocarse esta placa siempre que el vapor de ρV^2 señalado sea superior a 1,500 lb/ft seg².

La colocación de esta placa debe ser, como se ha dicho, frente a la tobera de entrada a la carcaza (figura 59) deberá estar situada en una posición tal, que el área del segmento circular que queda sin tubos (área rayada de la figura) sea como mínimo igual a la mitad de la sección circular de la tobera de entrada a la carcaza mencionada.

Teniendo en cuenta todas las observaciones anteriores, se habrá podido realizar un esquema de distribución de tubos y ya se conocerá el diámetro de la carcaza en la que pueden tener cabida los tubos que se hayan considerado precisos. Puede ocurrir, sin embargo, que el diámetro de carcaza requerido sea demasiado grande y, aunque en principio no existe ninguna norma que lo limite, no suelen utilizarse carcazas con diámetro superior a 45", en razón al excesivo peso del aparato resultante. Cuando esto suceda, ha de considerarse la posibilidad de utilizar más carcazas colocándolas en paralelo o en serie, si esto resultara más económico. Tampoco existen reglas fijas para discernir cuál de estas dos posibilidades será más económica, puesto que ello depende de las circunstancias particulares de cada caso, pero normalmente, si no hay razones de pérdidas de carga o velocidades de los fluidos que lo impidan, puede aconsejarse la colocación de las otras carcazas en paralelo, cuando el factor de corrección de la MTD haya resultado superior a 0.95. Cuando esto no suceda puede convenir la conexión de las carcazas en serie, con lo cual habrá de calcularse un nuevo factor de corrección de la MTD, y se tendrá un valor más alto de la misma que, lógicamente, favorecerá la transmisión de calor.

Así pues, dependiendo de las características de los fluidos, sus propiedades, sus temperaturas y la presión de trabajo, se deberá estudiar el tipo de cambiador de calor que resulte más económico, a continuación resumimos las ventajas y limitaciones de algunos tipos de ellos:

a) Espejos fijos.

Ventajas.

- 1.- Bajo costo por unidad de área de transferencia.
- 2.- Tubos rectos - reemplazables y con facilidad para limpiarse interiormente.
- 3.- No hay juntas con empaque del lado del envolvente.
- 4.- No hay empaque internos. No hay posibilidad de mezcla entre ambos fluidos debido a fallas en los empaques.
- 5.- Haz de tubos lleno, - Mínimo "by pass" del lado del envolvente.
- 6.- La expansión diferencial entre tubos y envolvente se puede compensar con una junta de expansión si es requerido.

Limitaciones

La limpieza mecánica y la inspección visual del exterior de los tubos no es posible. Es necesario hacer la limpieza con productos químicos o solventes. Usualmente el fluido incrustante va del lado de los tubos.

Aplicaciones.

Condensadores, calentadores, enfriadores, rehervidores.

El envoltente totalmente cerrado es particularmente ventajoso para trabajos a gran vacío o cuando el material del empaque pueda ser un problema.

b) Tubos en "U"

Ventajas

- 1.- Bajo costo.
- 2.- No hay empaques internos.
- 3.- Un solo espejo.
- 4.- El haz de tubos puede removerse para inspección y limpieza exterior de los tubos.
- 5.- Haz de tubos completo. El "by pass" se minimiza.
- 6.- La expansión diferencial se compensa individualmente por los dobleces de los tubos.

Limitaciones.

Debido a su forma, la parte interna de los tubos no se puede limpiar mecánicamente. Los tubos no pueden reemplazarse, excepto los exteriores del haz. NO se puede dar un solo paso en los tubos.

Aplicaciones.

En diferenciales de temperatura grande, servicio en fluidos que tengan poca incrustación.

Se recomienda particularmente para altas presiones y temperaturas donde el ahorro de un espejo resulta en un precio considerablemente menor. Frecuentemente se usa en rehervidores de columnas de destilación (sin envolvente) y como calentadores de succión en tanques de almacenamiento.

c) Cabeza flotante exterior empaçada.

Ventajas

- 1.- El haz de tubos es removible para Inspección, y limpieza mecánica por el exterior de los tubos.
- 2.- Tubos rectos - reemplazables y facilidad para limpieza interior.
- 3.- Solo el fluído del lado del envolvente está en contacto con el casquillo del estopero con lo que se elimina la posibilidad de mezcla entre los dos fluidos.
- 4.- No tiene empaques internos.
- 5.- Facilidad de ensamble e inspección de sus partes.
- 6.- La cabeza flotante absorbe la expansión diferencial entre los tubos y el envolvente.

Limitaciones.

Costo más alto, su uso está restringido a las limitaciones del empaque en el lado del envolvente. Usando agua del lado de la cámara, la limitación anterior raramente se encuentra.

Aplicaciones.

Diferenciales de temperatura alta, fluido que ensucien el interior o el exterior de los tubos, es generalmente usado como condensador vertical, con el vapor del lado de los tubos.

d) Cabeza flotante interna.

Ventajas.

- 1.- El Haz de tubos puede removerse para limpieza mecánica exterior de los tubos y para inspección.
- 2.- Tubos rectos. Reemplazables y con facilidad de limpieza sin necesidad de remover el haz.
- 3.- La cabeza flotante absorbe la expansión diferencial entre los tubos y el envolvente.

Limitaciones.

Costo alto, el empaque interno en la cubierta de la cabeza flotante tiene el peligro de mezclar los dos fluidos por falla.

Aplicaciones.

Este diseño se usa de manera muy amplia en las refinerías donde los aceites calientes y gases a presión eliminan la posibilidad de usar el diseño de cabeza flotante empacada.

Coeficiente de película y pérdida de carga en los tubos.

El coeficiente de transmisión de calor es, como se verá más adelante, una función de distintos valores; unos que deberán ser fija-

dos de acuerdo con las condiciones del proceso (factores de ensuciamiento), otros que serán conocidos una vez estipuladas las características del cambiador (resistencia de la pared del tubo), y unos terceros que deberán calcularse de acuerdo con las características de los fluidos y del cambiador que se haya considerado (coeficiente de película).

Estos coeficientes de película (interior y exterior) representan la mayor o menor facilidad con que el flujo de calor puede atravesar una película de fluido adherida a las paredes del tubo y cuyo espesor depende de las propiedades del fluido y de la velocidad con que éste se desplaza. Lógicamente, una mayor velocidad de fluido origina una película de espesor más reducido, y esto supone una facilidad mayor para el paso del calor. Sin embargo, el hecho de hacer circular los fluidos con velocidades altas supone un mayor gasto en potencia de bombeo y, por ello, el cálculo del coeficiente de película y de la pérdida de presión en cada uno de los lados del tubo deben realizarse paralelamente para conseguir que la velocidad máxima, proporciones el coeficiente de transmisión de calor más favorable, dentro de los límites que permita la pérdida de carga admisible para fluido.

Los métodos de cálculo utilizables para conocer los coeficientes de película se han ido mejorando con el paso de los años, pero han sido las compañías dedicadas al diseño de intercambiadores las que han logrado estas mejoras que, como patrimonio particular de cada una de ellas, no las dan a conocer hasta haber conseguido nuevas técnicas más favorables de cálculo.

En general, los procedimientos de cálculo se basan en correlaciones de grupos adimensionales, y, de cualquier forma, los métodos son distintos según el régimen de circulación del fluido y los cambios de fase que puedan originarse al variar la temperatura.

Circulación sin cambio de fase.

Antes de pasar a la descripción de cada método vamos a diferenciar tres tipos de régimen de circulación en tubos bien diferenciados. Como es sabido, el índice de turbulencia de un fluido circulando por el interior de un tubo viene medido por el número de Reynolds, cuya expresión es:

$$Re = \frac{d_i \cdot u \cdot \rho}{Z} \quad 313$$

en la que expresando las diferentes magnitudes en unidades consistentes resultará una cantidad adimensional. Valores muy altos de Re (superiores a 10,000) indican una turbulen-

cia completa del fluido. Por el contrario, valores bajos de Re (inferiores a 2,100) indican un desplazamiento laminar - del fluido, sin turbulencia alguna y con un avance a mayor velocidad por el centro del tubo que por las regiones próximas a las paredes del mismo. Entre un límite y otro la circulación del fluido no corresponde exclusivamente a ninguna de las dos posibilidades citadas, sino a una transición del régimen laminar al turbulente, con lo que las correlaciones de cálculo son también diferentes a las utilizadas para aquellos casos.

Estas correlaciones, para el caso de un fluido en fase única que circula por el interior de un tubo, se han expresado normalmente en la forma:

$$h_t = a \cdot Re^b \frac{K}{d_o} \cdot Pr^e \cdot \left(\frac{Z}{Z_w} \right)^d \quad 314$$

donde las constantes a , b , c y d toman valores distintos según las diferentes condiciones de circulación.

Frecuentemente, los valores de

$$j_t = a \cdot Re^b \quad 315$$

se representan gráficamente en función de los distintos valores de Re con lo que el cálculo del coeficiente h_t , queda reducido a la resolución de la expresión:

$$h_t = j_t \frac{K \cdot Pr^c}{d_o} \left(\frac{Z}{Z_w} \right)^d$$

donde el valor j_t se lee gráficamente según se ha dicho, d es un valor conocido, y $K \cdot Pr^{\frac{1}{4}}$ se habrá calculado al hacer la estimación de las propiedades físicas. Queda, pues, únicamente por conocer la relación de viscosidad $(Z/Z_w)^d$, valor que en principio sólo puede ser estimado, puesto que para conocer la viscosidad a la temperatura de la pared del tubo debe conocerse previamente esta temperatura. Y esto sólo es posible una vez calculados los coeficientes de película y el coeficiente global U .

Sin embargo, la influencia de este factor en el coeficiente, es, por lo general, y excepto que se trate de fluidos muy viscosos, muy pequeña. Es norma de uso corriente suponer un valor próximo a la unidad para esta expresión, y una vez realizado el cálculo completo comprobar, que la suposición hecha ha sido correcta y se diferencia poco de lo que ocurre realmente. Es bien sabido que para líquidos la viscosidad disminuye cuando aumenta la temperatura, mientras que en los gases aumenta con ella; por esto, debe cuidarse en la estimación de esta relación el hecho de que vaya a ser mayor que la unidad (si es un líquido que se calienta o un gas que se enfría) o menor que ella (líquido enfriándose o gas calentándose). Por lo general estos valores pueden oscilar entre 0.95 y 1.05 excepto en los casos que se han citado de vis-

cosidades elevadas, y dentro de este retorno son aún más frecuentes los valores más próximos a la unidad.

El valor c , si bien se ha considerado ligeramente distinto según unos métodos u otros, está aceptado por todos los autores que es próximo a $1/3$, y, como tal, se ha venido considerando generalmente. Por esta razón, al reseñar la estimación de las propiedades físicas, se ha indicado como una propiedad más a ser usada en el cálculo el valor $Pr^{1/3}$. Asimismo, está aceptado en todos los tratados un valor próximo a 0.14 para el exponente d , de la relación de viscosidades. De acuerdo con esto, la expresión 315 que señala el valor del coeficiente h_t puede indicarse en la forma:

$$h_t = j_t \frac{K \cdot Pr^{1/3}}{d_o} \left(\frac{Z}{Z_w} \right)^{0.14} \quad 317$$

El valor del factor j_t es distinto para los diferentes regímenes de circulación del fluido, y como función del número de Reynolds y de la relación adimensional L/d_i , puede leerse gráficamente en la figura 60. Esta gráfica es válida para líquidos como para gases fluyendo por el interior de los tubos y, pese a que el método de cálculo es conocido desde hace varios años, sigue teniendo hoy toda su vigencia, puesto que los cambios que se han introducido en el mismo por ligeras variaciones en los exponentes de l a ecuación 314, de acuer-

do con la experiencia, han sido muy pequeñas y únicamente mejoran sensiblemente los coeficientes en algunos casos aislados.

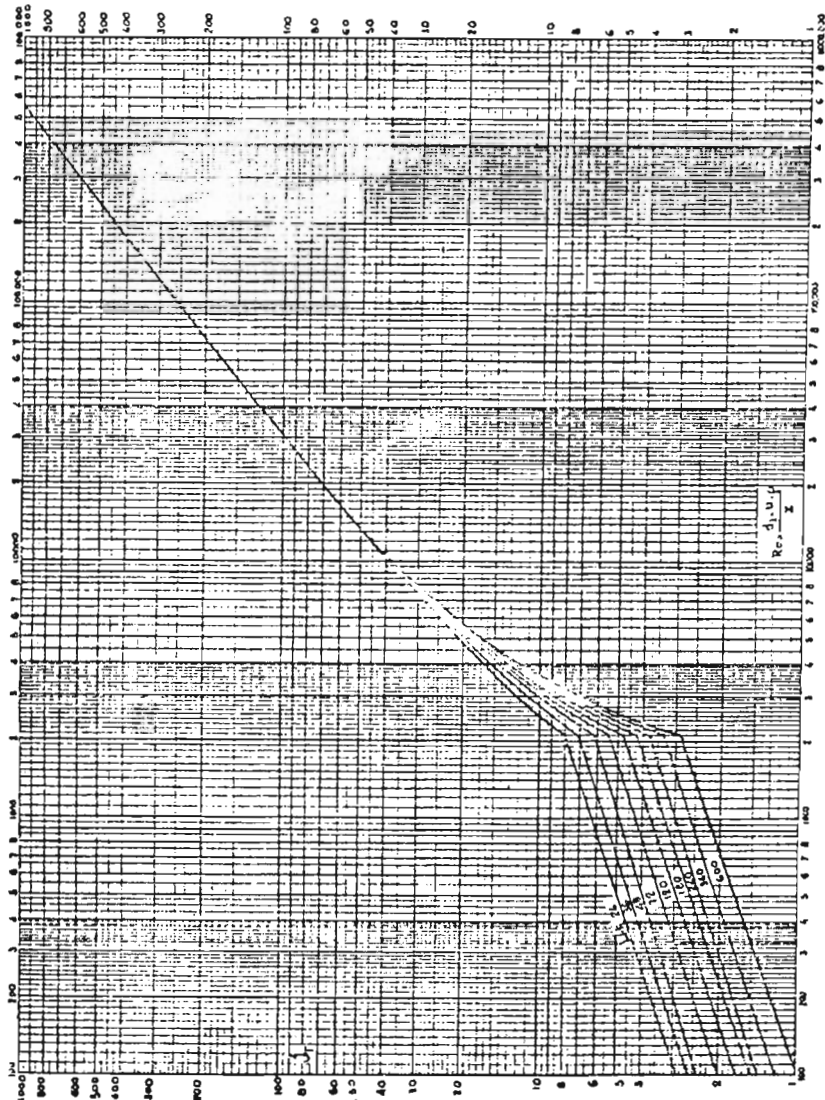


Fig. 60

Condensación.

Cuando el fluido que circula por el interior de los tubos es un vapor puro que condensa isotérmicamente, se forma sobre las paredes del tubo una película de líquido y a través de la cual debe transmitir el calor. El espesor de esta película depende de la velocidad de condensación, pero en ningún caso será uniforme, puesto que el condensado se deslizará hacia la parte inferior de los tubos, tomando un perfil similar al indicado en la figura 61, según que los tubos del intercambiador vayan colocados horizontal (a) o verticalmente (b). Por un estudio matemático de estos perfiles. Nusselt desarrolló una teoría para el cálculo del coeficiente de transmisión de calor en los casos de condensación pura. Posteriormente, Colburn encontró valores más altos para estos coeficientes corrigiendo adecuadamente la ecuación de Nusselt. Por el momento, y si bien existen algunas variantes de cálculo, propiedad de distintas compañías de diseño, el método continúa teniendo vigor.

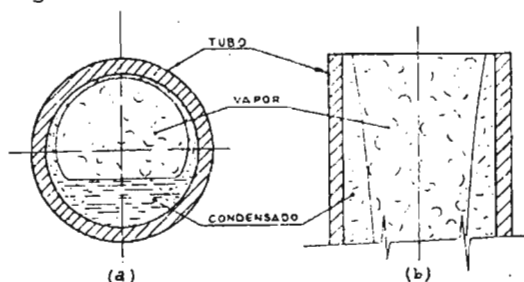


Fig. 61

De acuerdo con este procedimiento de cálculo, el coeficiente de película de condensación puede evaluarse por la siguiente expresión:

$$h_c = j_c \cdot K \left(\frac{S}{Z} \right)^{2/3} \cdot g^{1/3} \cdot \frac{d_i}{d_o} \quad 318$$

en la que sustituyendo los valores de las propiedades K, S y Z del condensado y de la aceleración de la gravedad, g, en unidades pertenecientes a un mismo sistema acorde, resultará el coeficiente en las unidades propias del sistema usado. El valor de j_c se obtiene gráficamente (figura 62) en función de un número de Reynolds aparente Re, definido por:

$$Re = \frac{4 \cdot G_c}{Z_f} \quad 319$$

donde Z_f es la viscosidad del condensado y G_c una velocidad másica ficticia correspondiente a la condensación. Si los tubos van colocados horizontalmente la condensación sólo tiene lugar en la pared del tubo correspondiente a la sección, ocupada por el vapor, y G_c se calcula según:

$$G_c = \frac{W_c}{F_v \cdot L \cdot n} \quad 320$$

donde W_c es la cantidad por unidad de tiempo y F_v la fracción de volumen ocupada por el vapor. El cálculo de esta fracción se ha realizado suponiendo que el vapor y el líquido condensado deben tener una misma pérdida de carga, lo cual implica que al tener ambas propiedades distintas, deben fluir

con diferentes velocidades y, por lo tanto, la sección ocupada para cada una de las fases será función de esta velocidad. La ecuación encontrada de esta forma ha sido:

$$\frac{1}{1 - f_v} = \frac{w_v}{w_L} \left(\frac{z_v}{z_L} \right)^{1/9} \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{5/9} \left(\frac{D_L}{D_v} \right)^{2/3} + 1 \quad 321$$

Los factores del segundo término son conocidos excepto los diámetros equivalentes D_L y D_v , y, puesto que estos valores son función de F_v , el método a seguir será, suponer un valor para esta relación, y comprobar finalmente si la suposición ha sido consecuente.

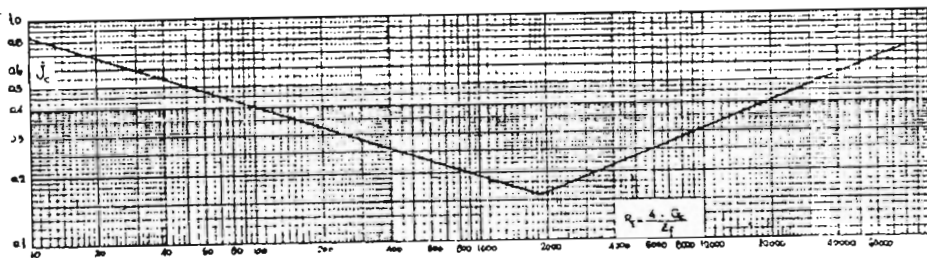


Fig. 62

No obstante, conociendo la dependencia de D_v y D_L , con respecto a F_v por la definición de diámetro hidráulico, y sabiendo que la suma de las fracciones de volumen por el vapor y el líquido deben ser la unidad, es decir:

$$F_v + F_L = 1 \quad 322$$

se puede estudiar la ecuación 321 y llegar a una representación del valor de F_v en función de la relación de caudales y propiedades que se indican en la figura 63.

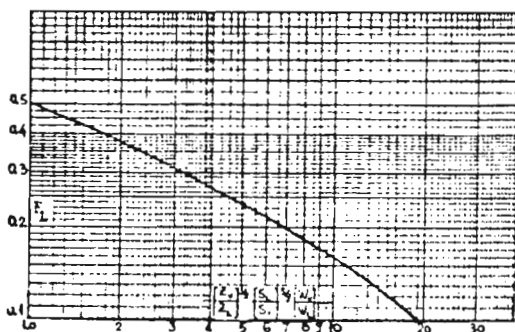


Fig. 63

En el caso de que los tubos vayan colocados verticalmente, el cálculo es más sencillo, puesto que entonces:

$$G_c = \frac{W_c}{n \cdot \pi \cdot d_o} \quad 323$$

y sustituyendo este valor en la ecuación 318, se tendrá un valor Re con el que se puede leer J_c en la figura 62 y, por sustitución en la ecuación 318, calcular h_c . En los casos de condensación no isotérmica, es decir, cuando el vapor va condensado, a medida que disminuye la temperatura a lo largo del cambiador, debe tenerse en cuenta que además de la condensación existe un enfriamiento del vapor y del líquido, y que, por lo tanto, el coeficiente de película será un valor medio entre

el de condensación y los correspondientes al vapor y al líquido. El conocimiento de este valor, debido a las interacciones existentes entre las tres clases de transmisión de calor que tienen lugar paralelamente, es de más difícil estimación, y al no existir un método de cálculo definido, los procedimientos que se conocen se basan en diferentes suposiciones de mayor o menor acierto, según los casos a que se apliquen. Entre todos ellos el de menor complicación supone que el coeficiente de película es una medida ponderada entre los tres coeficientes calculados, esto es:

$$h_m = \frac{Q}{\frac{Q_C}{h_C} + \frac{Q_V}{h_V} + \frac{Q_L}{h_L}} \quad 324$$

Siendo Q el calor transmitido total, suma de los tres valores parciales, Q_C , Q_V y Q_L , correspondientes, respectivamente, al calor de condensación y a los de enfriamiento del vapor y del líquido. Los coeficientes h_C , h_V y h_L se habrán calculado como se ha indicado anteriormente, debiendo hacerse, como única aclaración que para los cálculos de h_V y h_L se considerarán los caudales medios de vapor y líquido W_V y W_L y que, a efectos de estimación de los números de Reynolds respectivos, se tendrán en cuenta las fracciones de volumen F_V y F_L ocupado por cada uno de ellos para conocer la velocidad de cada fase, y los diámetros a considerar serán los diámetros hi-

dráulicos o equivalentes D_V y D_L .

Evaporación.

Cuando se trata de evaporar un líquido, tanto en el interior como en el exterior de un tubo, los factores que intervienen en el proceso son tales, y algunos de ellos tan difíciles de determinar, que no ha sido posible el desarrollo de ecuaciones generales que permitan la predicción de los coeficientes de película.

Sí pues, los datos existentes para los mismos son experimentales y la inclusión de todos ellos en este trabajo no sería posible, debido a la diversidad de productos que habría que considerar. El valor de estos coeficientes depende, como en los casos anteriores, del espesor de película estacionaria de fluido formada sobre la superficie del tubo, y de la mayor o menor facilidad para formarse las burbujas de vapor y desprenderse de la pared del tubo. Para un mismo producto estas características varían con la presión de operación y con la diferencia de temperatura, desde la pared del tubo hasta el líquido en ebullición, es decir, la variación de temperatura a través de la película considerada, y por ello se representa en función de ambas variables.

El método de cálculo a seguir con estas gráficas es: conocida

la presión a que tiene lugar la evaporación, se supone un valor de la diferencia de temperatura a través de la película Δt_f , con el que se leerá el valor del coeficiente de vaporización h_b . Una vez realizado el cálculo del coeficiente global, como se verá después, habrá que comprobar que el valor de t_f supuesto es igual o, a lo sumo, ligeramente inferior al calculado. En la figura 64 se han representado distintos valores de este coeficiente para el agua, por ser el de utilización más general.

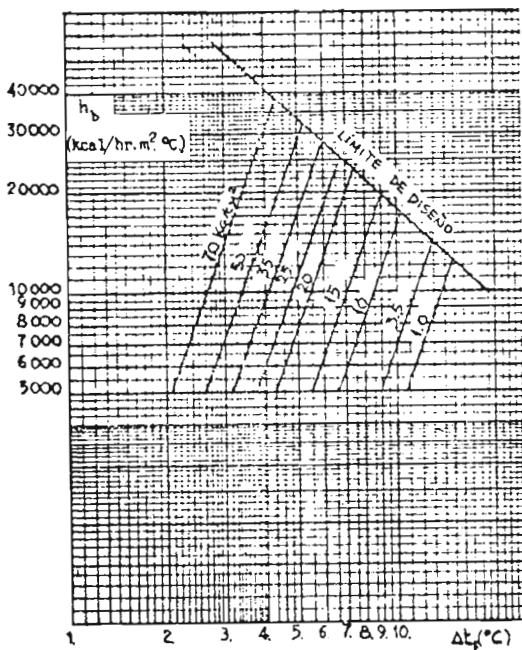


Fig. 64

En el cálculo de los vaporizadores deben extremarse los cuidados cuando se ha estimado un flujo de calor alto a través

del tubo. En casos así puede producirse una evaporación excesivamente rápida formándose alrededor del tubo una película de vapor, en lugar de la que hemos venido considerando como de líquido. En estas condiciones la realidad se apartaría de las suposiciones hechas para el cálculo, y como consecuencia puede ocurrir que el aparato funcione indebidamente y por debajo de las condiciones para las que haya sido calculado. Para evitar este problema existen gráficas ver figura 65, que permiten predecir el fluido máximo admisible, $(Q/A)_p$, en función de las propiedades del líquido y vapor producido. pero, a efectos de diseño, los valores indicados en la misma deben considerarse excesivamente elevados, por lo que, por término medio, se toma un flujo de calor máximo entre el 15 y el 35% del calculable por este método, dependiendo este factor de corrección del tipo de vaporizador y del fluido vaporizado. Cuando esto ocurre deberá instalarse una superficie de transmisión mayor que la estimada hasta conseguir que el calor que la atraviesa por unidad de superficie sea menor que el permitido, según el procedimiento citado.

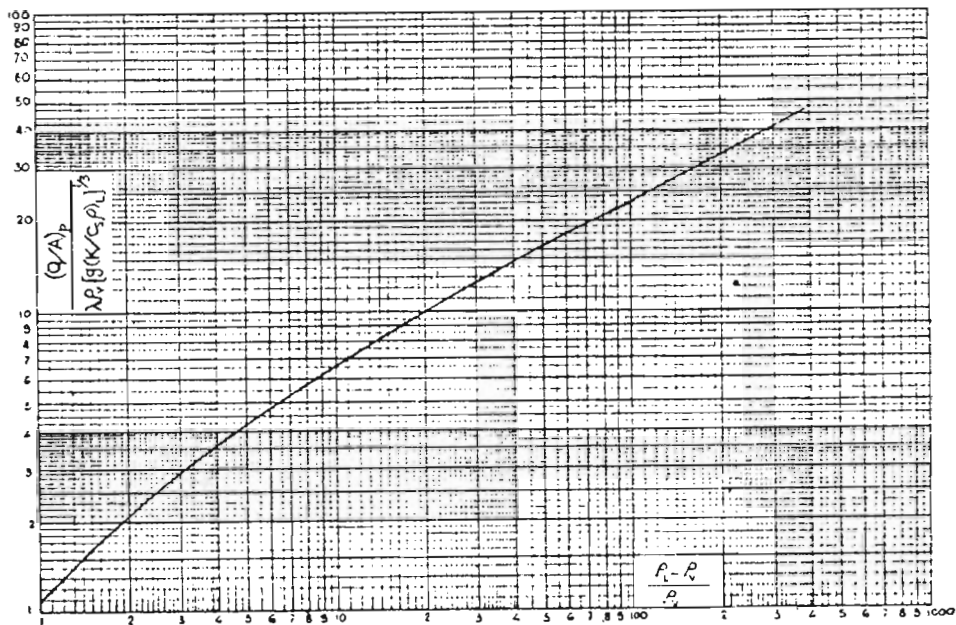


Fig. 65

Perdida de carga en fase simple.

Ya se ha indicado que el coeficiente de película y la pérdida de carga van íntimamente ligados, y que los cálculos de uno y de otro deben realizarse paralelamente para procurar mejorar el coeficiente hasta el máximo aprovechando hasta donde sea posible la pérdida de carga disponible para cada fluido

Cuando éste escurre por el interior de los tubos, en una simple fase, la pérdida de carga a lo largo de cada paso de tubos se calcula de acuerdo con la expresión:

$$\Delta p = 3u^2 \cdot \frac{f \cdot L}{d_i \cdot \phi_T} \quad 325$$

El factor de fricción, f , es función del número de Reynolds y como tal puede leerse en la figura 66. El factor ϕ_T se considera:

$$\phi_T = \left[\frac{Z}{Z_w} \right]^{0.25} \quad \text{para régimen laminar} \quad 326$$

$$\phi_T = \left[\frac{Z}{Z_w} \right]^{0.14} \quad \text{para régimen turbulento y de transición.} \quad 327$$

Para un diseño determinado hay que considerar que esta película de carga se repite en cada uno de los pasos y en todas las cargas conectadas en serie, pero además debe tenerse en cuenta la pérdida de carga que se origina al salir de un paso y entrar en el siguiente. Esta pérdida se considera que es en cada paso:

$$\Delta p_T = 0.0130 u^2 \cdot S \quad 328$$

Y teniendo en cuenta lo anterior, la pérdida de carga total será:

$$\Delta P_T = N \times N' \cdot S \cdot u^2 \left(\frac{f \cdot L}{d_i \cdot \phi_T} + 0.0130 \right) \quad 329$$

A efectos de simplificación de cálculo, y puesto que el diá-

metro de los tubos se tiene en pulgadas y la longitud en pies, se han mantenido estas dimensiones para d_i y L dentro de la expresión 329. La velocidad en el interior de los tubos, u , se expresará en m/seg., y con las notaciones N y N' se han indicado el número de carcazas conectadas en serie, y el número de pasos de tubo en cada carcaza. En estas condiciones, la pérdida de carga vendrá medida en Kg/cm^2 .

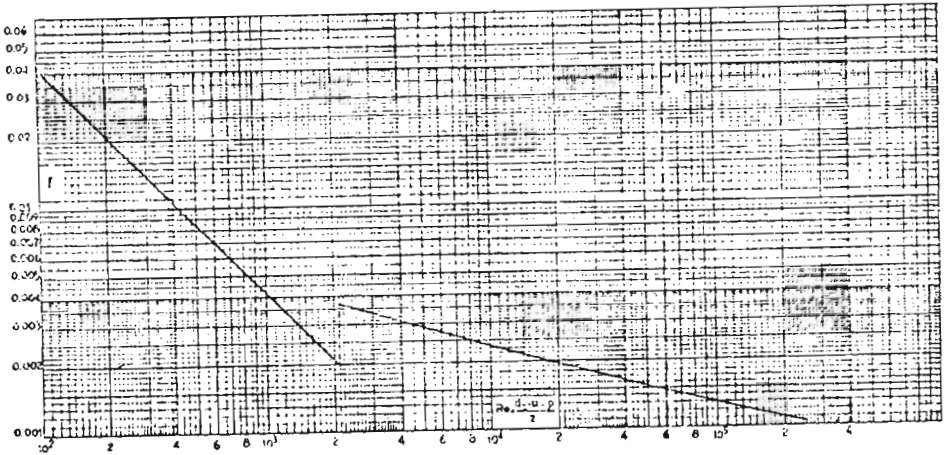


Fig. 66

Los valores obtenidos de esta forma son evidentemente conservadores, puesto que se calculan previniendo un ensuciamiento interior del tubo.

Por ello, cuando el fluido que circula por los tubos sea relativamente limpio (factor de ensuciamiento inferior a 0.0004 hr

$m^2 \text{ } ^\circ\text{C/Kcal}$), la pérdida de carga calculada por este método puede reducirse en un 10% y si el fluido es verdaderamente limpio (factor de ensuciamiento inferior a $0.0002 \text{ hr } m^2 \text{ } ^\circ\text{C/Kcal}$), la pérdida de carga puede ser hasta un 15% inferior a la calculada.

Perdida de carga en fase compuesta.

Cuando por razones de condensación o evaporación, el fluido que circula por el interior de los tubos es una mezcla de vapor y líquido, el cálculo de la pérdida de carga requiere un método diferente.

Se ha indicado en algunos tratados que esta pérdida de carga para un vapor puro condensante es aproximadamente la mitad que la que se calcularía suponiendo que no hubiera condensación y, por consiguiente, sólo fuera vapor lo que fluyera. Esta aproximación es buena pero insuficiente para muchos casos en los que no existe condensación total.

Existen lógicamente métodos más exactos y con un campo más amplio de aplicación. Así, fundados en la idea de que la pérdida de carga debe ser igual para el líquido y para el vapor, puede calcularse este valor para cualquiera de las dos fases introduciendo los valores de F_L o F_V para el cálculo de las velocidades y D_L o D_V como valores del diámetro.

Aceptando la misma idea anterior, Martinelli desarrolló una correlación para el cálculo de la pérdida de carga en dos fases llegando a la expresión:

$$\Delta P_{DF} = \phi^2 \Delta P_{PV} \quad 330$$

siendo P_V la pérdida de carga en el supuesto de que es únicamente el vapor lo que circula por los tubos, y es obtenible de la curva de Martinelli (figura 67) en función del tipo de régimen de los fluidos y de la relación:

$$X = \sqrt{\frac{P_V}{P_L}} \quad 331$$

donde P_L y P_V son las pérdidas de carga calculadas para el líquido y el vapor, en el supuesto de que cada uno de ellos fluyera sólo por el interior de los tubos.

En la gráfica de la figura 67 se han representado los distintos valores de ϕ que corresponden a cuatro posibilidades según que el vapor, o el líquido, o ambos, circulen en régimen laminar o turbulento, indicándose estas posibilidades mediante dos subíndices t (turbulento) y l (laminar), que corresponde el primero al líquido y el segundo al vapor. A efectos de cálculo, en este caso se considerará régimen turbulento cuando los valores de

$$\frac{W_L}{\pi \cdot d_i^3 \cdot Z_L} \text{ ó } \frac{W_V}{\pi \cdot d_i^3 \cdot Z_V} \quad 332$$

sean superiores a 500, y régimen laminar cuando los mismos valores sean inferiores a 250.

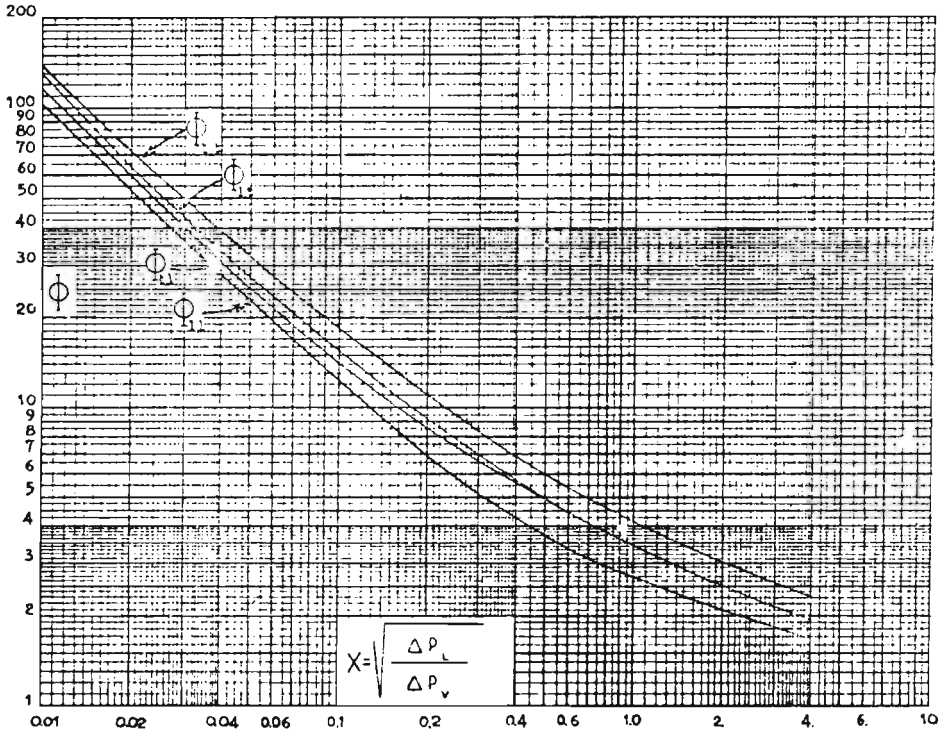


Fig. 67

En cualquier caso, sea la circulación en fase simple o fase compuesta, a la pérdida de carga por el interior del haz tubular, calculada según los métodos indicados, se le deberá sumar la pérdida de carga correspondiente a las conexiones de entrada y salida del cambiador. Estos valores no son nunca muy elevados, si se tiene la precaución de dimensionar adecuadamente estas conexiones, y su cálculo se corresponde con el de la pérdida de carga por ensanchamiento y contracción brusca de una tubería, respectivamente.

NOTACION

A = Superficie de intercambio.

a = Constante.

b = Constante.

c = Constante.

C_s = Calor específico.

D_L = Diámetro hidráulico o equivalente del líquido.

D_V = Diámetro hidráulico o equivalente del vapor.

D_S = Diámetro interior de la carcasa.

d = Constante.

d_i = Diámetro interior del tubo.

d_o = Diámetro exterior del tubo.

F_L = Fracción de volumen ocupado por el líquido.

F_V = Fracción de volumen ocupado por el vapor.

f = Factor de fricción en tubos.

G_C = Velocidad másica aparente del condensado.

g = Aceleración de la gravedad.

h_D = Coeficiente de película para ebullición.

h_C = Coeficiente de película para condensación.

h_m = Coeficiente de película medio.

h_r = Coeficiente de película en el interior de tubos.

j_C = Factor j para condensación.

j_T = Factor j para el interior de tubos.

K = Conductividad calorífica.

L = Longitud de tubos.

MTD= Diferencia media de temperaturas.

MTD= Diferencia media de temperaturas corregida.

N = Número de carcazas conectadas en serie.

N = Número de pasos en tubos.

n = Número de tubos.

OTL= Circunferencia límite de tubos.

P_r = Número de Prandtl.

P_{DF} = Pérdida de carga en dos fases.

ΔP_L = Pérdida de carga en el líquido.

ΔP_V = Pérdida de carga en el vapor.

ΔP_T = Pérdida de carga en el interior de los tubos.

Δp = Pérdida de carga en un paso de tubos.

Δp_r = Pérdida de carga en las vueltas.

Q = Cantidad de calor que se intercambia.

Q_c = Cantidad de calor correspondiente a la condensación.

Q_L = Cantidad de calor correspondiente a enfriamiento del líquido.

Q_v = Cantidad de calor correspondiente a enfriamiento del vapor.

$(Q/A)_p$ = Flujo de calor máximo permitido en ebullición.

R = Relación de las variaciones de temperatura

R_e = Número de Reynolds.

R_E = Número de Reynolds aparente en condensación.

S = Eficacia térmica

S = Densidad relativa.

T_1 = Temperatura de entrada en la carcasa.

T_2 = Temperatura de salida en la carcasa.

t_1 = Temperatura de entrada en tubos.

t_2 = Temperatura de salida en tubos.

Δt = Diferencia de temperatura.

Δt_f = Diferencia de temperatura a través de la película.

t_m = Diferencia de temperatura media (MTD)

Δt_1 = Diferencia de temperatura en el punto 1.

Δt_2 = Diferencia de temperatura en el punto 2.

U = Coeficiente global de transmisión de calor.

U_{cal} = Coeficiente global de transmisión de calor calculado.

U_{sup} = Coeficiente global de transmisión de calor supuesto.

u = Velocidad del fluido en m/sec.

V = Velocidad del fluido en ft/sec.

W_c = Cantidad condensada por unidad de tiempo.

W_L = Caudal de líquido.

W_v = Caudal del vapor.

X = Relación de pérdidas de carga.

Z = Viscosidad.

Z_f = Viscosidad de la película de condensado.

Z_L = Viscosidad del líquido.

Z_v = Viscosidad del vapor.

Z_w = Viscosidad a la temperatura de la pared del tubo.

ϕ = Factor de Martinelli.

ϕ_T = Relación de viscosidades.

A = Calor latente.

ρ = Peso específico.

Recomendaciones sobre Instalación, Operación y Mantenimiento.

Precauciones de Instalación.

1.- Posición. La posición de instalación recomendada debe mostrarse en plano general.

- * No cambie esa posición sin estudiar posibles problemas.
- 2.- Cimentación y soportes. Deben ser amplios y estar diseñados para mantener fijo el equipo. De otra manera se pueden desarrollar deformaciones en la tubería.
- * La posición debe ser la adecuada para asegurar que el venteo, el drenaje y la conexión con las bridas de la tubería sea la más precisa.
- 3.- Espacio de trabajo. Coloque su equipo con espacios amplios alrededor de ambos extremos para poder remover los canales o bonetes.
- 4.- Claro. Si el haz de tubos completo se puede remover, deje un espacio para limpieza y/o cambio de tubos aproximadamente igual a la longitud de la unidad.
- 5.- Arreglo y tamaños de tuberías. Se debe analizar completamente con el uso, para que se realice un diseño adecuado. (El tamaño de la tubería no es necesariamente el tamaño de las boquillas, por ejemplo).
- * Las boquillas son del tamaño más prácticamente pequeño y este está basado en las velocidades de entrada y salida propias.
- 6.- Esfuerzos por tubería. Evite los esfuerzos creados por el peso y/o la expansión o compresión térmica de la tubería y conexiones.

* Si existen duda, instale juntas de expansión

7.- Mirillas. Instale mirillas en condensadores y calentadores, de vapor para indicar cuando los espacios para vapor internos están inundados debido a una falla en la trampa o una obstrucción en la línea de condensados.

8.- Válvulas de seguridad o discos de ruptura. Instalelos para proteger a la unidad de cualquier deterioro debido a un exceso de los valores de diseño.

*Se recomienda instalarlos en la tubería para reducir al mínimo las boquillas en el equipo.

9.- Conexiones para drenaje. No conecte el drenaje a un maneral cerrado. (Es importante observar el drenaje para saber cuando abrir y cerrar válvulas).

*Si el drenaje tiene que ser instalado en un sistema cerrado, instale una mirilla en la tubería.

10.- Conexión para venteo. Debe llevar una válvula y son generalmente entubados a la atmósfera.

*Cuando se trabaje con mezclas inflamables, es deseable instalar un arrestador de flama al final de la línea de venteo.

11.- Aislamiento. Provea el aislamiento adecuado. Los cálculos para dimensionar los cambiadores generalmente consideran la pérdida por radiación despreciable.

Revisión antes de la Operación.

1.- Antes de operar la unidad, revise cuidadosamente toda la

instalación teniendo en cuenta las indicaciones de instalación enlistadas en párrafos anteriores.

- 2.- Si se desea cambiar el equipo a una aplicación diferente estudie completamente las posibilidades.
- 3.- Antes de cambiar la posición de instalación que está mostrada en el dibujo general deben calcularse los esfuerzos que se podrían ocasionar.

Precauciones de Operación.

- 1.- No opere la unidad con condiciones de presión o temperatura que excedan las especificaciones en la placa de nombre y en la hoja de especificaciones del equipo.
- 2.- No sopletee las unidades tubulares con aire si el material que normalmente se maneja es inflamable.
- 3.- No remueva las cabezas o bonetes hasta que se haya relevado toda la presión y los líquidos hayan sido drenados.
- 4.- Evite choques térmico alimentando un fluido caliente cuando la unidad esté fría o vacía, o usando fluidos extremadamente fríos cuando el equipos esté caliente.
- 5.- Cuando tenga paros, asegurarse que la unidad ha sido drenada completamente para evitar corrosión excesiva.
- 6.- Cuando se arranque un calentador de vapor, asegurese de drenar totalmente el condensado para eliminar el efecto de

ariete.

*Un golpe de ariete fuerte puede deteriorar los tubos en la junta con el espejo.

7.- Elimine las pulsaciones severas causadas por bombas de desplazamiento positivo (esto también, puede aflojar los tubos).

8.- Sea especialmente cuidadoso para proveer un suministro continuo de agua para aquellas unidades enfriadas por agua.

* Una falla de agua puede permitir a la unidad alcanzar elevadas temperaturas, que se traducirán en un choque térmico severo cuando se reanude el servicio.

9.- Programe un ciclo de limpieza regular. Los tubos sucios reducen la transferencia de calor.

10.- Elimine otras causas de transferencia pobre como son un entubado impropio y/o acumulación de gases incondensables.

Operación.

1.- En el arranque, circule únicamente el fluido frío y abra el venteo.

2.- Asegúrese que todo el equipo está lleno con el fluido frío y que no se ha quedado aire atrapado.

3.- Ahora gradualmente alimente el fluido caliente para ir ca-

lentando la unidad lentamente.

4.- En caso de un paro, corte el fluido caliente primero.

Limpieza.

Los depósitos de materiales extraños por el interior o el exterior de los tubos bajarán sensiblemente la transferencia de calor y si es excesivo también incrementará la caída de presión. Conociendo esto, la limpieza de la unidad deberá ser hecha si los controles y los termómetros muestran una reducción el rendimiento o si los manómetros indican un incremento en la presión diferencial.

* Como el depósito excesivo de materiales harán la limpieza más difícil, establezca un programa para limpieza a intervalos de tiempo establecidos por la experiencia.

1.- Limpieza dentro de los Tubos.

1. Quite los bonetes (o las cubiertas si es del tipo de canal)

2. Limpie el interior de los tubos por cualquiera de los métodos siguientes:

a. Con agua caliente, vapor, soluciones químicas, etc.

b. Por medio de cilindros de limpieza.

c. Con un limpiador de tubos mecánico, teniendo cuidado de no marcar los tubos.

d. Con un cepillo de alambre.

2.- Limpieza exterior de Espejos Estacionarios.

1. Debido a que no se puede remover, el exterior de los tubos debe ser limpiado con una solución química. Un juego de limpieza consistente de un tanque, una bomba y tubería de recirculación es muy recomendable.

3.- Limpieza exterior de Haz de Tubos Removible.

1. Remueva el haz de tubos.

2. Si tiene paso cuadrado, use una barra para remover los depósitos de los tubos.

3. Si tiene un paso triangular muy cerrado, limpie con agua caliente, productos químicos, vapor o tuberías de agua.

4.- Examine posibles deterioros en los tubos antes de volver a ensamblar.

Mantenimiento.

Precauciones.

1.- Cuando remueva las cabezas, canales o bonetes, tenga cuidado de no maltratar los empaques. (se volverán a usar si están en condiciones).

2.- Cuando reinstale el bonete, la cabeza o el canal, asegurese que los empaques están colocados en posición.

3.- No use herramientas inadecuadas para apretar los birlos o tornillos.

4.- Para mantener un buen rendimiento y eliminar fugas, sea cuidadoso, de no doblar o maltratar los deflectores cuando mueva los tubos.

* El diámetro externo de los deflectores y soportes de tubos es solo ligeramente menor que el diámetro interno del envolvente.

5.- Elimine el uso de ganchos o herramientas que puedan lastimar los tubos.

6.- Nunca soporte todo el peso del haz en tubos individuales.

7.- Mueva siempre los haces de tubos sobre apoyos o polines.

Servicio recomendado para el haz de tubos removible.

1.- Limpieza de la parte exterior de los tubos (secc. 5

2.- Examine los tubos buscando fisuras o daños.

3.- Revise la junta tubos - espejo buscando desajustes debido al golpe de ariete o al choque térmico. (Esto nunca ocurrirá si el equipo es operado adecuadamente).

4.- Corrija cualquier fuga, rerrolando los tubos.

* Rerrole únicamente si es absolutamente necesario, expandiendo los tubos lo menos posible.

5.- Reinstale el haz cuidadosamente, observando todas las precauciones.

6.- Partes de repuesto y servicio.

Cuando ordene partes de repuesto, requiera servicio o in-

formación, haga sus consultas al fabricante del equipo mencionando la mayor cantidad de referencias conocidas. (número, de orden, dibujo, etc.).

Recomendaciones sobre el Diseño Mecánico.

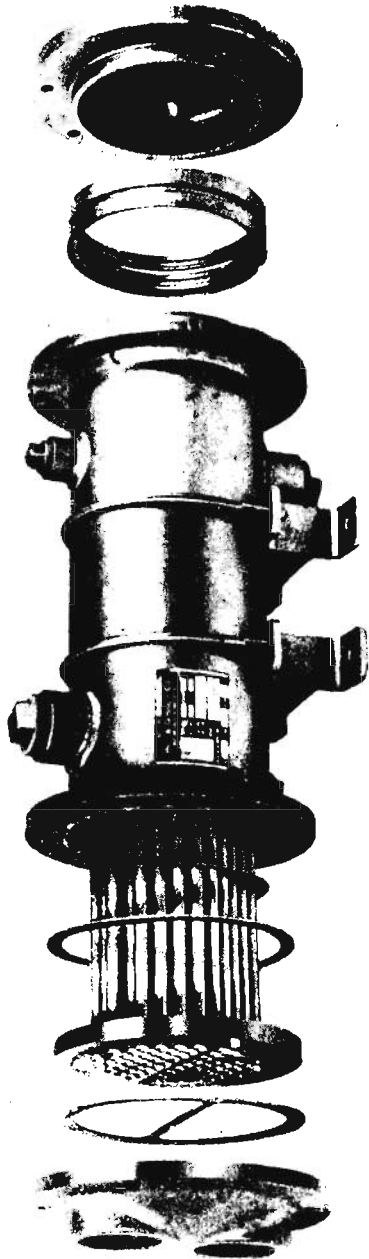
- 1.- Ya seleccionado el tipo de equipo, elija lo más apropiado para el trabajo a desarrollar, por ejemplo, las tapas pueden ser planas o abombadas, fijas o removibles, etc. y esto influye en el diseño mecánico.
- 2.- Seleccione los materiales a usar desde el punto de vista corrosivo, mecánica y económico. Es muy conveniente pensar siempre en la combinación de materiales.
- 3.- Calcule los espesores del envolvente y las tapas siguiendo las fórmulas del código ASME sección VIII.
- 4.- Al calcular las bridas principales, de el diámetro mínimo permisible para los birlos y el espacio máximo entre ellos. De el diámetro exterior de la brida mínimo. Estudie el ancho y espesor del empaque para disminuir el espesor de la brida.
- 5.- Si tiene un equipo de espejos fijos, calcule el esfuerzo debido a la expansión térmica diferencial, a la temperatura del metal (no la de diseño, ni la de operación). Las siguientes

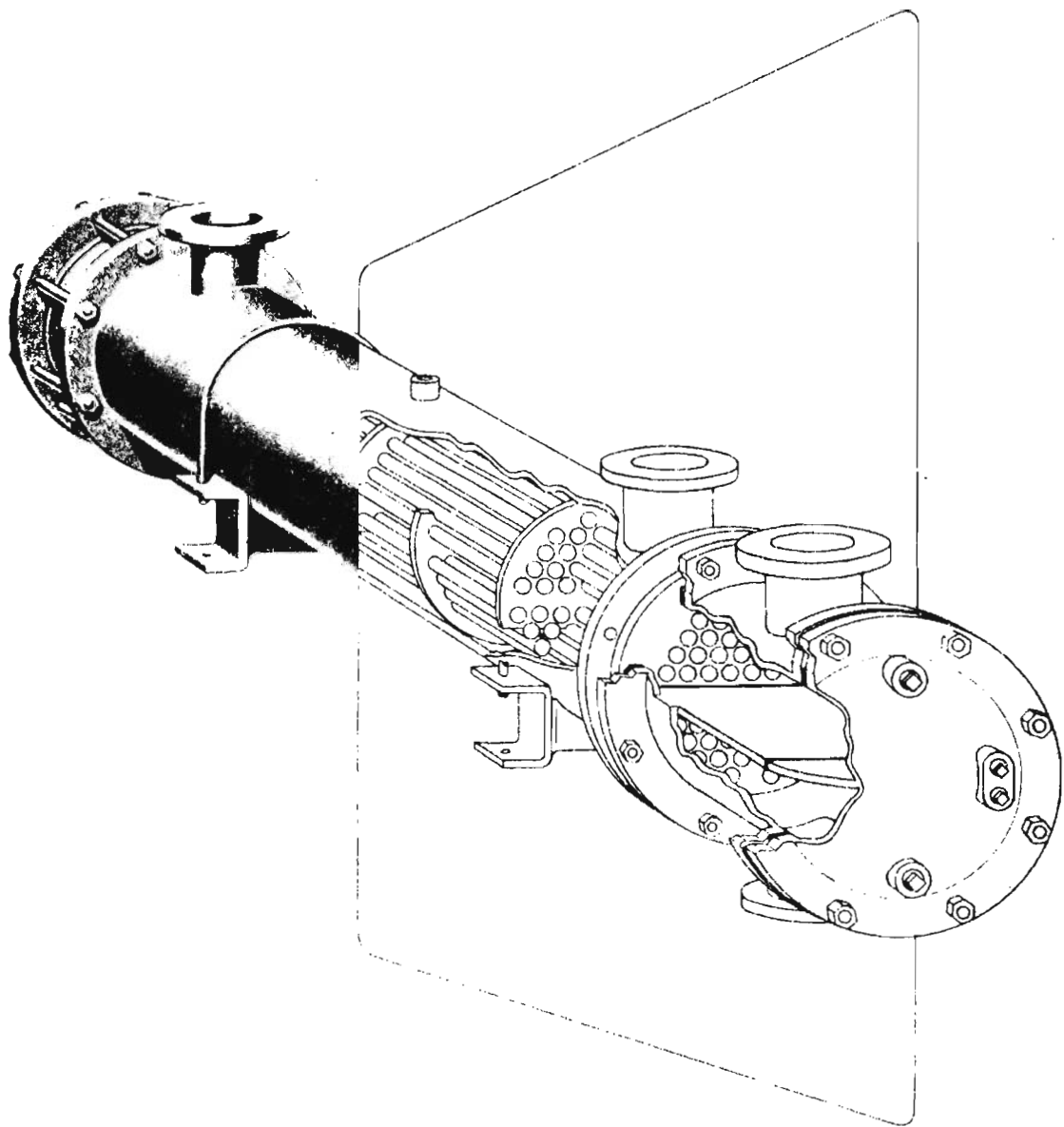
son algunas recomendaciones para calcular las temperaturas del metal aproximadas.

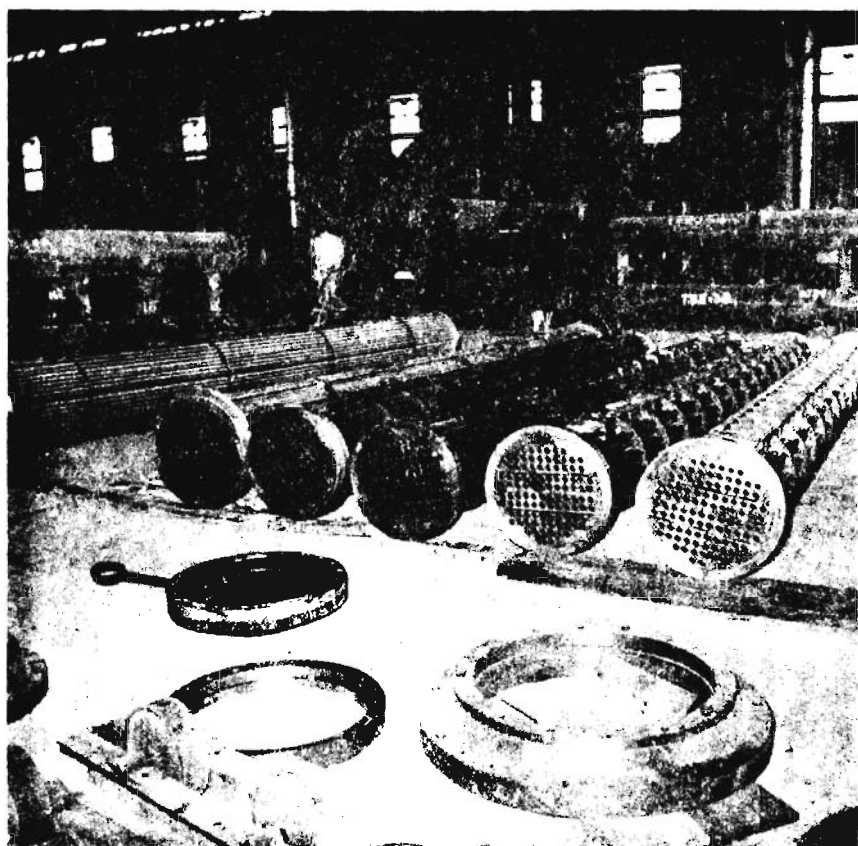
- a. Para vapor en la envolvente y aceite, gas o líquidos orgánicos en los tubos, suponga la temperatura del metal en ambos lados igual a la temperatura de saturación del vapor a condensar.
- b. Para vapor en la envolvente y agua en los tubos, tome la temperatura del metal de la envolvente igual a la temperatura de saturación del vapor y la de los tubos.
- c. Para agua de enfriamiento en los tubos, a una velocidad de 0.90m/seg a 1.81m/seg (3 a 6 pies/seg.):
TE. = Temp. Promedio Agua + ΔT Log.
TT. = Temp. Promedio Agua + $\frac{U}{1000} \cdot \Delta t$ Log.
- d. Para las temperaturas del metal al ensamblar, suponga 70°F. El diseño de la junta de expansión es muy importante por lo delicado por lo que se recomienda consultar a los fabricantes siempre.
- e. Especifique claramente el procedimiento de soldadura a usar en la fabricación.

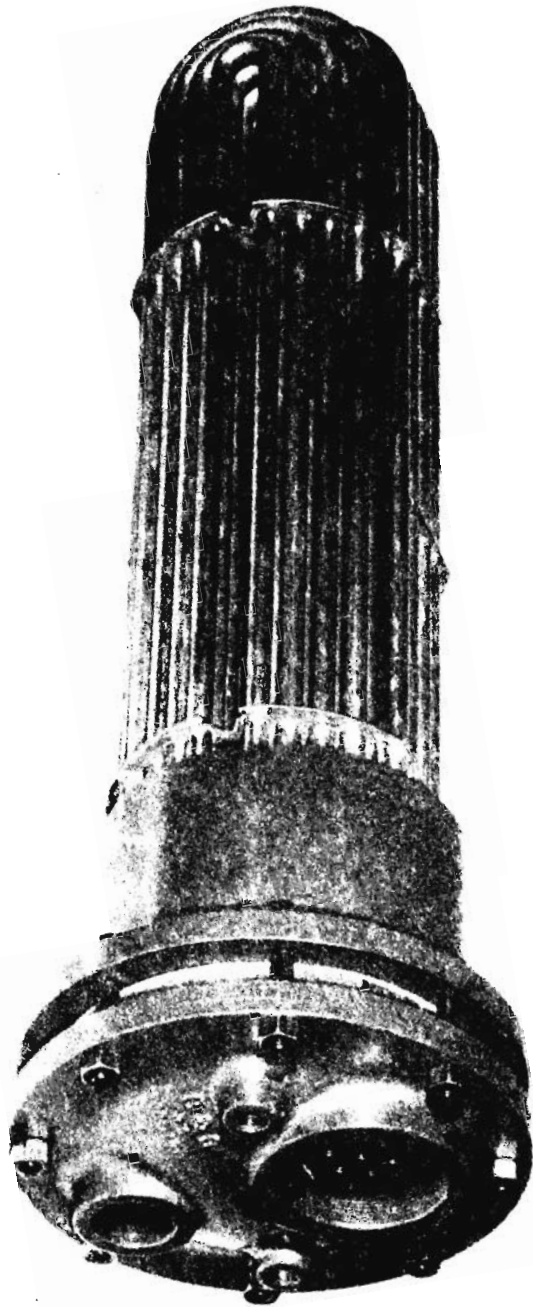
Recomendaciones económicas.

- 1.- Elija la longitud de los tubos máxima permisible.
- 2.- Elija el diámetro de la envolvente mínimo posible.
- 3.- Trate de usar un equipo que sea "estándar" para un fabri-









- cante, seleccionándolo de sus catálogos.
- 4.- Piense bien en el mantenimiento y la operación del equipo al seleccionar el tipo (ver recomendaciones).
 - 5.- Ponga del lado de los tubos el fluido que requiera el material más costoso.
 - 6.- Use "stub-ends" lo más posible, cuando se tengan materiales de construcción caros.
 - 7.- No exceda el espesor de los tubos de materiales costosos, ya que en México es la parte determinante en el precio de un equipo.
 - 8.- Estudie varias alternativas.

B. - CAMBIADORES COMPACTOS

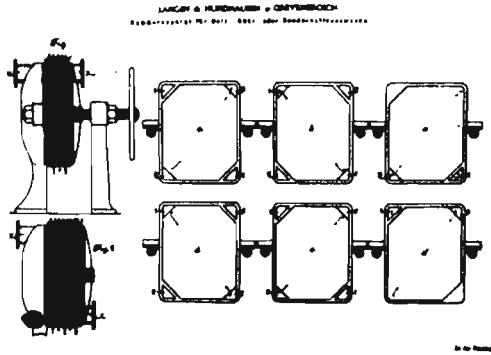
a) Cambiadores de Calor de Placas (PHE)

Características de diseño.

Desafortunadamente no se tiene disponible suficiente literatura para poder analizar los Cambiadores de Calor Compactos en forma tan amplia como en el caso de los de coraza y tubos. Por esto nuestra información se ve aparentemente reducida o sintetizada, sin embargo, la presentamos completa y suficiente para el objeto del presente estudio.

El Cambiador de Calor a Placas, PHE, fue conocido y usado extensamente por industrias con requerimientos de higiene, tales como la industria alimenticia (leche, jugos, etc.). Mientras que se ha incrementado el uso del cambiador de calor de placa dentro de la Industria Química de Proceso, especialmente durante los 10 últimos años, sus ventajas se han ido explorando sin término aún al igual que aún no se definen sus posibilidades y límites absolutos. Se han necesitado muchos años para desarrollar los intercambiadores de calor de placas hasta alcanzar su actual nivel de calidad. Los primeros intercambiadores de placas fueron inventados en Alemania, a final del siglo XIX. La primera patente sobre cambiadores de calor a placas apareció en 1878 debiéndose a Drache.

La figura 68 muestra parte de una carta-patente alemana que fue registrada en 1890, la cual se refiere a algunos perfeccionamientos sobre patentes anteriores. Como se puede ver, el esquema de estos intercambiadores de calor, recordó, desde el principio, al de los filtros prensa. Las placas tenían en aquellos tiempos forma cuadrada, y eran muy gruesas, ya que se obtenían fresando planchas de cobre o latón, lo que conducía, naturalmente, a rendimientos muy bajos. Este tipo de intercambiador no fue muy usado hasta 1920.

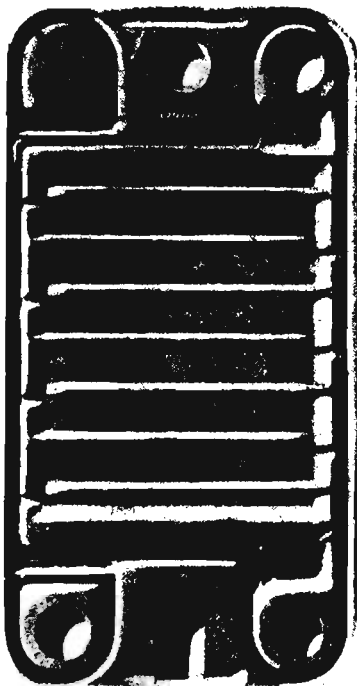


Fotocopia de patente alemana para intercambiadores de calor. en 1890.

Fig. 68

El invento original fue seguido por una serie de mejoras, pero no fue sino hasta 1920-1930 cuando el equipo alcanzó su diseño actual. La patente de Seligman en 1923, era para un equipo para la industria de leche. En 1932 una firma alemana hizo un nuevo tipo de placa, largo y estrecho, cuya forma facilitaba mucho el flujo del líquido. Sin embargo, estas placas eran también fresadas, una de ellas se muestra en fig.69. Pocos años después de fabricadas las primeras placas estampadas, que fueron provistas de soportes soldados por la parte exterior de las juntas de goma, en 1936 se fabricó la primera placa de una pieza sin ninguna soldadura, y éste ha sido el proyecto adoptado generalmente desde entonces. El cambiador de placas tu-

vo su desarrollo verdadero cuando se emplearon placas prensadas, en vez de las primitivas piezas fundidas o troqueladas sobre fundiciones.

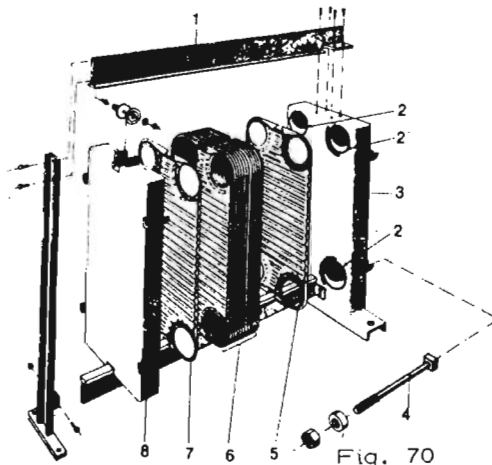


Placa gruesa fabricada, de un intercambiador de calor antiguo, en que la distribución del líquido es mala.

Fig. 69

Hasta 1940, el uso de los equipos a placas estuvo limitado a la industria lechera y similares. Al iniciar su introducción a la industria química lo hizo el cambiador de calor de placas con unidades idénticas a las usadas en la industria alimenticia. En 1950 se presentaron los primeros equipos diseñados específicamente para la industria química.

El cambiador de calor de placas, ver figura 70, es un aparato simple de transferencia térmica, remedando un filtro prensa. Está constituido por un "paquete" de placas empacadas, generalmente idénticas, alineadas y sostenidas por barras guías arriba y abajo entre dos tapas rígidas o bastidores, y ensambladas juntas por tornillos o por un elemento compresor. Las placas tienen generalmente cuatro orificios de entrada, abiertos o cerrados de acuerdo a las necesidades. Las boquillas para el flujo de los fluidos pasan por el bastidor al paquete de placas.



- 1.- Barra guía
- 2.- Conexiones
- 3.- Cubierta fija
- 4.- Tornillo tirante
- 5.- Placa final con 4 barrenos
- 6.- Placa de canal con 4 barrenos.
- 7.- Placa final
- 8.- Placa de cierre

Fig. 70

Existe entre las placas un espacio libre para el paso del fluido y las placas se mantienen apartadas equidistantemente por medio de protuberancias, acanaladuras o corrugaciones cruzadas. Un fluido fluye en cada segundo espacio interno, de un orificio en un extremo de la placa al orificio correspondiente

en el otro extremo. El otro fluido fluye entre los dos restantes orificios entre el espacio formado en los otros lados de las placas figura 71. El calor es transferido así a través de la superficie de la placa, entre la junta limítrofe, de un fluido a otro. Las juntas en los orificios están, en principio, separadas de la junta mayor, así pues una fuga en los empaques o juntas ocurriría hacia la atmósfera y nunca hacia el otro fluido, ver figura 72.

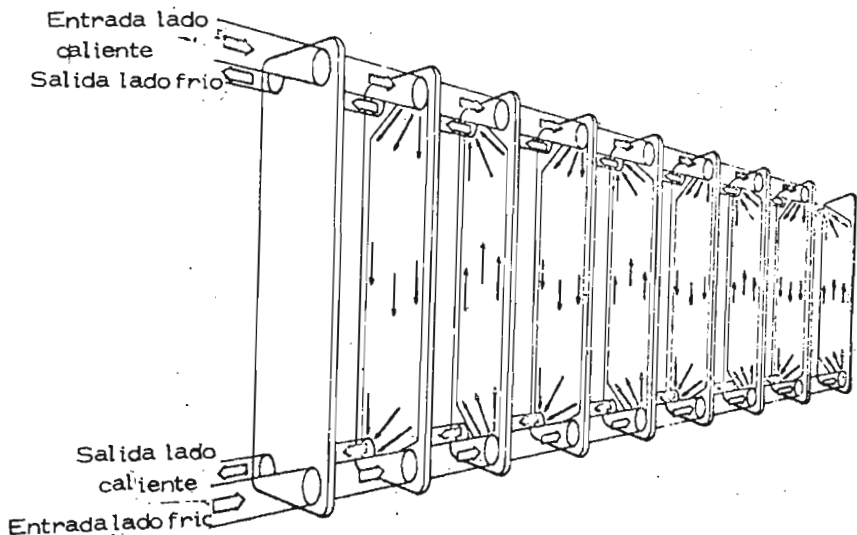
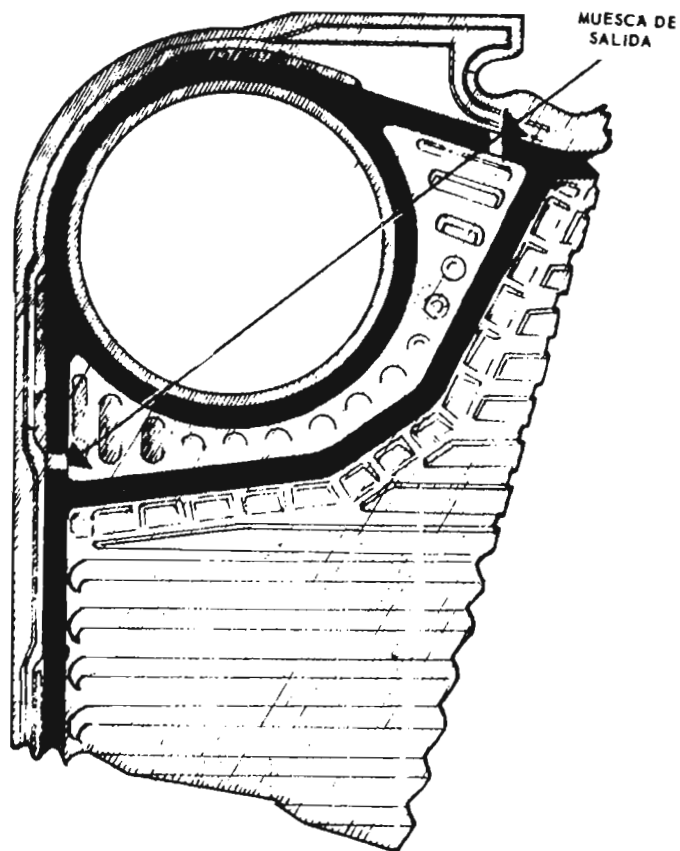


Fig. 71



Sello doble, para evitar
que se mezclen los dos fluidos

Fig. 72

Generalizando se puede decir que los rangos de operación de los equipos de placas son los indicados en la tabla C-1 del apéndice.

Las placas se diseñan para soportar la presión diferencial requerida sobre toda la superficie de la placa sin sufrir deformación permanente, y con la menor deformación elástica posible. Las placas, por tanto, se prensan con protuberancias, canales o corrugaciones sobre toda su superficie con objeto de alcanzar la rigidez requerida, y promover también turbulencia mejorando la transferencia de calor.

Las corrugaciones pueden ser paralelas cruzando el canal de flujo, con puentes entre ellas para mantener el espacio requerido entre las placas. Este se muestra en la figura 73.

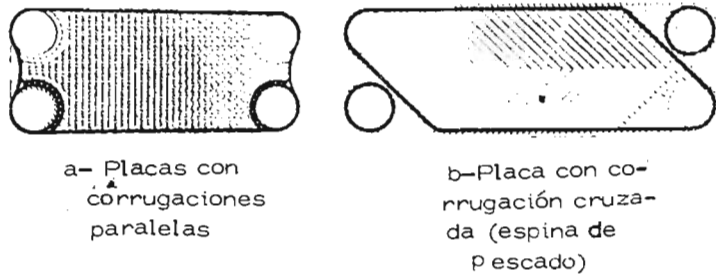


Fig. 73

Las corrugaciones pueden también cruzarse cuando se gira cada segunda placa 180° , cada punto de cruce proporciona soporte entre las placas, ver figuras 74 a y b. Este tipo proporciona, de manera simple, un soporte muy rígido entre placas y promueve muy eficientemente la turbulencia. El fluido fluye entonces entre las placas básicamente en una espiral entre las acanaladuras cruzadas.

Las placas se corrugan de forma que se alcanzan muy altos grados de turbulencia; dependiendo de su geometría los valores críticos de Re están en un rango de 10 a 400.

Pueden insertarse placas perforadas entre las placas de corrugación paralela. Tal arreglo, como se muestra en la figura 74 c promoverá aún más la turbulencia. Esta placa insertada fuerza al fluido a pasar a través de orificios a alta velocidad, y la corriente de los orificios golpea la superficie de transferencia térmica en un cierto ángulo y disminuye el espesor de la película de pared, mejorando así la transmisión térmica. Los insertos utilizan la caída de presión para fluidos viscosos más eficientemente para transferir calor, pero no son recomendables para agua u otros fluidos no viscosos.

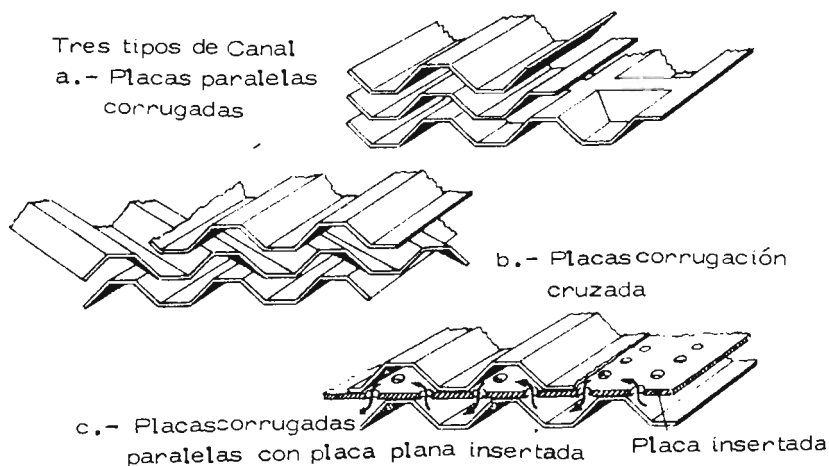


Fig. 74

El espesor del material de las placas es generalmente entre 0.5 y 1.2 mm. y el espacio de canal es pequeño, casi nunca superior a 5.6 mm.

El diseño de las placas depende principalmente de cuatro factores:

- Transmisión de calor y pérdidas de presión.
- Espacio entre placas.
- Presión máxima de trabajo.
- Tamaño de los coples para entrada y salida del líquido.

La configuración especial dada a las placas tiene pues por objeto cumplir las siguientes funciones:

- a) Facilitar puntos de contacto con la placa contigua para fijar los espacios entre placas. Estos espacios son del orden de 4-6 mm., variando la separación mínima entre placas entre 1.5-5mm.
- b) Crear un alto grado de turbulencia en el recorrido de ambos fluidos para conseguir el grado de transmisión de calor requerido y mantener las pérdidas de presión dentro de límites razonables.
- c) Dar a las placas la suficiente rigidez mecánica que evite deformaciones de las mismas debidas a la presión diferencial.
- d) Conseguir la máxima superficie efectiva de transmisión de calor.

Actualmente hay placas disponibles para aplicaciones en industria química, con superficies que van desde 250 cm² para trabajos de laboratorio y planta piloto hasta 2 m², para grandes capacidades industriales. Algunas de estas placas pueden resistir presiones de hasta 20 kg/cm².

Una de las razones para la corrugación de las placas es la de proveer puntos de contacto entre las placas adyacentes (así como proporcionarles la mayor resistencia). Se puede, así emplear placas con espesores tan delgados como 0.6mm para presiones de trabajo de cerca 230 psig., particularmente cuando es utilizado el diseño de corrugación cruzada. De esta manera pueden ser usadas, con economía, materiales relativamente caros; en efectos mientras más caro el material más económico resulta el cambiador de calor de placas comparando con otros cambiadores.

Cualquier material capaz de ser trabajado en frío puede ser utilizado, sin importar su característica para la soldadura, dado el pequeño o ningún empleo de soldadura en la construcción de los cambiadores de placas.

El material más comúnmente empleado es el acero inoxidable, ya sea de calidad 18/10 (AISI 304) o el de 18/12/2.5 MO (AISI 316) preferentemente con un contenido de carbono inferior a 0.07%, con el propósito de eliminarse la necesidad de estabilización

con titanio.

El titanio (99.8%), y el titanio estabilizado con paladio (0.2%) son usados para muchos tipos de placas. Estos materiales se utilizan para operaciones que trabajan con soluciones clorinadas (inclusive agua salada para enfriamiento), a causa de su notable resistencia a la corrosión.

Otros materiales disponibles para muchos tipos incluyen aleaciones con alto porcentaje de níquel (Monel 400, Incoloy 825, Inconel 600 y 625, Hastelloy B y C) y aleaciones a base de cobre (Cu/Ni 70/30 y 90/10, latón de aluminio 76/22/2, etc.).

También son empleados metales puros, tales como cobre, aluminio, níquel, plata y tantalio. El zirconio es demasiado quebradizo para ser troquelado, más las ligas de este metal poseen propiedades adecuadas para la construcción de cambiadores de calor de placas.

Empaques

Se encuentra disponible una extensa variedad de materiales para empaques incluyendo hule natural, estireno, butilo, nitrilo y silicón. Elastómeros tales como neopreno, hypalon y viton también pueden ser clasificados como materiales estandar para algunas clases de juntas.

Juntas de fibras de asbesto prensado pueden ser utilizados en

muchos tipos de placas.

Materiales plásticos, como el PTFE (Teflón o Fluon), desgraciadamente no se prestan para juntas de cambiadores de placas debido a su comportamiento elástico pobre. Las altas temperaturas y severas condiciones de anticorrosión que exige la industria química para sus cambiadores de calor han llevado necesariamente al ensayo y selección de diversos cauchos sintéticos de entre la amplia gama de elastómeros disponibles hoy en el mercado. Las temperaturas límite de trabajo están actualmente entre los 190°C., con caucho tipo Vitón, y 55°C, con caucho tipo silicona.

Aunque algunos elastómeros son resistentes a algunos líquidos orgánicos, no suelen serlo a mezclas de los mismos. Para soslayar este inconveniente y, a la vez, poder alcanzar más altas temperaturas de trabajo, se han introducido las juntas de amianto comprimido, con las que las temperaturas de trabajo pueden ser de hasta 260°C. En este caso, debido a la falta de elasticidad del amianto comparado con el caucho, los bastidores y las placas han de ser de diseño y construcción más robusta, para resistir la mayor fuerza de comprensión que se necesita para cerrar herméticamente el conjunto.

La tabla 12 recoge los tipos de juntas actualmente empleados en los cambiadores de calor de placas y sus máximas tempera-

turas de trabajo.

TABLA 12

<u>MATERIAL</u>	<u>TEMPERATURA MAXIMA DE TRABAJO EN °C.</u>
Caucho natural	79
GRS	85
Caucho nitrilo	134
Hycar	85
Neopreno	85
Caucho silicona	160
Vitón	193
Amianto comprimido	260

La sección transversal de las juntas varía de placa a placa.

Las secciones más comunes son la rectangular, trapezoidal u ovalada. El ancho es generalmente 5 - 15mm., dependiendo del material, de la sección transversal, de la guía donde se monta la junta y la dureza del empaque.

Para aplicaciones sanitarias la sección transversal de la junta y de la guía canal que la recibe se diseñan sin cavidades, entre la pared estriada que recibe la goma adhesiva para pegar la junta a la placa y la pared de la junta sobre el lado húmedo, esto

muchos tipos de placas.

Materiales plásticos, como el PTFE (Teflón o Fluon), desgraciadamente no se prestan para juntas de cambiadores de placas debido a su comportamiento elástico pobre. Las altas temperaturas y severas condiciones de anticorrosión que exige la industria química para sus cambiadores de calor han llevado necesariamente al ensayo y selección de diversos cauchos sintéticos de entre la amplia gama de elastómeros disponibles hoy en el mercado. Las temperaturas límite de trabajo están actualmente entre los 190°C., con caucho tipo Vitón, y 55°C, con caucho tipo silicona.

Aunque algunos elastómeros son resistentes a algunos líquidos orgánicos, no suelen serlo a mezclas de los mismos. Para soslayar este inconveniente y, a la vez, poder alcanzar más altas temperaturas de trabajo, se han introducido las juntas de amianto comprimido, con las que las temperaturas de trabajo pueden ser de hasta 260°C. En este caso, debido a la falta de elasticidad del amianto comparado con el caucho, los bastidores y las placas han de ser de diseño y construcción más robusta, para resistir la mayor fuerza de compresión que se necesita para cerrar herméticamente el conjunto.

La tabla 12 recoge los tipos de juntas actualmente empleados en los cambiadores de calor de placas y sus máximas tempera-

turas de trabajo.

TABLA 12

<u>MATERIAL</u>	<u>TEMPERATURA MAXIMA DE TRABAJO EN °C.</u>
Caucho natural	79
GRS	85
Caucho nitrilo	134
Hycar	85
Neopreno	85
Caucho silicona	160
Vitón	193
Amianto comprimido	260

La sección transversal de las juntas varía de placa a placa.

Las secciones más comunes son la rectangular, trapezoidal u ovalada. El ancho es generalmente 5 - 15mm., dependiendo del material, de la sección transversal, de la guía donde se monta la junta y la dureza del empaque.

Para aplicaciones sanitarias la sección transversal de la junta y de la guía canal que la recibe se diseñan sin cavidades, entre la pared estriada que recibe la goma adhesiva para pegar la junta a la placa y la pared de la junta sobre el lado húmedo, esto

es con objeto de prevenir contaminación residual.

Las juntas se pegan a la guía acanalada. La goma o cemento deberá ser tal que proporcione una buena unión durante el servicio y la apertura del paquete de placas, pero deberá ser posible también la remoción fácil de una junta si se requiere su reemplazo.

Los empaques están generalmente arreglados de forma que el sello del orificio de paso sea independientemente de la junta mayor que rodea la placa. Así que si una junta fuga no podrá haber mezcla entre los fluídos. Los empaques pueden arreglarse de dos maneras dependiendo de la disposición de su engomado. Puede hacerse de manera que los orificios de entrada y salida se ubiquen en un mismo lado de la placa o en disposición opuesta, como en las figuras 73 a y b respectivamente.

La vida útil de las juntas depende obviamente de las condiciones de operación bajo las cuales ha de trabajar. Seleccionada una junta correctamente según la temperatura de diseño y operación y siendo de material resistente al producto que manejará, su durabilidad estará condicionada, exclusivamente, a la frecuencia de la apertura del equipo.

Por otra parte, en la Industria Química, la frecuencia de apertura de un cambiador de calor de placas es muy reducida ya

que el ensuciamiento se ve reducido sorprendentemente. El material de la placa debe ser fácilmente moldeable por presión. Como guía a las posibilidades de prensado, la tabla 14 clasifica algunos materiales. Los rangos de presión y temperatura se muestran en la gráfica de la fig. 75.

Cuando se manejan dos flúidos en un paso, como en la figura 76 (a) todas las placas tienen sus orificios perforados, excepto la placa final localizada contra la placa de presión en el lado opuesto a las entradas y salidas. Esta placa final tiene sus cuatro orificios cerrados. Cada flúido tiene entonces todos los canales en paralelo y el paquete está arreglado en un grupo. Cada fluido fluye en una u otra dirección solamente a través de los orificios, cada segundo orificio es solo un orificio de paso, con una junta de anillo alrededor del orificio previniendo la entrada de líquido al canal del otro flúido. Las placas pueden dividirse en varios grupos por medio de un arreglo apropiado de orificios cerrados y abiertos. Cuando el flujo en paralelo debe ser interrumpido se cierra el orificio correspondiente en el otro extremo de la placa, y fluirá por los canales de este grupo siguiente en la dirección opuesta.

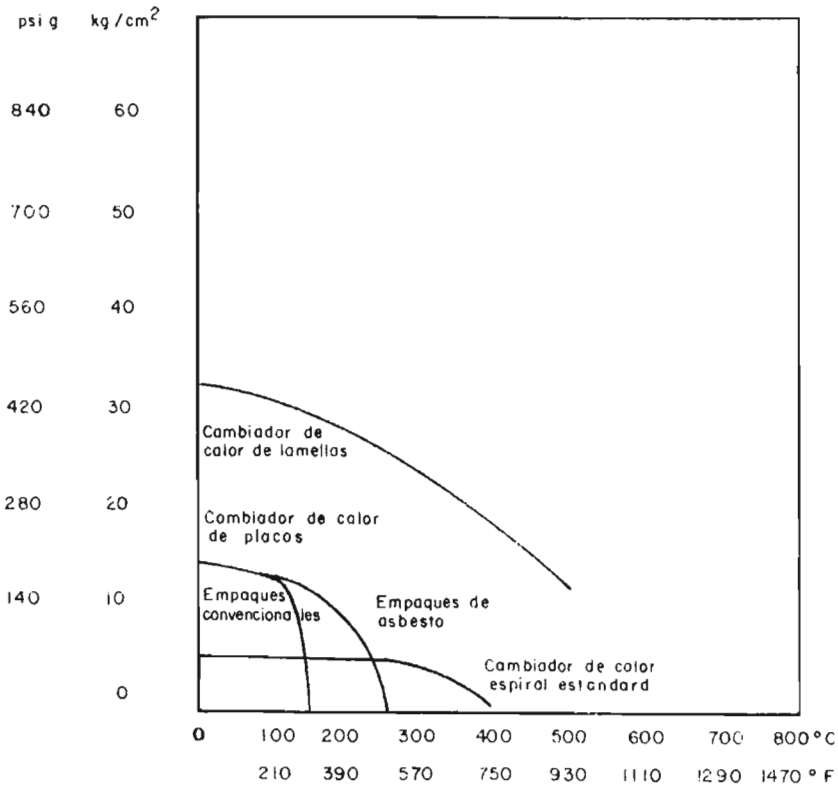
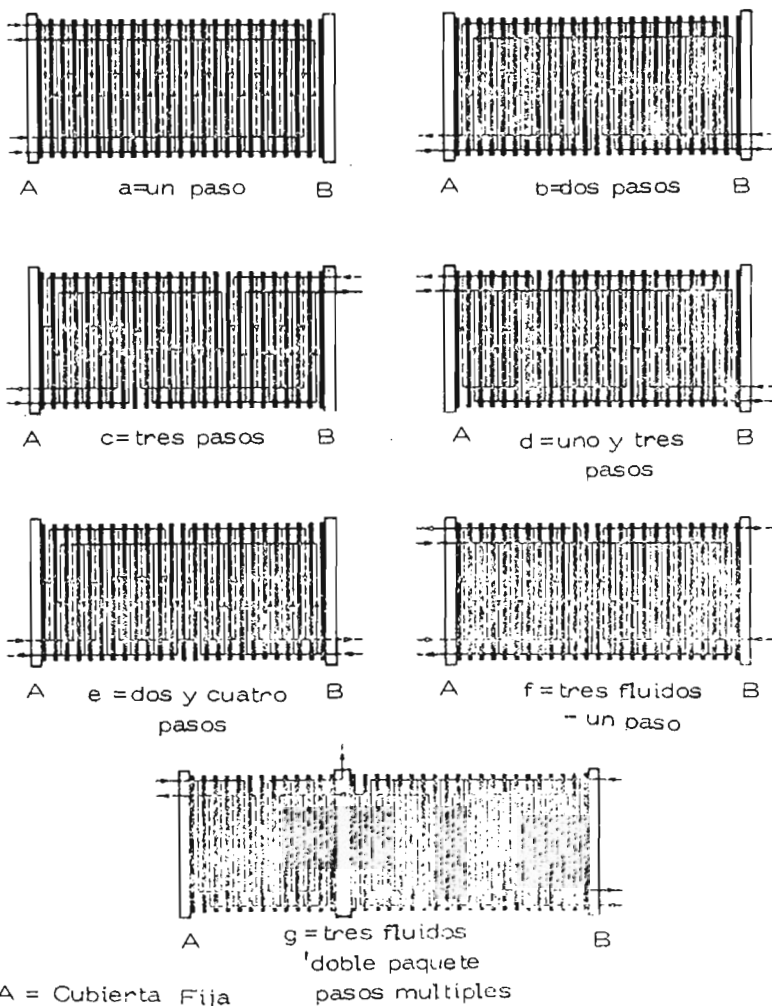


Fig. 75

El flujo paralelo puede interrumpirse para cada fluido en puntos diferentes del paquete de placas independientemente del otro fluido. Cuando el flujo de ambos fluidos se interrumpe en el mismo punto, habrá dos orificios cerrados, uno para cada fluido.



A = Cubierta Fija
 B = Cubierta Removible

Fig. 76

Los canales para cada fluido pueden arreglarse, por tanto, independientemente uno del otro, en paralelo o en serie dentro del rango del rango total de placas.

Cuando se requiere un verdadero flujo a contracorriente ambos fluidos deben tener el mismo número de pasos en serie.

Cada fluido que fluye a través de la unidad en más de un paso, debe tener la boquilla de entrada en un extremo del paquete de placas y la boquilla de salida en el otro extremo. Para tal unidad las conexiones en la placa de presión deben ser desconectadas antes de poder abrir el paquete. Si para ambos fluidos todos los canales se conectan en un paso en paralelo, todas las cuatro conexiones estarán en el lado fijo del bastidor, como se ve en la figura 70. El paquete de placas puede abrirse así sin tocar las conexiones.

Si tiene que manejarse más de dos fluidos en un cambiador de calor de placas, pueden insertarse "placas de conexión" entre las placas, como se ve en la figura 77

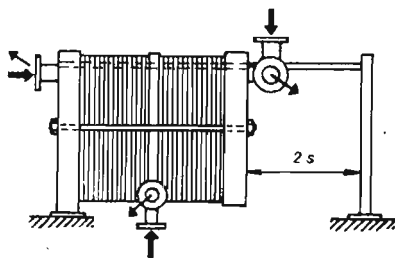


Fig. 77

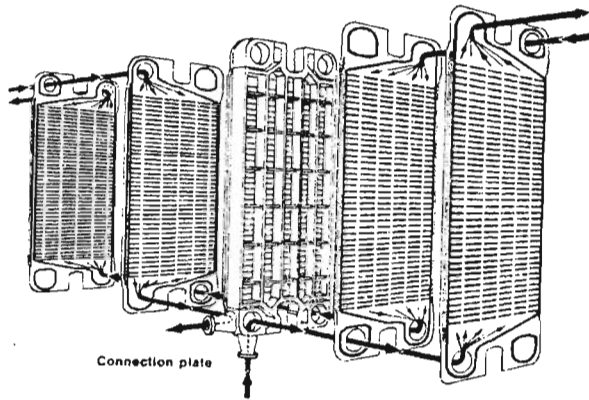


Fig. 77

o bien la unidad debe arreglarse como se ven en la figura 78 por ejemplo. Este arreglo último facilita la apertura de los paquetes de placas cuando tienen que manejarse tres o cuatro fluídos en una unidad, pero todos los fluídos deben ir en un paso.

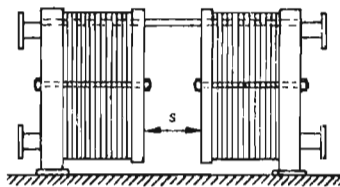


Fig 78

La figura 79 muestra un cambiador de calor de placas diseñado especialmente para condensación de vapor. El paquete de placas está dentro de un tambor, dentro del cual entra el vapor. El

paquete horizontal de placas tiene, cada segundo canal, los canales de condensación, con los empaques cortados a lo largo del lado superior de la placa, como se ve en la misma figura 79. Esto permite al vapor entrar al canal de vapor por el extremo abierto en el costado de la placa ya que esto no sería factible hacerlo por el diámetro menor de los orificios en las placas debido al volúmen del vapor. El fluído frío atraviesa la placa de orificio a orificio. Este tipo se usa como condensador de vapor cuando existen requerimientos sanitarios o de limpieza manual.

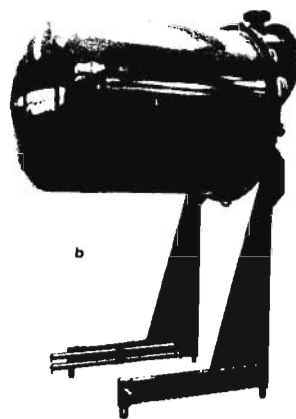
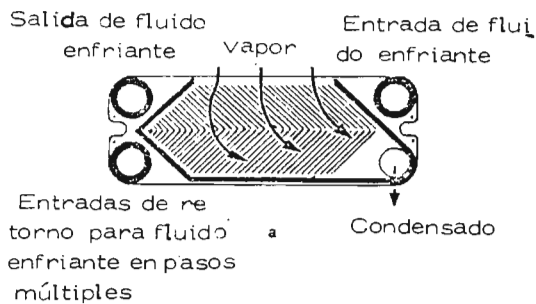


Fig. 79

Quizá sea la "flexibilidad" la principal ventaja del sistema de placas. Las placas pueden ser retiradas, añadidas, modificadas y combinadas en cualquier disposición conveniente, facilitando así los cambios de capacidades y aplicaciones.

La facilidad para ampliar la capacidad de un cambiador de calor de placas, por la simple adición de placas, es obvia.

En cada cambiador, el paquete de placas se subdivide en secciones denominadas "pasos", en las que los flúidos se mueven por los "canales" o espacios alternos en paralelo, mientras que ambos flúidos se mueven de un paso a otro en "serie" (fig. 76).

Es fácil advertir que cada "paso" no es sino un cambiador de calor que ejecuta una parte de la aplicación total.

El número de "canales" o espacios de flujo en cada "paso", y, en consecuencias, el número de placas, se calcula en cada caso para conseguir el deseado equilibrio transmisión de calor/pérdidas de presión. El cambiador de calor de la figura 80 tiene sus placas dispuestas en dos "pasos" para cada flúido, que circulan totalmente en contracorriente, teniendo cada "paso", a su vez, dos "canales" o espacio de flujo. Esta disposición de placas se expresa como $2 \times 2/2 \times 2$.

Evidentemente, las placas externas no toman parte en la transmisión de calor, sirviendo solamente para cerrar los circuitos de cada flujo, Así, de las nueve placas existentes, sólo siete son efectivas.

Al no poderse conseguir siempre la ideal disposición de total contracorriente, debido a la necesidad de limitar las pérdidas de presión se aplica un factor de corrección de la "Concurrencia", que es función del número de pasos dispuesto para cada

fluido.

Considerando los diversos factores que, desde el punto de vista de transmisión de calor, afectan al diseño de las placas, se admiten dos tipos de placas: una simple para coeficientes de transmisión y pérdidas de presión bajas y otra compleja para coeficientes de transmisión elevados y, en consecuencia, con pérdidas de presión también altas. La configuración geométrica de ambos tipos de placas se diferencia en que la compleja tiene corrugaciones más sofisticadas y profundas, menor separación entre placas y mayor proporción longitud/anchura. Con diversos tamaños standard para cada uno de estos dos tipos de placas se cubre con eficiencia una gama muy amplia de aplicaciones. Para decidir qué placa será la más adecuada para una aplicación dada, se emplea la relación de temperaturas siguiente:

$\theta = \frac{\text{diferencia de temperaturas del fluido a procesar}}{\text{media logarítmica de las diferencias de temperatura.}}$

$$\theta = \frac{\Delta T}{\text{LMTD}}, \quad 333$$

en la que ΔT da la medida del "tamaño" de la aplicación y LMTD representa la fuerza que ha de mover el calor de los fluidos a través del cambiador. Serán difíciles aquellas aplicaciones en las que θ sea alta y relativamente fáciles las aplicaciones que den un valor bajo para θ (próximo e inferior a 1).

De aquí que la placa compleja sea más adecuada para aplicaciones difíciles como las de recuperación de calor, en las que las diferencias de las temperaturas finales son pequeñas, para recuperar la máxima cantidad de calor posible. Por el contrario, la placa simple es más adecuada para valores bajos de θ , útiles en aplicaciones que exijan bajas pérdidas de presión, como las de enfriamiento de los motores Diesel en barcos en los que el agua de la camisa está a temperaturas mucho más altas que las del agua de mar empleada como medio de enfriamiento. Es obvio que cuanto más alto sea θ , para una aplicación específica, mayor es la ventaja del sistema de placas sobre los cambiadores tubulares.

La relación de temperaturas puede expresarse válidamente en la forma:

$$\theta = 2 UA/wCp \quad 334$$

donde U es el coeficiente total de transferencia térmica; A, es el área real de cada placa; w, el flujo en cada pasaje; y Cp, el calor específico.

De la ecuación 334, es claro que la θ , a diferencia de U, decrece con la velocidad y, para la mayoría de las placas, su valor cae de 70 a 50% de su máximo en rangos prácticos de flujo, así entonces el número de pasos necesario se determina fácilmente

te dividiendo la θ total por la θ individual de las placas.

Dado que las condiciones de la velocidad en un pasaje entre las placas determina el coeficiente total de transferencia térmica, la θ de una placa depende tanto de la longitud de la placa como de su corrugación. Si la placa se construye demasiado estrecha presentará una distribución muy poco uniforme de su flujo, disminuyendo la eficiencia de la superficie de transferencia térmica. Si por el contrario se construye muy larga, se encontrarán problemas prácticos en su manejo.

El desarrollo continuo de la tecnología bajo la cual se diseñan y operan los cambiadores de placas ha permitido alcanzar grados elevados de perfección. Una de las muestras más representativas de lo anterior es la novedosa serie de equipos que los fabricantes han denominado "Serie A".

La serie A tiene entre sus modelos cambiadores cuyas placas alcanzan hasta 1.6m^2 con un espesor de 0.6mm.

Sin embargo, la característica más sobresaliente de esta serie es su "longitud térmica variable", es decir, en un mismo equipo se puede variar la θ de sus placas constituyentes.

Como se dijo anteriormente, cada placa tiene una θ definida por sus características de construcción. Esto implicaba un problema ya que la θ total de un equipo estaba limitada por los múltiplos de los diferentes módulos que componían las placas en:

serie. Las consecuencias de esto es que es casi imposible cumplir con una θ de un trabajo térmico con exactitud, y por lo tanto los equipos quedan necesariamente sobre dimensionados.

La solución consiste en acomodar dentro de un mismo cambiador diversas placas con diferentes θ , pudiéndose alcanzar así el valor deseado de la θ total "mezclando" placas de mayor y menor θ individual. La serie A se basa en el principio señalado arriba de θ mezclada.

Existen ahora dos clases de placas; una con una θ mayor que la otra. La placa de θ mayor está corrugada con ángulos obtusos produciendo una caída de presión comparativamente mayor, mientras que la placa de θ menor tiene ángulos agudos en su corrugación que ofrecen menos resistencia al flujo y por tanto una caída de presión menor.

Estas placas se pueden combinar en tres formas diferentes, H, M y L (ver figura 81), con valores de θ de 2.1, 1.5 y 0.9 unidades de transferencia aproximadamente, en el caso del A 30. Desde luego la serie A cubre una gama amplia de equipos con muy diversas capacidades.

La técnica que se emplea es el ensamblar grupos paralelos de dos tipos de módulos (H + M ó + L) proporcionalmente, produ-

ciendo así el valor medio deseado de θ . Utilizando este sistema se obtienen economías en la superficie de transferencia a emplearse que llegan a ser del orden del 20%.

Las placas se encuentran separadas entre sí por pequeños espacios que varían nominalmente de dos a cinco mm. produciendo diámetros hidráulicos medios entre 4 y 10 mm (0.08 a 0.2in). Las placas se corrugan de forma que se alcanzan muy altos grados de turbulencia; dependiendo de su geometría, los valores críticos de Re están en un rango de 10 a 400.

Esos factores se combinan para dar coeficientes de película excepcionalmente elevados.

En la ecuación general para el flujo turbulento:

$$Nu = (\text{constante}) Re^n Pr^m \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^x \quad 335$$

Los valores típicos reportados son:

Constante = 0.15 a 0.40

$n = 0.65$ a 0.85

$m = 0.30$ a 0.45 (usualmente 0.333)

$x = 0.05$ a 0.20

Uno de los tipos de placas más utilizados presentan las siguientes relaciones:

$$Nu = (0.374) Re^{0.668} Pr^{0.333} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.15} \quad 336$$

Se han realizado tentativas para encontrar ecuaciones que incluyan los diseños geométricos de las placas. Troupe, Morgan y Brifti, presentan la siguiente:

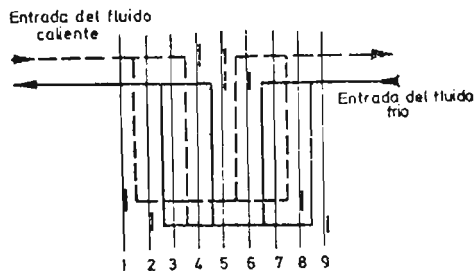
$$Nu = (0.383 - 0.0505^{1/s}) Re^{0.65} Pr^{0.4} \quad 337$$

Donde l es la longitud del canal antes de un cambio direccional, y S es el espaciamiento normal a la dirección de flujo.

Para placas con corrugaciones laterales simples, l/s estará entre 1.5 y 10; pero para muchos tipos, tales como los de diseño cruzado en espiral de forma pescado (figura 82, a la izquierda), y los de corrugación dobles es imposible determinar L/S . Buonopane y Troupe presentan ecuaciones generales para varias disposiciones geométricas. Para el flujo laminar parece tener aplicación la siguiente ecuación de tipo Sieder-Tate:

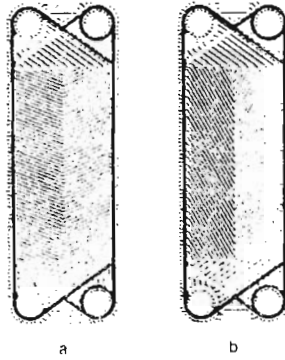
$$Nu = \text{Constante} (Re Pr d_H/L)^{0.333} (\mu/\mu_w)^{0.14} \quad 338$$

Donde la constante = 1.86 a 4.50, dependiendo esto del diseño geométrico.



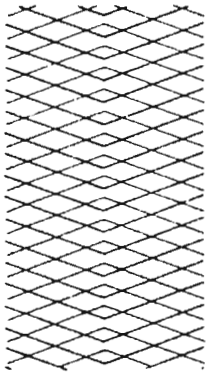
Esquema de un cambiador de placas de dos pasos para cada fluido.

Fig. 80 .

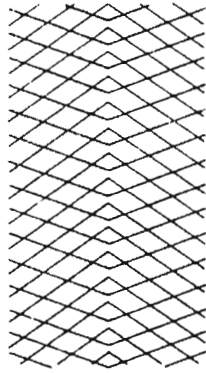


a. Placa de alta θ

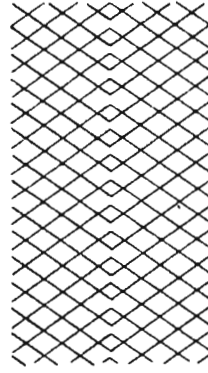
b. Placa de baja θ



Módulo H
(alta + alta)



Módulo M
(alta + baja)



Módulo L
(baja + baja)

Fig. 81

Las velocidades nominales para líquidos "acuosos", en flujo turbulento se sitúan generalmente en la zona de 0.3 a 1.0m/seg., pero las velocidades verdaderas pueden superarla por un factor de cerca de hasta 4, debido a los efectos de las corrugaciones. Todas las ecuaciones de transferencia de calor y de pérdida de carga se basan, sin embargo, en la velocidad nominal o en el flujo por canal. La erosión, muy difícilmente constituye el factor dominante, ya que las limitaciones en las caídas de presión determinarán, generalmente, las velocidades de flujo viables máximas. Los Cambiadores de Placas de material relativamente suave, por ejemplo: bronce, aluminio, trabajando con suspensiones arenosas pueden estar sujetas a ataques por golpeo, la experiencia indicará el flujo máximo por canal que pueda manejarse con seguridad para una aplicación dada.

Si examinamos las características de varias placas, notaremos que la mayoría posee coeficientes de película semejantes a una determinada pérdida de carga y para una serie de propiedades dadas de los fluidos. En lo sucesivo será usada como base, agua a una temperatura media de 40°C.

Al evaluar el trabajo de cualquier cambiador de calor, el término "Pérdida de Carga Específica" (J) puede ser empleado. Este se define como la pérdida de presión por NUT (Número de unidad de transferencia), a saber:

$$J = \Delta P / \theta$$

339

El término θ representa el número de unidades de transferencia y se define como:

$$\theta = (\dot{m} t)_{\max} / \Delta t_m = kA / (V \rho C_p)_{\min} \quad 340$$

En tanto que los valores de θ alcanzados por paso para varios tipos de placas, varían considerablemente (0.15 hasta cerca de 4), la figura 83 muestra que la mayoría de ellas (área sombreada) posee una relación J contra h (coeficiente de película) muy semejante.

Jensen nos dice que los valores óptimos de J , para todas las placas disponibles comercialmente, se aproximan a 4.5 psi/NUT, de modo que para la mayoría de las placas el coeficiente de película para agua a 40°C, en condiciones óptimas para los costos de bombeo, depreciación, etc., estará alrededor de 13,500 Kcal/m² °C/h. Tres líneas se ven en la figura 83 con valores inferiores de h , a un valor dado J , marcadas A, B y C. La curva A se refiere a una placa especial con espaciamiento mayor que el normal, proyectada para trabajos con bajos valores de θ , o para aplicaciones que incluyan fluidos, con un elevado contenido de sólidos. La curva B es para una placa proyectada con propósito similar, pero teniendo relativamente pocas corrugaciones por área unitaria (y por consiguiente menos puntos de contacto).

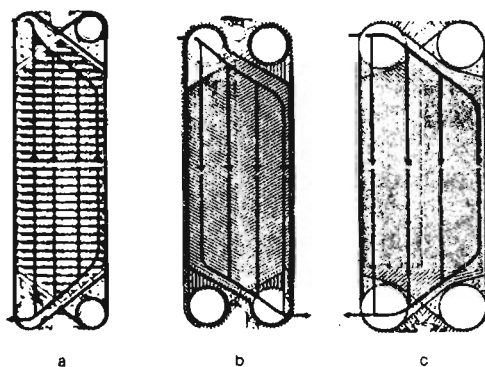


Fig. 82

La curva C representa una placa que, para todos los fines y efectos, es lisa - la separación entre una y otra se consigue mediante espaciadores estampados que tienen poco efectos en el patrón de flujo.

Aún así para estos tres tipos, de "menor" eficiencia, a un valor óptimo de J , pueden esperarse valores para H , de 8,000 a 10,000 Kcal/m²/°C/h, ó 1,600 a 2,000 BTU/ft²/°F/h.

Por tanto, dado que un cambiador de calor de placas tiene, normalmente, idéntica geometría de canal para los dos fluídos, se obtendrán coeficientes de película similares para caídas de presión por paso parecidas cuando los dos fluídos tienen propiedades similares.

Bajo condiciones óptimas ($J = 3\text{mwg}/\text{NUT} = 4.5 \text{ psi}/\text{NUT}$), se puede esperar, por tanto, que un cambiador de calor de placa, agua/agua, alcance un coeficiente de transferencia total de calor

limpio del orden de $U = 5,000 \text{ Kcal/m}^2/\text{°C/h}$, si sus placas fueran de acero inoxidable u otro material de conductividad semejante, con 0.5 a 1.0 mm. de espesor.

Pérdida de carga en los cambiadores de placas.

Cualquier requisito razonable de pérdida de carga puede satisfacerse normalmente con bastante aproximación, en un cambiador de calor de placas debido a la naturaleza extremadamente flexible de los parámetros de diseño; tipo básico, tamaño, cantidades y disposición de las placas.

Los diseños geométricos de los canales para ambos fluídos son normalmente idénticos, de modo que, al contrario de un cambiador tubular, el de placas producirá pérdidas de carga idénticas para flujos iguales de fluídos semejantes. No obstante, para ciertas aplicaciones bien definidas, puede ser posible el empleo de canales especiales para uno de los fluídos, un ejemplo es el uso de promotores de turbulencia en fluídos viscosos de baja conductividad.

Factores de fricción, calculados a partir de la velocidad nominal, son descritos por Usher como 10 a 60 veces más altos para flujo turbulento en el canal de un cambiador de calor de placas que para flujo en el interior de un tubo, con el mismo número de Re. Empero, el trabajo de Usher cubre una gama relativamente pequeña de tipos de placas y parece que algunos

tipos pueden tener factores de fricción, hasta 400 veces mayores del que se presenta en un tubo, al mismo número de Re.

La figura 84 muestra el factor de fricción, F_f vs N_{Re} para un cierto tipo de placa, y se puede ver que en un flujo con turbulencia perfectamente desarrollada el factor de fricción será cerca de 100 veces mayor de aquel para un tubo normal a un mismo valor de Re.

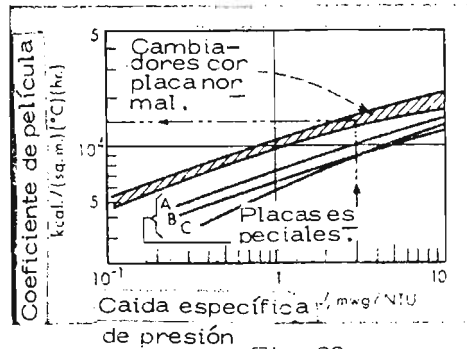


Fig. 83

Las velocidades nominales son bajas, y las longitudes nominales de las placas no exceden 1.80m, de forma que el término $(m^2/2g)L$ en la ecuación general de pérdida de carga es muy inferior a lo que sería en el caso de un cambiador tubular, además, los pasos necesarios son relativamente pocos —operación de paso simple, frecuentemente alcanzará el valor NUT requerido (hasta 4, con valores bajos de J) de manera que la pérdida de carga es utilizada eficazmente para la transferencia de calor y las pérdidas, por cambios de dirección "inúti-

les" de flujo, son reducidas al mínimo.

Corrección de media logarítmica de las diferentes temperaturas. Algunos trabajos publicados parecen insinuar que el cambiador de calor de placas puede operar en condiciones de flujo iguales. Esto no es así, sino que de pasos iguales, (figura 85), para los dos fluidos; y cuando la relación de flujos V_{\min}/V_{\max} no es inferior a 0.7, los sistemas de pasos asimétricos permiten trabajar con relaciones de flujo muy diferentes. Eso se verifica, sin embargo, a expensas de un factor substancial de corrección a la media logarítmica de la diferencia de temperaturas, para compensar las condiciones parciales de corriente en paralelo que existen entonces.

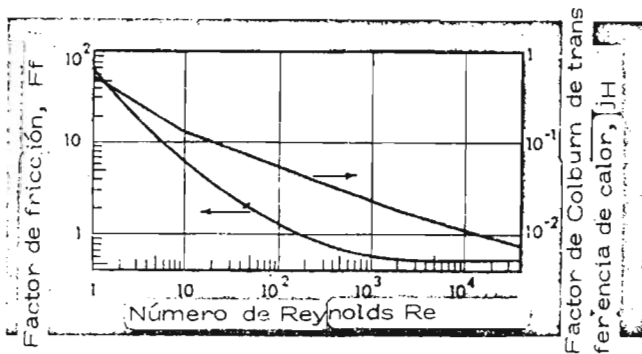


Fig. 84

Buonopane, Troupe y Morgan indican que, para ambos fluidos en flujo de paso simple (contra-corriente), un factor de corrección promedio de 0.95 deberá ser aplicado a la MLDT. Esto está indicado en la figura 85, donde se puede ver, que, con

cerca de 2.5 NUT, el factor para un arreglo 1/1 es realmente 0.95.

El factor de corrección que debe ser aplicado para sistemas de pasos múltiples teniendo números desiguales de pasos para los dos fluidos es sustancial, empero no tan grande como el que sería requerido para diseños tubulares, debido a la ausencia de pérdida por flujo cruzado y deflectores. La figura da los valores aproximados de f_k para sistemas de varios pasos a NUT hasta 11.

La derivación matemática de esos factores es extremadamente complejo, aún para los casos más simples requiere el empleo de computadoras para la resolución de las diferentes ecuaciones involucradas. Buonopane, y Foote presentan modelos matemáticos para varias formas de agrupamiento de placas.

Las derivaciones teóricas son, con todo, en su mayoría, demasiado limitadas en visión y de naturaleza muy compleja para uso práctico, de modo que se adopta normalmente una aproximación más empírica.

Este método, (sobre el cual se basa la figura 85) está apoyado en un sin número de suposiciones y simplificaciones, tales como que el coeficiente de película no cambia apreciablemente en ninguno de los fluidos durante su paso por el cambiador, y que la relación de flujo en los canales V_{\min}/V_{\max} está situa-

do entre 0.7 y 1). Exámenes locales con empleo del más depurado método a base de computación, indican una sorprendente consonancia con tales supuestos.

Consideraciones de los costos de bombeo.

Usher muestra que para una pérdida de energía dada (caballo potencia por área unitaria), el cambiador de calor de placa produce coeficientes de película más elevados que un cambiador tubular (considerando solo el flujo en el interior del tubo). El diagrama dado por él vale para un solo tipo de placas, más ese tipo parece ser representativo de la mayoría disponible comercialmente. La figura 86 indica que todos los tipos de placas siguen esa regla general aún los señalados con A, B y C en la figura 83.

En la estimación de los varios tipos de cambiadores de calor, la cuestión de los costos de bombeo debe tenerse en cuenta, pues representará, probablemente, la parte mayor de costos operacionales. Los Cambiadores de Calor de Placas ofrecen nítidas ventajas en este sentido.

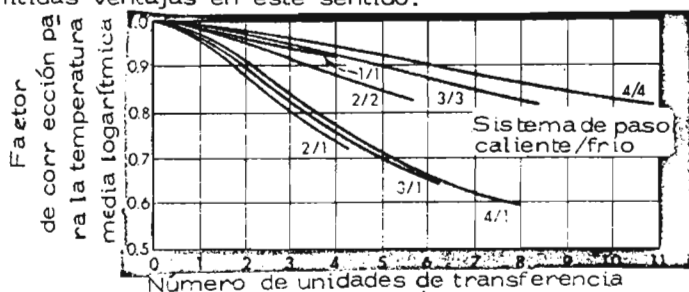


Fig. 85

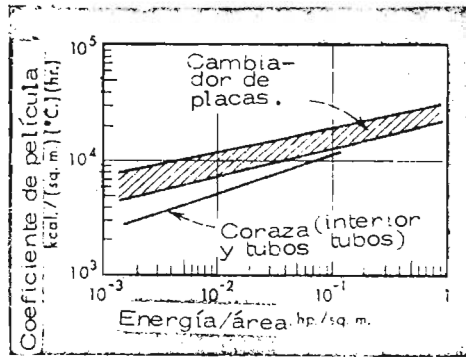


Fig. 86

Ensuciamiento

Los coeficientes de transferencia total de calor dados hasta ahora no incluyen las incrustaciones, cuya presencia, casi inevitable, reduce dichos valores. A un J óptimo, el cambiador de placa tendrá un valor U_k para agua/agua cerca de 3,000 a 4,000 Kcal/m²/°C/hr ó 600 a 800 BTU/ft²/°F/hr, cuando se incluye un factor de ensuciamiento razonable.

Los factores de incrustaciones requeridos en los cambiadores de calor a placas son bajos en comparación con los comúnmente usados en aparatos tubulares por seis motivos:

- 1.- Los grados de turbulencia elevados mantienen los sólidos en suspensión.
- 2.- Las superficies de intercambio térmico son pulidas. Para algunos tipos, pueden ser extremadamente pulidas.

- 3.- No hay "espacios muertos" donde los fluídos puedan estancarse, como por ejemplo junto a los deflectores, a los lados de la carcasa de un cambiador tubular.
 - 4.- Puesto que la placa está hecha necesariamente, de un material no sujeto a corrosión profunda (siendo relativamente delgado), no hay deposición de productos de corrosión a los cuales se puede adherir incrustaciones.
 - 5.- Altos coeficientes de película tienden a producir bajas temperaturas superficiales para el fluído (usualmente el culpado por la formación de incrustaciones).
 - 6.- Extremadamente fácil de limpiar. El pequeño volumen retenido y la elevada turbulencia en un cambiador de calor de placas (aunado a la ausencia de espacios muertos), significa que los métodos de limpieza químicos, son efectivos. Y si se requiere limpieza mecánica, todas las partes en contacto con los fluídos son fácilmente accesibles.
- Los factores de incrustación recomendados para cambiadores de calor de placas (al menos para los de placas onduladas) son los siguientes, admitiéndose operación con pérdida de carga económica ($J = 3 \text{ mC } T/\text{NUT} = 4.5 \text{ psi/NUT}$):

FLUIDOFACTOR DE INCRUSTACION

Agua

$$M^2 \text{ } ^\circ\text{C H/KCAL} \times 4.88 = \\ \text{FT}^2\text{H/BTU.}$$

Agua Desmineralizada o
destilada

0.00001 -----

Agua Municipal (suave)

0.00002 -----

Agua Municipal (dura),
calentamiento

0.00005 -----

Agua Torre de enfriamiento

0.00004 -----

Agua Mar (costera) o estuario

0.00005 -----

Agua Mar (oceano)

0.00003 -----

Agua Río, canal, etc.

0.00005 -----

Agua Chequeta de motor

0.00006 -----

Aceite lubricante

0.00002 a 0.00005

Aceite vegetal

0.00002 a 0.00006

Solventes orgánicos

0.00001 a 0.00003

Vapor

0.00001

Fluidos de proceso

0.00001 a 0.00006

b) CAMBIADOR DE CALOR ESPIRAL

Características de diseño.

El cambiador de calor espiral, SHE, llamado algunas veces cambiador de placas en espiral, fue diseñado originalmente para la industria de la celulosa, en la cual había frecuentes casos de ensuciamiento severo y corrosión. Fue uno de los primeros cambiadores hechos con acero inoxidable.

La superficie de intercambio térmico consiste de dos placas largas espaciadas y enrolladas sobre un centro abierto, formando un par de pasajes concéntricos. El espacio entre las placas se mantiene por medio de espaciadores soldados sobre ambas chapas. Dependiendo del tipo de cambiador las chapas que lo forman pueden estar dobladas y soldadas entre sí, o bien, maquinadas contra las tapas para prevenir "bypass".

Su fabricación se lleva a cabo en materiales cuya característica principal sea el poder ser trabajados en frío y que sean soldables, tal como son: acero al carbón, acero inoxidable, Hastelloy B y C, Niquel, aleaciones de aluminio, titanio y aleaciones de cobre. El uso de recubrimientos de resinas fenólicas, entre otras, le pueden proteger de la corrosión cuando se usa agua de enfriamiento. Así mismo se utiliza protección catódica para evitar corrosión, esta es una práctica habitual al emplearse en trabajos tales como el enfriamiento de

oleum, y ácido sulfúrico.

Los cambiadores espiral se diseñan usualmente para soportar toda la diferencial de presión en cada pasaje. Dado que cada vuelta de la espiral debe llevar su presión, el espesor de la placa en cada vuelta debe ser tal que soporte la presión de diseño, y de acuerdo a esto varía entre 1.98mm (0.078") y 7.93mm (0.3125"). La presión máxima de diseño es 10.5 Kg/cm² (150 psi.), sin embargo para diámetros pequeños, la presión puede ser en ocasiones mayor. Las limitaciones en los materiales de construcción gobiernan las temperaturas de diseño.

Arreglos en el flujo.

El cuerpo espiral puede llevar tapas de forma que se obtengan tres diferentes arreglos en el flujo: 1) Ambos fluidos en flujo espiral; 2) Un fluido en flujo espiral y el otro en flujo axial através de la espiral; 3) Un fluido en espiral y el otro en una combinación de axial y espiral.

Flujo espiral en ambos canales.- En este tipo I, fig. 87 los extremos estan formados y soldados alternativamente, de forma que un canal está abierto en un lado y el otro canal en el lado contrario. Al remover sus tapas se tiene acceso a uno de los canales, el abierto, según el extremo que

se abra. Así pues este modelo incluye tapas iguales en ambos lados. En este arreglo los fluidos fluyen, usualmente, en contracorriente, con el lado frío entrando a la periferia y fluyendo hacia el centro; y el lado caliente entrando en el centro y dirigiéndose hacia la periferia.

Este tipo puede montarse con los ejes verticales u horizontales. Encuentra amplia aplicación en servicios líquido-líquido, y para gases o vapores condensables si los volúmenes no son demasiado grandes para manejarse en los pasajes. La sección transversal de flujo tiene valor máximo de: 464.51cm^2 (72 pulgadas cuadradas).

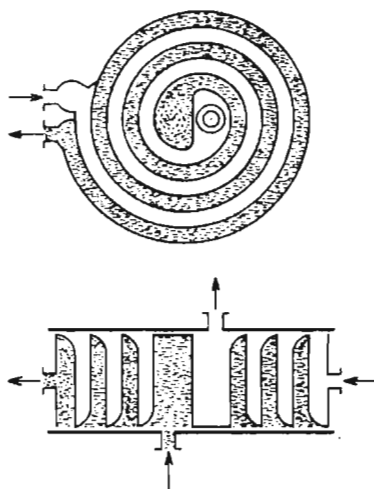


Fig. 87

Flujo espiral en un canal, axial en el otro.- En este modelo, II Fig. 88, uno de los canales está cerrado completamente tanto en la parte superior como inferior, mientras que el otro canal está abierto completamente permitiendo así un flujo cruzado verticalmente a la espiral. Este tipo está diseñado para manejar volúmenes grandes en el lado abierto de flujo cruzado, el otro fluido fluye en la espiral cerrada en flujo espiral.

El cuerpo espiral puede equiparse con tapas cónicas o extensiones planas, su diversidad tiene como objeto adecuarse al trabajo que se realizará y al volumen que se manejará.

Este modelo es apropiado para los trabajos en que existe una gran diferencia en los volúmenes de los dos líquidos. Esto incluye servicios de líquido-líquido, enfriamiento o calentamiento de gases, condensación de vapores, o rehedidores. Puede ser fabricado con uno o más pasos en el lado de flujo axial. Y puede montarse con los ejes de la espiral verticales u horizontales (verticalmente es lo usual para condensación y ebullición).

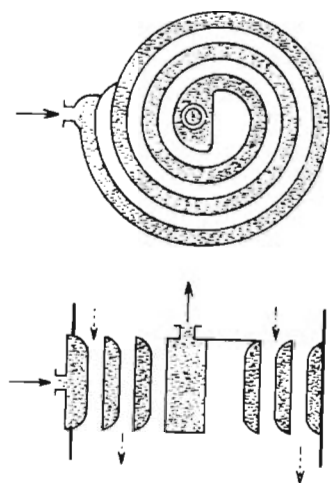


Fig. 88

Flujo combinado.- En el tipo III, fig. 89, un canal está abierto en la parte superior y el otro en la parte inferior, como en el tipo I; pero la tapa superior, en cambio, está recortada en su centro y equipada con un distribuidor (en la figura se ve como un cono), de forma que un gran volumen puede entrar en flujo cruzado, distribuyéndose simultáneamente en la parte central de los canales interiores. Cuando el volumen de vapores se ha reducido por condensación parcial al contacto con la superficie enfriada por el líquido que fluye en la espiral, el volumen restante se sobre enfría en con

tracorriente al fluir en las espirales periféricas que forman los canales cerrados por la tapa anular arriba y por la tapa plana abajo.

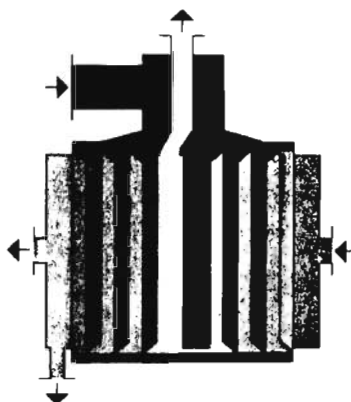


Fig. 89

La fig. 90 muestra el tipo IV de cambiador de calor espiral llamado también tipo G, el cual está especialmente diseñado para usarse como condensador montándose en lo alto de una columna o torre. Un canal, para el fluido enfriante, está cerrado totalmente y los vapores provenientes de la columna entran por la parte inferior. Los vapores pasan hacia arriba por el centro y se distribuyen en flujo cruzado - descendiendo por las espirales centrales. El flujo entonces es, en principio, como en el tipo III, pero el condensado puede drenarse bajo control. Como en el tipo III, el venteo y

los condensados pueden enfriarse a cualquier temperatura requerida si está cercana a la temperatura del fluido frío que podrá hacer intercambio de calor en contracorriente.

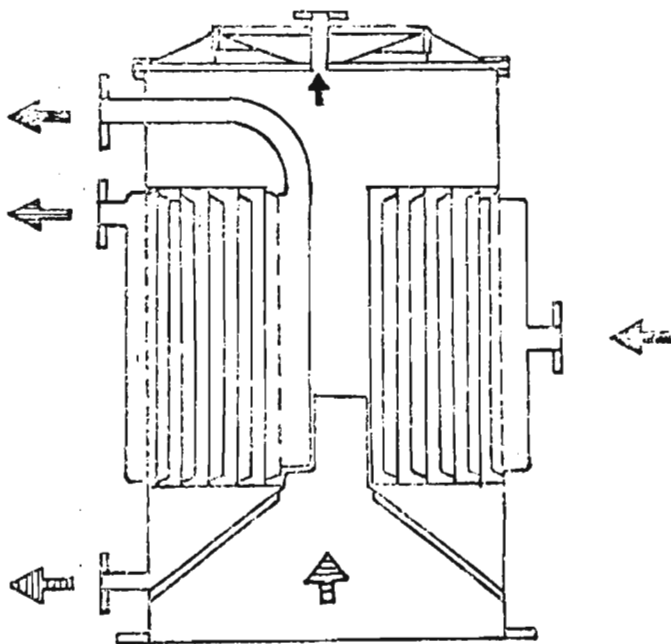


Fig. 90

El cambiador de calor espiral, generalmente construido para cada caso particular, puede diseñarse con un espaciamiento en sus canales entre 5 y 25mm. el diámetro máximo es de 56", y la superficie de transferencia térmica llega hasta 150 - 200 m², estimándose la mínima económica en 0.459m² (5ft²).

El tipo I puede montarse vertical u horizontalmente, puede también confeccionarse con las boquillas dispuestas en forma simétrica de forma que, al girarse, las boquillas coinciden con las tuberías pero se intercambian los canales, lo cual hace posible la limpieza química y el retrolavado. Para presiones bajas puede diseñarse sin espaciadores en los canales.

Al presentar un flujo en espiral se produce un constante esfuerzo cortante sobre los fluidos que provoca turbulencia, la cual redundará en un coeficiente de película alto, disminuye las posibilidades de depósitos y aumenta la resistencia a la corrosión. Particularmente el diseño espiral es útil para el manejo de líquidos viscosos o con un alto contenido de sólidos en suspensión. La tendencia al ensuciamiento es reducida dada la excelente distribución de flujo y la turbulencia que se obtiene en un solo paso largo sin "bypass" y sin estancamientos.

El tipo I alcanza, para todos los propósitos prácticos, verdadero flujo a contracorriente.

Debido a su compactibilidad y ya que el fluido frío en su más baja temperatura generalmente se sitúa en la espiral extrema, las pérdidas por radiación son pequeñas y no se requiere habitualmente, aislamiento.

El cambiador de calor tipo espiral no es apropiado para servicios de alta presión. La presión máxima depende del tama

ño, pero un promedio puede ser 15 atmósferas. La presión de diseño es generalmente menor de 10 atm.

Algunos criterios prácticos sobre el montaje y operación de este tipo de cambiador, espiral, se pueden resumir como sigue:

Montaje.-

Las tuberías que van al cambiador de calor deberán conectarse de manera que permita su expansión.

Cuando las tuberías están frías y las bridas de conexión no están apretadas, deberá quedar entre ellas un espacio igual al grueso de la junta más algún milímetro extra.

En las tuberías que vayan de las posibles bombas al cambiador de calor deberán ponerse válvulas de cierre. El cambiador de calor no deberá conectarse a bombas de pistón.

Puesta en marcha.-

Cambiador tipo 1 (líquido-líquido).

Para este tipo de cambiador no importa cual es el líquido que se vierte primeramente.

Ambos canales deberán purgarse de la manera que se describe más abajo.

Cambiadores tipo 2 y 3 (condensadores y enfriadores de gas)

Cuando el medio que proporciona calor es vapor, el medio refrigerador deberá verse primero con el fin de que el canal

B esté lleno antes de aplicar el vapor.

Lo antes expresado también se aplica cuando se trata de funcionamiento intermitente y/o cuando la temperatura del medio enfriador es controlada automáticamente.

Purga.-

Cambiadores en posición vertical

El canal A deberá purgarse a través de la válvula de purga.



El canal B es autopurgable.

Cambiadores en posición horizontal



Estos aparatos son autopurgables mientras los caudales del líquido (y por lo tanto las velocidades de paso) se mantengan dentro de los valores indicados.

Generalidades.-

Las bombas que pueden haber para la alimentación del cambiador de calor deberán ponerse en marcha contra válvulas cerradas que luego deberán abrirse lentamente para evitar los golpes de presión.

Cierre.-

El cierre también deberá hacerse lento. Si el aparato ha de estar largo tiempo sin funcionar deberán vaciarse ambos canales, especialmente si hay riesgo de congelación o si

los medios son corrosivos.

Cambiadores montados verticalmente.

Drenar el canal A a través de la conexión inferior del tubo, la válvula de purga puede estar abierta.

El canal B se vacía a través de la válvula de drenaje.

Cambiadores montados horizontalmente.

Se vacían quitando las tapas.

Desmontaje del aparato.-

Antes de desarmarse deberá vaciarse el aparato. Al volver a armarlo deberá verificarse que las juntas no estén deterioradas.

Al colocarse las tapas deberá cuidarse que ocupen sus lugares respectivo y que estén en posición (la periferia del cuerpo espiral no es un círculo perfecto), en los anillos de los bordes de las tapas y del cuerpo espiral hay estampadas marcas de identificación las cuales deben aparejarse.

También habrá que cuidar que todos los pernos de enganche estén bien puestos y bien apretados.

Limpieza.-

Los depósitos en las superficies de calentamiento pueden ser lavados en la mayoría de los casos . Cuando se trata de aparatos de material inoxidable, los depósitos orgánicos pueden lavarse con ácido nítrico diluído. En casos más difíciles de-

berá consultarse con un especialista en lavado químico.

Los depósitos de barro o de fibra pueden ser separados en la mayoría de los casos con un potente chorro de agua aplicado al lado del cuerpo espiral.

Atención.-

Antes de inspeccionar un canal habrá que cerciorarse antes de quitar la tapa, de que ambos canales del cambiador del calor no tienen presión. Si se quiere inspeccionar uno de los canales mientras el otro tiene presión, la tapa deberá sustituirse por barras de sostén, ya que de no hacer así el cuerpo espiral puede ser presionado hacia afuera y deteriorado.

La reparación sobre las soldaduras puede hacerse con facilidad ya que la mayoría de ellas se encuentran accesibles. Más complicados de reparar son los daños por corrosión en las partes internas de los canales. En la mayoría de los casos se debe cortar parte por parte la chapa metálica hasta alcanzar la dañada. Afortunadamente la reparación de los cambiadores de tipo espirales poco frecuente si se elige adecuadamente el material.

La limpieza manual puede hacerse fácilmente en los modelos que carecen de espaciadores en los canales, pero esto implica una espesor mayor en la placa, lo cual puede ser antieco-

nómico cuando se emplean aleaciones.

Criterios básicos y formulaciones empíricas en el diseño de cambiadores de tipo espiral.

En el caso particular del cambiador espiral I, usado primordialmente para líquido/líquido, ambos fluidos tienen las mismas características de caída de presión y transferencia térmica ya que ambos pasajes tienen la misma conformación.

Para un cambiador dado, la sección transversal de un pasaje puede ser más de cuatro veces la otra ya que el espaciamiento puede ir de 4.76mm a 25.4mm (3/16" a 1").

La mayoría de los cambiadores de tipo espiral se usan en trabajos de líquido/líquido, y es en ésta área donde se han hecho trabajos más extensos. Coons, trabajando en la Universidad de Alabama, reportó coeficientes de película para flujos turbulentos y laminares. Estos trabajos establecieron que los coeficientes de transferencia térmica obtenidos se conforman a los de tubos, y que las ecuaciones convencionales para tubos se pueden emplear también en los cambiadores de calor tipo espiral. Determinaron también que el flujo turbulento ocurre a números de Re alrededor de 1400 y 1800. Sander, reportó que, en efecto, no existe verdadero flujo laminar en el cambiador de calor espiral debido a los espaciadores que crean flujo turbulento. Sin embargo, también re-

portó que un flujo turbulento completamente desarrollado no se dió a un número determinado de Re, sino que dependía de la relación L/s (longitud del pasaje dividido por el espaciamento).

En la evaluación de los datos de prueba, hecha por Sanders, se buscó desarrollar ecuaciones empíricas para la transferencia de calor que cubrieran el rango completo de flujo, desde el laminar, transitorio, hasta el turbulento. Así se determinó la ecuación para transferencia de calor para líquidos en flujo transicional y turbulento:

$$Nu = Pr^{0.25} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.17} (0.0315 Re^{0.8} - 6.65 \times 10^{-7} \left(\frac{L}{s} \right)^{1.8}) \quad 341$$

En la práctica, a Re sobre de 30,000, el factor L/s es despreciable ya que no tiene influencia. Esta ecuación se usa generalmente para Re sobre 1,000.

La ecuación para la caída de presión en cambiadores de calor espiral debe tomar en cuenta los espaciadores. Esta ecuación para líquidos es:

$$\Delta P = \frac{LV^2 (s.g.)}{415} \left[\frac{A}{Re^{0.33}} + B + \frac{16.4}{L} \right] \quad 342$$

Debe notarse que en todos los trabajos con espirales el diámetro hidráulico se toma como dos veces el espaciamento ya que, en la mayoría de las unidades el ancho del pasaje es considera-

blemente mayor que su espaciamiento.

El desarrollo de las ecuaciones de transferencia de calor en cambiadores de calor tipo espiral para líquidos se ha basado siempre en la asunción de que existe verdadero flujo a contracorriente y no se requiere, por tanto, corrección a la media logarítmica de temperaturas. Podría arguirse que el flujo no es realmente a contracorriente ya que en toda la unidad cada pasaje está unido a una vuelta descendiente y otra ascendiente del otro pasaje. Sin embargo, si se requiere hacer la corrección, ya está tomada en cuenta en la ecuación establecida para el coeficiente de transferencia. No se han llevado a cabo trabajos experimentales para determinar el coeficiente de transferencia para gases o para condensación en la misma cantidad que para líquidos, esto es debido principalmente a la limitación que implica el área transversal para manejar los flujos.

En el caso de enfriamiento de aire el coeficiente se calcula a partir de la ecuación para el interior de tubos:

$$h = 0.0144 \frac{C_p}{(25)^{0.2}} \left(\frac{W}{WS} \right)^{0.8} \quad 343$$

En la condensación bajo flujo espiral, el coeficiente de película para el vapor que se condensa se calcula en base a las ecuaciones convencionales para condensado en superficies verticales. Convertida a la nomenclatura de espirales, la ecuación

resuelta:

$$h = 102 \left[\frac{.10^4 k^3 (s.g.)^2}{W T_c} \right]^{0.25} \quad 344$$

Cuando se requiere sobre enfriamiento, con objeto de calcular el coeficiente se estima la profundidad del condensado en el canal. Así se estima el coeficiente de película para el enfriamiento del condensado y de los no condensables.

Normalmente se dividen los cálculos para diversas zonas con un coeficiente total y una LMTD calculada para cada zona.

Obviamente estos cálculos son efectuados actualmente en forma expedita por medio de calculadoras electrónicas. En la mayoría de los casos el flujo se considera a contracorriente pura y no se corrige la LMTD.

Las limitaciones para el uso de los espirales con flujo de este tipo en ambos canales son principalmente las presiones, dado que la presión de diseño máxima de aproximadamente 10.05Kg/cm² (150 psi)

Dado que una unidad simple está limitada a una sección transversal por pasaje de 464.51cm² (72 pulgadas²) y a una superficie de transferencia de 165.28m² (1,800ft²), si se requiere una sección transversal o superficie mayores se hace necesario emplear unidades múltiples. En muchos casos, se ha encontrado económicamente factible el uso de bancos de unidades múltiples.

Dada la escasez de literatura sobre el tema de los cambiadores de calor tipo espiral, especialmente sobre su diseño y

cálculo termodinámico, reproducimos el trabajo de Minton al respecto. Este autor presenta un método de cálculo que combina las ecuaciones clásicas, de tipo empírico, para coeficientes de película con las ecuaciones de balance de calor y con las correlaciones que describen la geometría del cambiador. La ecuación resultante se escribe de nuevo en tres grupos separados que contienen factores relacionados a las propiedades físicas del fluido, la función o trabajo del cambiador y el diseño mecánico o arreglo de la superficie de intercambio térmico. Estos grupos se multiplican por un factor numérico para obtener un producto que es igual a la fracción de la fuerza directriz o diferencia media logarítmica de temperatura, que se disipa a través de cada elemento de resistencia en el camino del flujo de calor. Cuando la suma de los productos de las resistencias individuales iguala a uno, el diseño de prueba puede tomarse como satisfactorio. El significado físico es que la suma de las caídas de temperatura a través de cada resistencia es igual a la diferencia media logarítmica de temperaturas. La caída de presión para ambos fluidos debe corroborarse para asegurar que estén dentro de límites aceptables. Usualmente, varios intentos son necesarios para obtener un balance satisfactorio entre la transferencia de calor y la caída de

presión.

La Tabla D-1 del apéndice, resume las ecuaciones usadas en el método señalado. Las columnas de la izquierda enlistan las condiciones a las cuales se aplica cada ecuación, las segundas columnas proporcionan las formas normales de las correlaciones que para coeficientes de películas se encuentran en los textos. Las columnas restantes corresponden a los factores numéricos, de propiedades físicas, trabajo y diseño mecánico; todos los cuales forman juntos la ecuación dimensional. El producto de estos factores da la fracción de la caída total de temperatura o fuerza directriz a través de la resistencia.

Como se estableció, la suma de $\Delta T_h / \Delta T_m$, factor de fluido caliente, $\Delta T_c / \Delta T_m$ factor de fluido frío, $\Delta T_s / \Delta T_m$ factor de ensuciamiento, y $\Delta T_w / \Delta T_m$ factor de placa, determinan la a decuación de la transferencia de calor.

La descripción de las ecuaciones de la Tabla D-1 del apéndice es la siguiente:

Ecuación 1.- Sin cambio de fase (líquido), $Re > Re_c$; es para números de Re mayores que el crítico. Debido a que el término $(1 + 3.54 De/Dh)$ no es constante para ningún cambiador, se usó en este sistema de ecuaciones un promedio con valor de 1.1.

Ecuación 2.- Sin cambio de fase (gas), $Re > Re_c$; es para gases con números de Re mayores que el crítico. Dado que el número de Prandtl en gases comunes es aproximadamente igual a 0.78, y la viscosidad interviene solo como $\mu^{0.2}$, la relación de las propiedades físicas para gases es esencialmente constantes. Estas constantes, al combinarse con el coeficiente numérico de la Ecuación 1 para eliminar el factor de propiedades físicas en gases, resulta en la Ecuación 2. Como en la ecuación 1, el término $(1+3.54De/D_h)$ se ha tomado como 1.1.

Ecuación 3.- Sin cambio de fase (líquido), $Re < Re_c$; para líquidos en flujo laminar a ΔT moderada y con gran viscosidad cinemática (μ/ρ). La certeza de la correlación decrece conforme las condiciones de operación o la geometría de la superficie de intercambio se cambian para incrementar el efecto de la convección natural. Para un espiral:

$$(D/L)^{1/3} = \left[12^{1/2} De/(D_h d_s)^{1/2} \right]^{1/3} = 2^{1/3} (d_s/d_h)^{1/6} \quad 345$$

El valor de $(d_s/d_h)^{1/6}$ varía de 0.4 a 0.6. Para este sistema se ha usado un valor de 0.5.

Ecuaciones de transferencia de calor, flujo espiral o axial.

Ecuación 4.- Condensación de vapor, vertical, $Re < 2,100$;

Para condensación de película de vapores sobre una placa vertical con un Re terminal menor de 2,100. La carga de conden-

sación para placas verticales es $\Gamma = W/2L$. Para Re sobre de 2,100, o para números altos de Pr , la ecuación deberá ajustarse por medio de la gráfica de Dukler, como lo analizaron Lord, Minton y Slusser. Para usar más convencionalmente la ecuación 4, la constante en ella deberá ser multiplicada por la relación entre el valor obtenido por la ecuación de Nusselt y la gráfica de Dukler. Lo anterior se aplica solo a la condensación de vapores. Los gases no condensables en el vapor decrecen el coeficiente de película, esta reducción depende de las magnitudes relativas de las cargas térmicas en el enfriamiento del gas y el trabajo total de enfriamiento y condensación.

Ecuación 5.- Subenfriamiento de condensado, vertical, $Re < 2,100$; para películas laminares en capas descendentes sobre placas verticales, Esta ecuación es para aplicarse cuando el condensado proveniente de un condensador vertical, debe ser enfriado debajo del punto de ebullición. En estos casos, es conveniente tratar el condensador-sobreenfriador, como dos cambiadores separados; el primero operando solo como condensador (no sobreenfriando), y el segundo sólo como enfriador de líquido. La fig. 91 muestra las consideraciones que deben hacerse para determinar la altura de cada sección,

así como para calcular las temperaturas intermedias que permitirán el cálculo de LMTD.

La Ecuación 4 se utiliza combinada con expresiones apropiadas para otras resistencias a la transferencia de calor para calcular la altura de la sección de sobreenfriamiento.

En el caso de la sección sola de sobreenfriamiento (ver fig. 91) la diferencia media aritmética de temperaturas $\frac{(T_{hm} - T_{cm}) + (T_{h1} - T_{c1})}{2}$, es la que se emplearía sustituyendo a la diferencia media logarítmica.

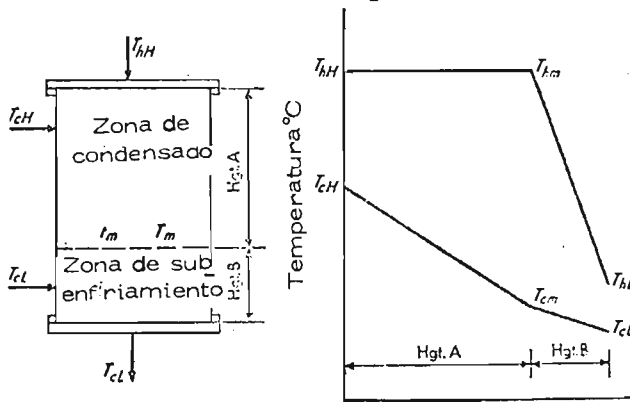


Fig. 91

Ecuaciones para transferencia de calor.- Flujo Axial.

Ecuación 6.- Sin cambio de fase (gas), $Re \geq 10,000$; para gases con Re mayor de 10,000. Nuevamente, dado que el factor de propiedades físicas para fases comunes es esencialmente una constante, esta constante se combina con el factor numérico en la Ecuación 6 para dar la Ecuación 7.

Ecuación 8.- Condensación de vapores, horizontal Re 2,100; para condensación en película sobre placas espirales con flujo axial y con un Re terminal menor de 2,100. Para una placa espiral la carga de condensado (Γ) depende de la longitud de la placa y el espacio entre las placas adyacentes. Para cualquier longitud de placa y espaciamiento de canal, el área de transferencia térmica por cada 360 grado de envolvente se incrementa con el diámetro de la espiral. El número de revoluciones afecta a la carga de condensado en dos formas: (1) los cambios de área de transferencia, que resultan en más condensado que se forma en las espirales externas; y (2) la longitud efectiva sobre la cual se forma el condensado está determinado por el número de revoluciones y por el ancho de la placa. La ecuación presentada depende del valor $L/7$ para el número efectivo de espirales. Por lo tanto, la carga de condensación está dada por:

$$\Gamma = W (1,000)^{0.7} (12) / 4HL = 21,000 W/HL \quad 346$$

Ecuación 9.- Ebullición en núcleos, vertical; para ebullición en núcleos sobre placas verticales. En un análisis riguroso de un hervidor-termosifón, el cálculo de transferencia térmica se combina con el de hidrodinámica para determinar la velocidad de circulación por el rehervidor. Sin embargo, para la mayoría de los propósitos de diseño, no se hace nece-

sario este cálculo. Para presión atmosférica y mayores, el supuesto de ebullición nucleada sobre la altura total de la placa produce resultados satisfactorios. Este mismo supuesto conduce a resultados sobre estimativos cuando se aplica en vacío.

Un factor Σ , de condiciones de la superficie, aparece en la correlación para coeficientes de ebullición. Este factor es una medida del número de sitios de nucleación para la formación de burbujas sobre la superficie calentada. La ecuación para $\Delta T_f / \Delta T_m$ contiene Σ' (el recíproco de Σ), el cual tiene valor de 1.0 para cobre y acero, 1.7 para aleaciones de níquel-cromo, y 2.5 para superficies pulidas.

Ecuaciones para Transferencia de calor - placa

Ecuación 10 y 11.- Transferencia de calor a través de la placa; para calcular el factor de placa. La forma integrada de la ecuación de Fourier es $Q/\theta = (k_w A T_w)/X$, siendo X el espesor de la placa. Expresada en forma de coeficiente de película, $h_w = 12 k_w / \Delta p$. La ecuación 10 se usa siempre que está involucrado un calor sensible de cualquiera de los fluidos. La Ecuación 11 se aplica cuando se transfiere calor latente de ambos fluidos.

Ecuaciones para Transferencia de calor - ensuciamiento.

Ecuación 12 y 13, para ensuciamiento; para conducción de ca

lor a través de incrustación ó depósitos de sólidos. El diseñador selecciona el coeficiente de ensuciamiento basándose en su experiencia. Coeficientes de ensuciamiento de 1,000 a 500 (factores de ensuciamiento de 0.001 a 0.002) requieren normalmente cambiadores 10 a 30% mayores que para servicio limpio.

La selección del factor de ensuciamiento es arbitraria y, usualmente, dado que los datos existentes no son suficientes para asumir certeramente un valor de ensuciamiento en un servicio dado. Generalmente, el ensuciamiento en los espirales es considerablemente menor que para los equipos tubulares. Ya que el ensuciamiento varía con el material, la velocidad y la temperatura, la extensión de la influencia de estos factores sobre el diseño depende de las condiciones de operación y, en un grado mayor, del diseño mismo.

La ecuación 12 se usa para la transferencia de calor sensible para cualquiera de los fluidos, y la Ecuación 13 se usa cuando se transfiere calor latente en ambos lados de la placa.

Ecuaciones para la caída de presión - Flujo espiral

Ecuación 14, Sin cambio de fase, $Re > Re_c$; se basa en las ecuaciones propuestas por Sander. El término A en la ecuación de Sander puede alcanzarse muy aproximadamente por

el valor de $28/(d_s + 0.125)$. El término B corresponde a los espaciadores. El factor 1.5 considera 18 espaciadores por pie cuadrado y un diámetro de espaciador de 5/16 pulg. Ecuación 15, Sin cambio de fase, $100 < Re < Re_c$; se basa nuevamente en la ecuación de Sander. Para este régimen de flujo, el término A puede aproximarse al valor de $103.5/d_s + 0.125$). Como en la ecuación 14, el factor 1.5 considera los espaciadores.

Ecuación 16, Sin cambio de Fase $Re < 100$; también basada en la ecuación de Sander. Para este régimen de flujo el término A puede aproximarse por el valor de $2,170d_s^{1.75}$. En este régimen de flujo los espaciadores tienen efecto reducido sobre la caída de presión, y cualquier efecto de esa índole en la ecuación de Sander.

Ecuación 17, Condensación; para calcular la caída de presión de vapores condensable y es idéntica a aquella para la que no hay cambio de fase, 'excepto por el factor 0.5 usado en la ecuación de condensación. Para condensadores totales, la velocidad de flujo en peso a usarse en el cálculo deberá ser el flujo de entrada. Dado que el flujo promedio en condensadores parciales es mayor que en los totales, el factor de multiplicación deberá ser 0.7 en vez de 0.5.

Ecuaciones para Caída de presión - Flujo Axial

Ecuación 18.- Sin cambio de fase, $Re > 10,000$; es una expresión de la ecuación de Fanning para fluidos no compresibles, en la cual el factor de fricción $f = 0,046/Re^{0,2}$. La ecuación ha sido revisada para considerar las pérdidas de presión en las boquillas de entrada y salida. La ecuación incluye también la corrección por la presencia de los espaciadores.

Ecuación 19.- Condensación; nuevamente, es idéntica a la de sin cambio de fase, excepto por el factor 0.5. Igualmente, para condensadores parciales, deberá usarse el valor de 0.7. Para condensadores en lo alto de las torres de destilación, debe sumarse la caída de presión en el tubo central.

c) Cambiadores de calor de Lamellas

El intercambiador de calor de Lamellas, abreviado LHE, es una modificación del intercambiador clásico de carcasa y tubos, siendo la diferencia principal que los tubos son planos en vez de redondos, ver fig. 92. Este tipo de cambiador fué desarrollado en Suecia por Torsten Ramen en 1939; el primer modelo de este tipo fue usado en la industria de la pasta papelera, pero su aplicación a la industria química fue muy pronta gracias a sus especiales características de diseño y funcionamiento.

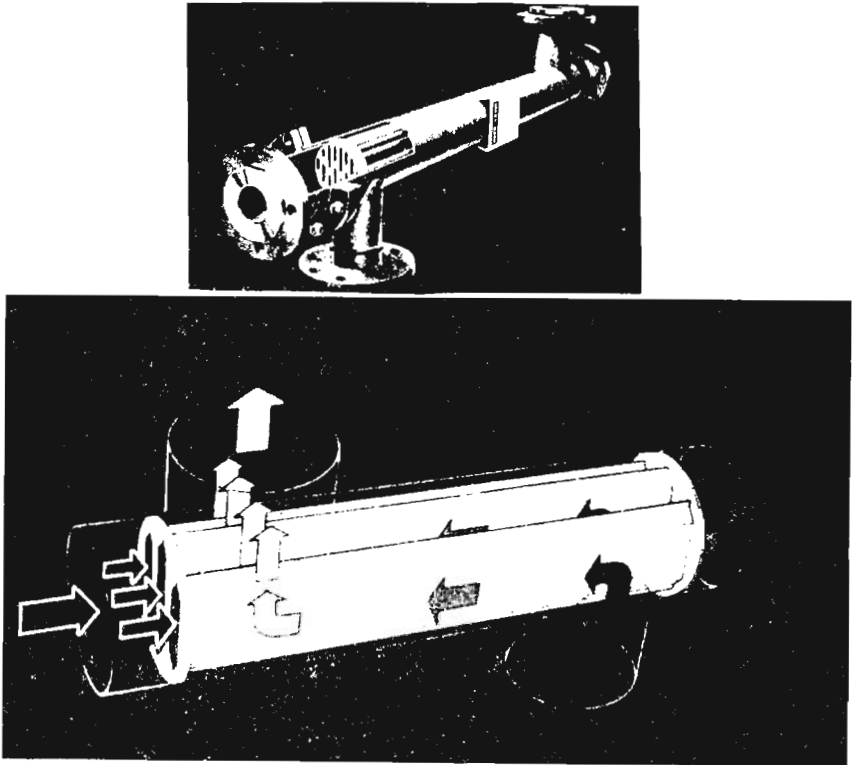


Fig. 92

Construcción.-

Para explicar la construcción del intercambiador de calor de Lamellas es útil compararla con la del bien conocido equipo tubular. Como en el caso del cambiador de coraza y tubos el de lamellas consiste en una batería de lamellas (corresponde al haz de tubos) y una coraza envolvente.

La expansión longitudinal entre el haz de lamellas y la coraza se absorbe por medio de una junta de expansión, o bien por fuelles. El haz de lamellas es la característica distintiva e interesante. El material de partida es chapa metálica rolada en frío de anchos normales. Esta chapa metálica se introduce a una máquina perfiladora que le dá la conformación de lamella, al mismo tiempo es cortada a la longitud deseada. Dos de tales chapas ya conformadas se ensamblan una contra la otra y se sueldan, por medio de electrodo de roldana, en los puntos de contacto. De esta forma se obtiene el elemento básico del cambiador: la lamella, ver fig. 93.

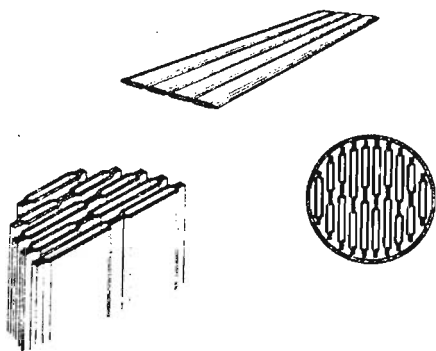


Fig. 93

El primer equipo de este modelo fue construido en forma rectangular; en la actualidad su geometría es idéntica a la de los cambiadores convencionales de coraza y tubos, es decir, cilíndrica.

Para asegurar que todo el diámetro de la coraza está cubier_ to por las lamellas y se aproveche así al máximo su capaci_ dad para contener area de transferencia térmica, cada lame_ lla se manufactura en forma individual a partir de tres me_ didas primarias. Cada hilera de lamellas se ensambla por medio de varias unidades de menor tamaño de forma que su longitud total cubra expresamente la longitud de la cuerda que les corresponde dentro de su ubicación en el ancho de la sección circular de la coraza. Sucede así, como se ve en la fig. 92, que las cuerdas de menor longitud se cubren con una sola unidad básica o lamella.

Los extremos del haz de lamellas se sueldan con arco de argón, y en vez de usar espejos, la soldadura se lleva a cabo sobre los extremos de las lamellas doblados entre sí, o bien utilizando piezas metálicas que las unen entre ellas, dependiendo esto del espaciamiento que se requiere entre las lamellas. Ver fig. 94.

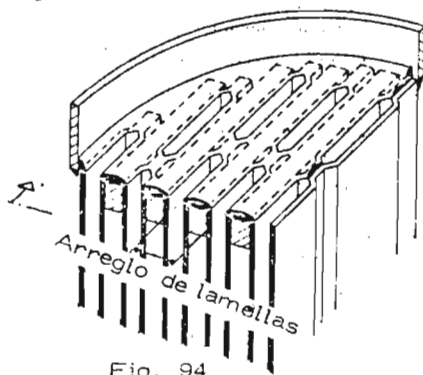
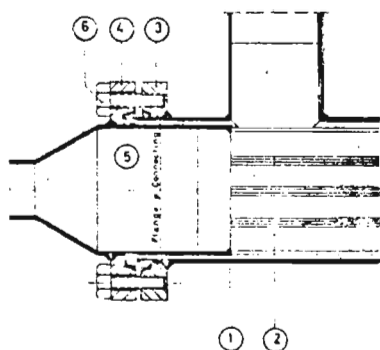


Fig. 94

La soldadura de los extremos es muy importante y por ello se usa un procedimiento especial que redundará en una configuración especialmente redondeada a la entrada de cada ducto, lo cual reduce las pérdidas de presión en las entradas. Esta forma de construcción, aunada al hecho de que el equipo resulta muy compacto, es decir, utiliza poca área de transferencia térmica para un trabajo dado, evita el uso de espejos en el interior del equipo. Esto se debe tanto al hecho de que no existan "pasos" en el interior, como el que la construcción del haz de lamellas le hace suficientemente rígido como para no requerir soportes en su longitud. La eliminación de estos espejos, hace que se pueda tener una mayor seguridad en la obtención de flujo a contracorrientes pura, obteniéndose así una mayor eficiencia térmica, eliminación de áreas muertas y reducción notable en las posibilidades de depósitos y ensuciamiento.

Los extremos del haz de lamellas, sellado completamente por soldadura, fig. 95, se une de igual forma a las boquillas de entrada y salida. De esta forma el lado de las lamellas queda aislado del de la coraza por estar totalmente unido por soldaduras metálicas.

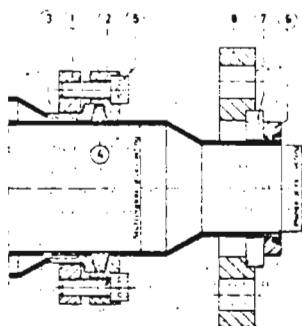
En el extremo fijo del haz de lamellas la cubierta del canal está equipada con una brida externa la cual se atornilla a la brida de la coraza. Fig. 96.



- 1.- Coraza
- 2.- Banco de lamellas
- 3.- Brida
- 4.- Brida
- 5.- Empaque
- 6.- Tornillo

Conexión de bridas entre la coraza y el banco de lamellas

Fig. 95



- 1.- Caja de brida
- 2.- Caja de brida
- 3.- Caja de anillo
- 4.- Caja de empaque
- 5.- Tornillo
- 6.- Anillo soldado
- 7.- Disco de ruptura
- 8.- Brida loca

Fig. 96

En el lado flotante del haz existe un sello de teflón que cierra el lado de la coraza. El extremo del haz de lamellas tiene, en este lado flotante, una brida "suelta". Removiendo esta brida y desatornillando las bridas del lado fijo, es muy sencilla la extracción del haz de lamellas. Fig. 96.

Para requerimientos especiales, por ejemplo alta temperatura, alto vacío ó sello absoluto contra gas, el sello de teflón puede reemplazarse por fuelles de expansión. El sello del lado de la coraza puede hacerse ya sea por una brida interna con empaque, fig 97, ó por medio de un sello de soldadura, fig. 98.

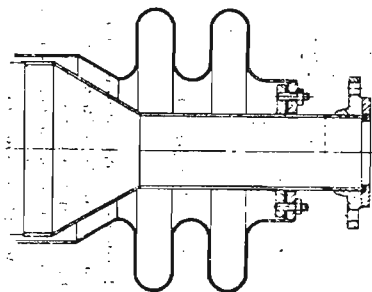


Fig. 97

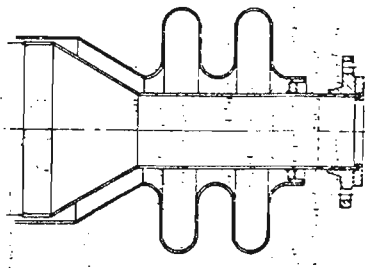


Fig. 98

Ya que es posible seleccionar, previamente a su construcción, el tamaño de las lamellas, su espacio interior y su espaciado externo entre ellas, los canales de flujo para ambos fluidos pueden dimensionarse de forma que se utilice la caída de presión permisible en la forma más eficiente. Por lo tanto es posible alcanzar la mayor transferencia térmica con una superficie pulida. El espacio más reducido disponible y la distribución uniforme de flujo también mejoran la transferencia de calor.

Diseño.

Una serie de modelos básicos sirve para seleccionar el diámetro de la coraza con divisiones uniformes desde 100 mm (4 in) en etapas de 25mm (1 in) hasta 1000 mm (39 in).

La longitud de las lamellas puede ajustarse para satisfacer la especificación de área de transferencia; pueden usarse largos de hasta 6m. Por cada metro de longitud empleado se reducirá el diámetro del cambiador; el modelo VR100 (100 representa el diámetro de la coraza en mm), tiene una superficie térmica de $1 \text{ m}^2 / \text{m}$, y el tipo VR500 da $34 \text{ m}^2 / \text{m}$. La tabla 13

TABLA 13

Área por metro de longitud en tamaños normales de coraza.

TIPO	DIAMETRO	ÁREA POR METRO DE LONGITUD		
((in)	(mm)	(m^2)	(ft^2)
VR100	4	101	1.15	12.4

200	8	203	5.14	54
300	12	304	11.9	128
500	20	508	33.9	364
700	28	711	66.3	615
900	36	914	109.5	1180
1000	39	990	135.5	1460

Uno de los mayores equipos construidos en este modelo de lamellas tiene un diámetro de 1.1 metros (3 pies x 7 pulg.) y una longitud de 6 metros (19 pies 6 pulg) con una superficie de intercambio de 600 m² aprox. (6 000 pies cuadrados).

Para seleccionar las dimensiones de estos equipos podemos elegir el diámetros y longitud dentro de ciertos límites y podemos también seleccionar el espaciamiento dentro y entre las lamellas. Así es posible ajustar las áreas de flujo de forma que estén proporcionadas a las cantidades de los fluidos que circulan por ellas. Normalmente el espaciamiento varía entre 3mm y 8mm; un ejemplo de variación amplia en los volúmenes sería el de un condensador de vapor a baja presión, en el cual el agua de enfriamiento circularía por el interior de las lamellas, cuyo espaciamiento sería 3mm, mientras que el vapor pasaría entre las lamellas donde el espaciamiento sería de 7mm. El área de flujo vendría a ser así 4 veces mayor en el lado del vapor. Variando cuidadosamente estas cuatro di-

mensionese; diámetro, longitud, espacio interior y exterior, se puede obtener una eficiencia óptima.

La presión de diseño normal en equipos de lamellas es de 10 kg/cm² (150 lb/pulg.² g.) cuando las lamellas tienen un espesor de 1.5mm.

Para presiones más altas se manufacturan las lamellas con espesores de 2mm. Se han construido equipos para presiones de 50 kg (710 lb/pulg.² g.), pero el límite superior parece ser más alto aún. Bajo prueba, un equipo de lamellas diseñado para presión de 10 kg. cedió al estar a una presión de 200 atm., y la falla ocurrió en la placa metálica permaneciendo intacta la soldadura.

Este tipo de cambiadores de calor se construyen en todo material soldable, desde acero al carbón hasta aleaciones de materiales finos. Normalmente se manufacturan en acero inoxidable y en aleaciones de níquel pero cualquier material soldable puede emplearse, por ejemplo, titanio, monel, hastelloy, etc.

El diseño de estos equipos guarda tanta similitud con los equipos convencionales de coraza y tubos que no es nuestra intención detenernos en este punto. Sin embargo, debe notarse la diferencia en cuanto al diámetro hidráulico, Dh:

$$Dh = \frac{4 \times \text{área de flujo}}{\text{circunferencia}} \quad 347$$

el cual en este caso de cambiadores de lamellas tiene un valor aproximado de:

$$Dh = 2 \times \text{el espaciamiento} \qquad 348$$

Debido a su construcción compacta, es posible en la mayoría de los casos, obtener altas velocidades de flujo en ambos medios, lo cual junto con los pequeños diámetros hidráulicos produce muy altos coeficientes de transferencia térmica en la película de pared. Para un cambiador agua-agua, el coeficiente total práctico oscila entre $1500 - 2500 \text{ Kcal/m}^2\text{H}^\circ\text{C}$ - - - $(315-520 \text{ BTU/h Ft}^2\text{ }^\circ\text{F})$; y para un condensador de vapor estará sobre $2500 \text{ Kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$ ($520 \text{ BTU/hft}^2 \text{ }^\circ\text{F}$).

Un punto muy importante en la selección de las dimensiones es la determinación del factor de ensuciamiento, el cual, cuando sea posible, debe señalarse de acuerdo a la experiencia práctica. En los equipos de lamellas no ocurren frecuentemente incrustaciones severas y en la práctica deben ser desmantelados para limpieza mecánica en muy contadas ocasiones.

Mantenimiento y reparación.

El montaje y puesta en marcha de este tipo de equipos es absolutamente igual al seguido para equipos convencionales, señalaremos solo algunos criterios sobresalientes para completar la presentación de este tipo.

En el montaje de estas unidades debe mantenerse el criterio de conservar espacio suficiente para la posible extracción del haz de lamellas y que cualquiera que sea su posición (vertical u horizontal) no sea en detrimento en el cabezal de bombeo. Las tuberías que conectan al equipo deben ser flexibles para evitar que la expansión de la unidad imponga esfuerzos al equipo.

Los condensadores deben montarse de forma que el condensado drene fácilmente y, cuando se tenga la presencia de no condensables, es necesario un venteo. Si las bombas pueden producir una presión mayor que la de diseño, se debe instalar una válvula de seguridad en la línea antes del cambiador.

En la puesta en marcha conviene hacer circular el agua de enfriamiento en primer lugar, especialmente en el caso de condensadores; después se incrementará gradualmente la presión y se purgará el aire inmediatamente después de la puesta en marcha. Para trabajos de líquido/líquido es preferible un incremento gradual de los flujos y presiones.

Para extraer el haz de tubos deben seguirse los pasos:

- 1.- Eliminar los tornillos de las bridas adyacentes a las tuberías y al extremo móvil del cambiador.
- 2.- Deslizar hacia atrás la brida suelta, quitar el anillo y sacar la brida suelta.

3.- Quitar tornillos de la brida de la coraza y del extremo fijo.

4.- Extraer el haz de lamellas.

Las lamellas son largas y flexibles, su limpieza es simple en el lado de la coraza. En el interior de las lamellas se puede hacer limpieza química como sigue:

a) Unidades de acero inoxidable (depósitos libres de cloruros)

1.- Circular una solución de ácido nítrico al 2% en volumen a 48.8°C (120°F), como máximo, por un período de 30 min.

2.- Limpie cuidadosamente con un chorro de agua.

b) Unidades de acero al carbón y de inoxidable.

1.- Circula una solución al 2% en volumen de metafosfato de sodio a 48.8°C (120°F).

2.- Límpie con chorro de agua.

Cuando se tiene presencia de cloruros sobre superficies de acero inoxidable, la unidad debe limpiarse inmediatamente después de ponerla fuera de operación.

La reparación de estas unidades es muy fácil en cualquiera de sus puntos soldados, no así en el interior de las lamellas; en caso de daño interior, la lamella dañada debe ser bloqueada, ya que su extracción es muy difícil y se lleva a cabo contando la del haz.

C.- OTROS TIPOS

Aunque ya no corresponde al objetivo específico de este "estudio comparativo", conviene mencionar otros tipos de equipos para intercambio indirecto de calor; con esto deseamos ilustrar someramente otras posibilidades dentro de la práctica general del intercambio térmico y dejar una puerta abierta a ulteriores estudios comparativos más amplios.

Así pues, nos limitamos a mencionar la existencia de cambiadores de calor como son:

1.- Cambiadores de calor de placas aletadas.

Los primeros equipos de placas aletadas fueron construidos en bronce durante la Segunda Guerra Mundial para uso en aviones. En 1950 se construyeron con el fin de usarse en la producción de oxígeno para una acería. En la industria de proceso se utilizan placas aletadas de aluminio para servicios de temperaturas de -45°C (-50°F), y en procesos de separación de gases en operaciones fluctuantes entre -239.9°C y -267.7°C (-400 y -450°F).

El diseño de las aletas que forman este equipo, ver fig. 99, puede ser: Horizontal, ondulado o en forma de espina de pescado. Las condiciones máximas de diseño han sido 42 Kg/cm^2 y (37.7°C) (600 psi y 100°F).

Estos equipos se usan con mezclas de gases, líquidos y vapor-líquido, para transferir calores sensibles, de evaporación,

y de condensación.

- 2.- Enfriadores de cascada. Consisten en una serie de tubos montados horizontalmente, uno sobre otro. El agua de enfriamiento cae sobre los tubos en cascada y sale por un drenaje a propósito. Existen enfriadores de cascada de vidrio, grafito impermeable, acero al carbón y otros materiales diversos.
- 3.- Cambiadores de vidrio. Existen equipos de vidrio contruidos en formas diversas; unidades de coraza y tubos, enfriadores de cascada, cambiadores de tubo doble, tipo de bayoneta, de tipo "boil". Ver figura 100.
- 4.- Cambiadores de grafito impermeable. Se construyen en formas muy diversas: tubo doble, bayoneta, enfriadores de cascada, bloques, placas de inmersión, etc.
- 5.- Cambiadores de Teflón. Existen en forma de serpentines de inmersión, haces y coraza con tubos. Apropriados en particular para manejar líquidos corrosivos.
- 6.- Cambiadores con superficie raspada. Se utilizan básicamente para servicios en los que se desea añadir o eliminar calor sensible en productos viscosos. Ver. figura 101.
- 7.- Tubos en espiral. Son muy compactos y fáciles de instalar, manejan flujos bajos y cargas térmicas pequeñas, enfrían o calientan eficientemente fluidos viscosos. Consisten de uno

o más serpentines concéntricos ensamblados entre una cubierta y un recipiente. Sus principales ventajas son: 1) son especialmente adecuados para flujos bajos o cargas térmicas pequeñas, 2) son particularmente efectivas para calentar o enfriar fluidos viscosos, 3) pueden trabajar en flujo a contracorriente (como en el caso de los cambiadores de placas en espiral, el flujo no es verdaderamente a contracorriente, pero también puede ignorarse la corrección debida a éste concepto), 4) no presentan los problemas asociados usualmente con la expansión térmica.

Sus principales limitaciones son: 1) El "multiple" que une los tubos en espiral es muy pequeño, lo cual dificulta la corrección de fugas, 2) están limitados a servicios que no requieren limpieza en el interior de los tubos (ambos canales de flujo se pueden limpiar químicamente), 3) En algunos de sus tamaños deben ser provistos de espaciadores que mantengan constante el área de flujo en el lado de la envolvente, estos espaciadores incrementan la caída de presión.

8.- Tubos aletados. Conocidos con mayor amplitud en la industria de proceso se construyen en formas muy diversas:

a) La fig. 102a muestra aletas axiales de aluminio roladas en ranuras.

b) Las figuras 102b y 102c ejemplifican tubos con aletas de fierro sobrepuestas y fijadas con soldadura.

- c) La figura 102d muestra aletas helicoidales roladas sobre un tubo de acero.
- d) La figura 102e representa aletas helicoidales formadas enrollando un filo de cobre sobre un tubo del mismo material y soldándolos.
- e) La figura 102f y figura 107g señalan la construcción de aletas utilizando un perfil de acero que se enrolla sobre un tubo.
- f) En la figura 102h se observan aletas de acero estampadas y prensadas sobre tubos.
- g) En la figura 102i se muestran pernos que hacen las veces de aletas al soldarse sobre tubos de acero.

9.- Platecoil. Con este nombre comercial se denominan las diversas configuraciones que se le pueden dar al diseño básico mostrado en la figura 103a. Las figuras siguientes 103b a f) ilustran algunas de las variantes que pueden desarrollarse.

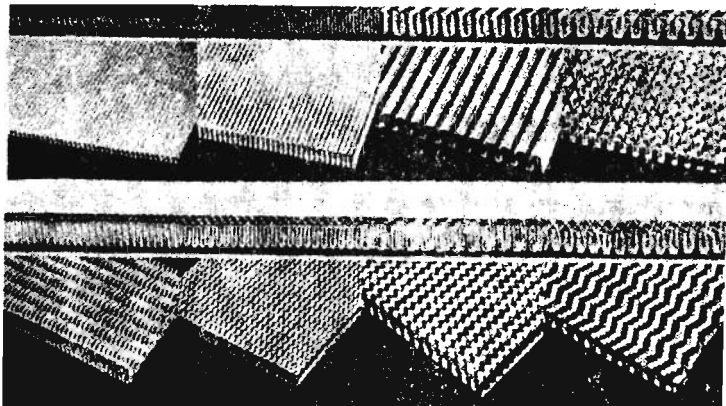


Fig. 99

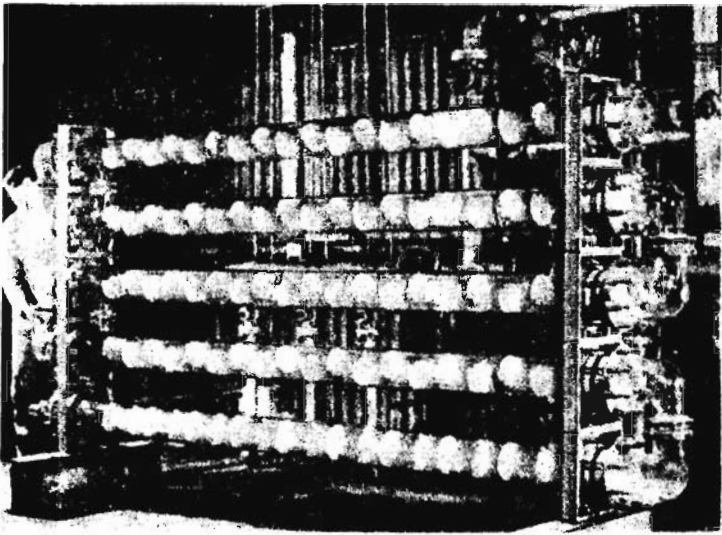


Fig. 100

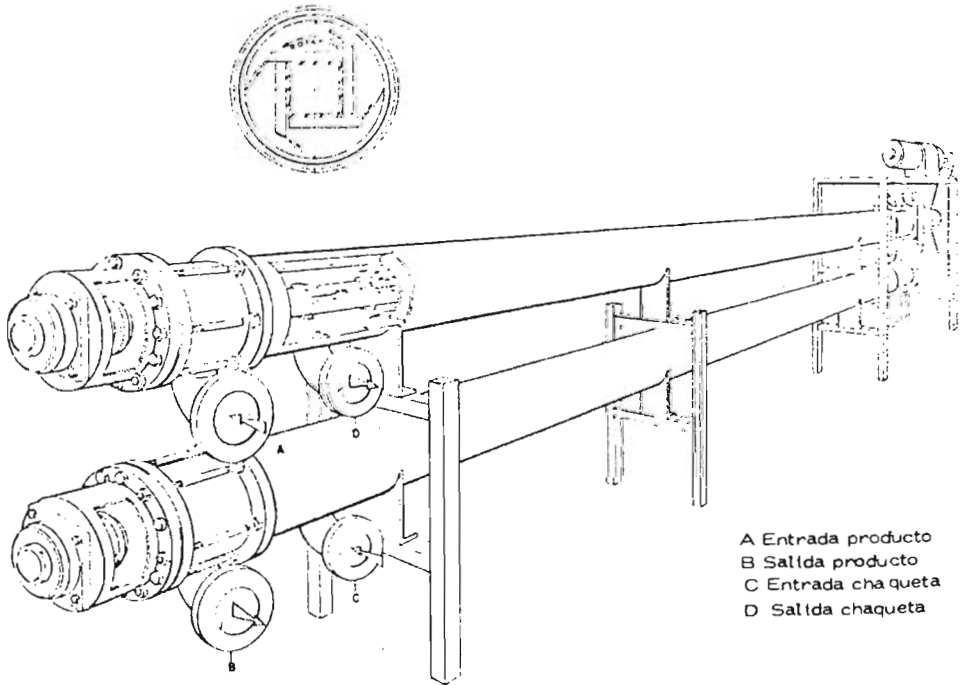
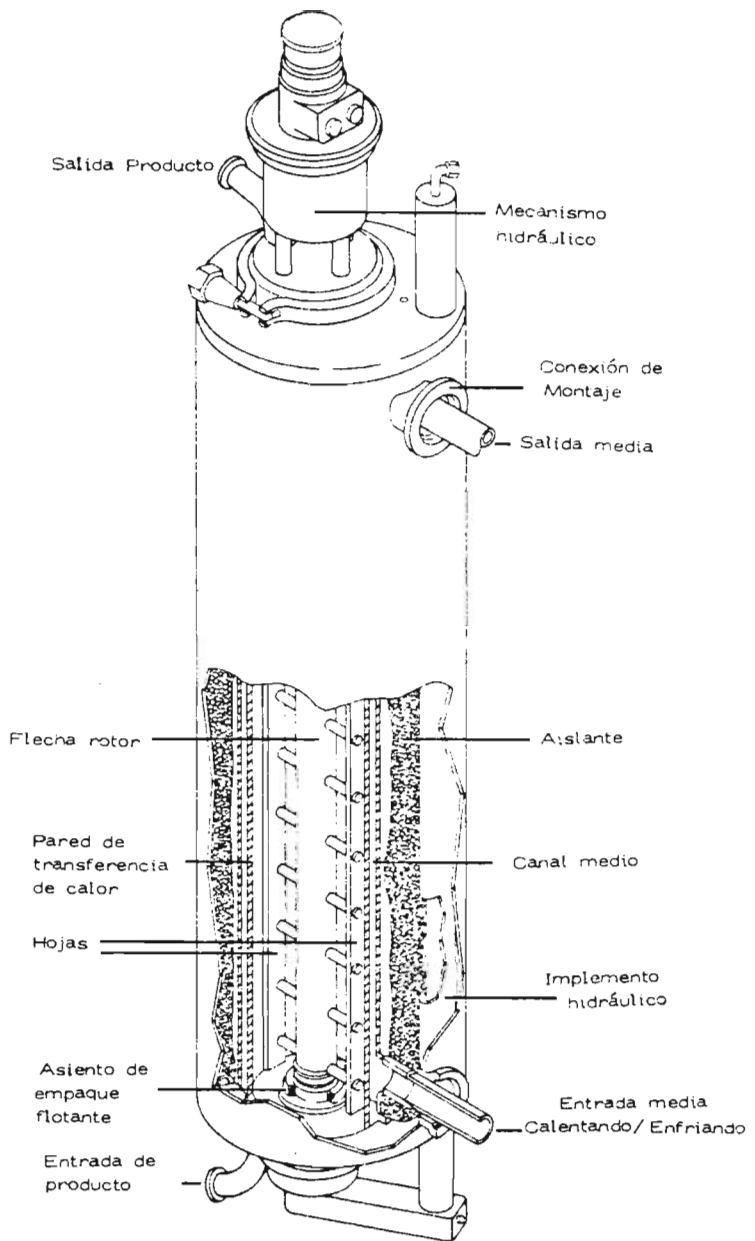


Fig. 101



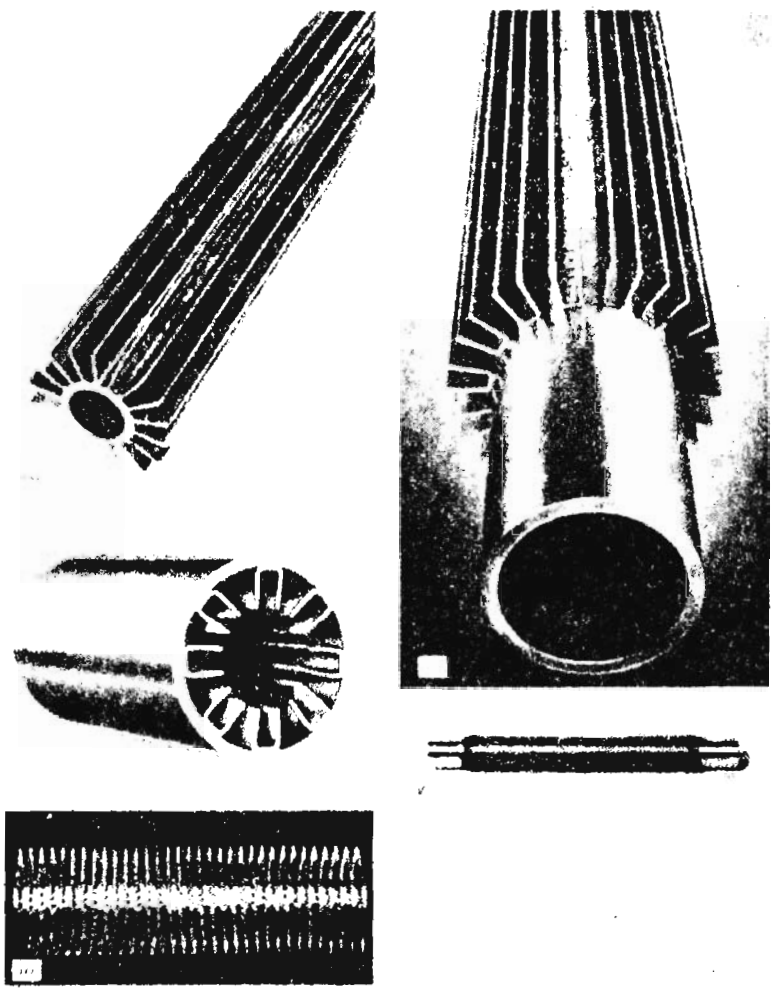
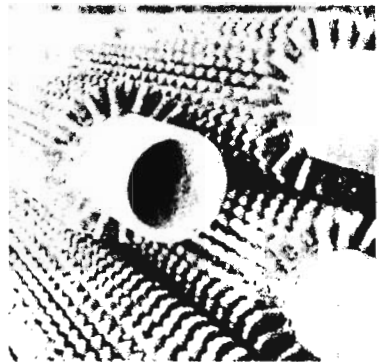
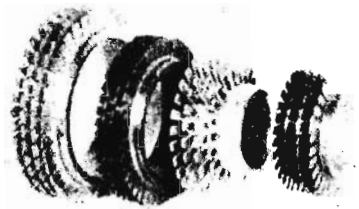
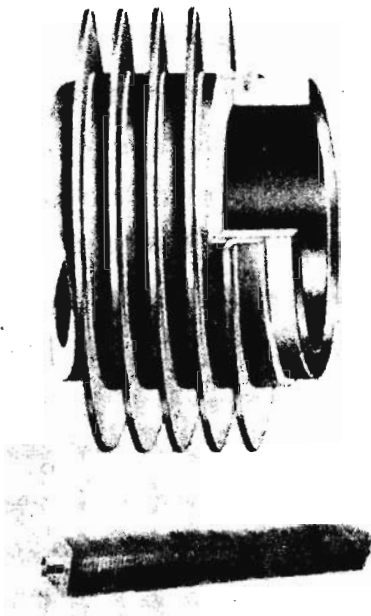
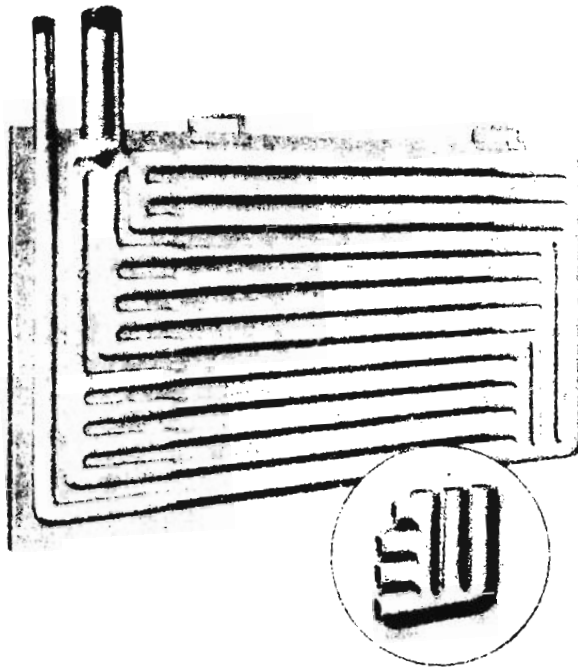
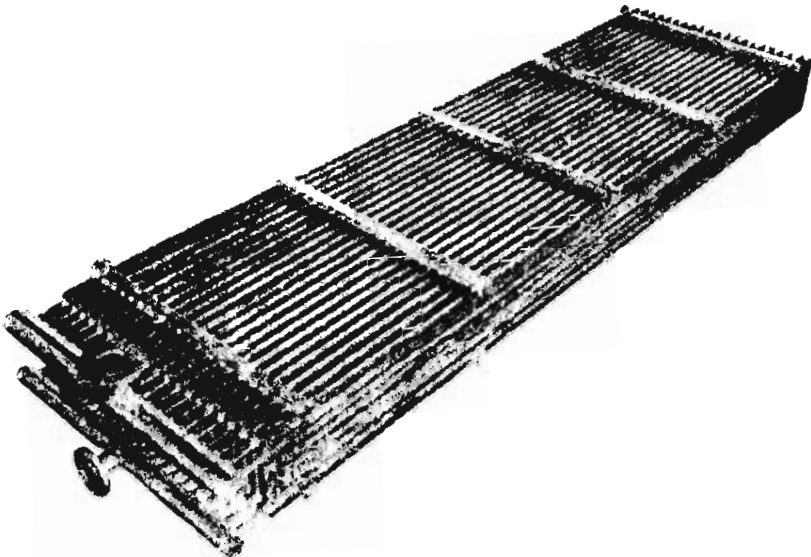


Fig. 102



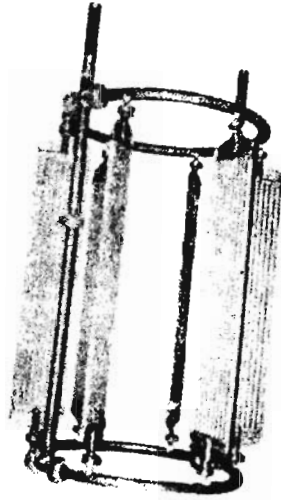


a



b

Fig. 103



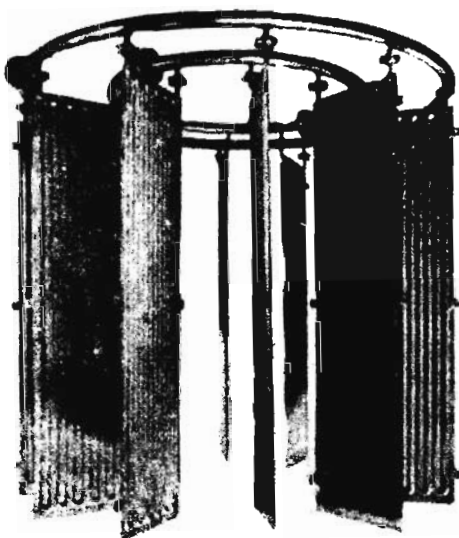
c



d



e



f

DIAMETRO ESTANDAR DE CORAZA, COMBINACION DE CANAL,
SECCION TRANSVERSAL Y DIAMETRO HIDRAULICO, LHE.

Arreglo de laminillas, 11mm
Espesor de pared, 1.5mm
Presión de diseño, 10 atg

Diámetro es- tandar de co- raza.	Superficie de calentamiento por m longi- tudinal de la- minilla, A/lm ² /m	Sección Transversal contra espaciamentos					
		Espaciamiento Si=3mm		Espaciamiento Si=4mm		Espaciamiento Si=5mm	
		So=5mm	So=4mm	So=4mm	So=4mm	So=3mm	So=3mm
		Interior Aci cm ²	Exterior Aco cm ²	Interior Aci cm ²	Exterior Aco cm ²	Interior Aci cm ²	Exterior Aco cm ²
D mm							
100	1.07	11.4	51.0	13.8	48.6	16.4	46.0
125	1.81	19.3	76.2	23.3	72.2	27.7	67.8
150	2.725	30.1	105.7	35.9	99.9	43.0	92.8
180	4.08	42.4	150.8	51.6	141.6	61.6	131.6
200	5.015	54.2	164.6	65.0	173.8	76.2	160.6
225	6.41	73.5	227.9	85.3	215.1	104.8	196.6
250	8.06	94.5	275.4	110.5	259.4	133.5	236.4
275	9.7	115.2	333.2	133.6	314.8	163.4	285.0
300	11.72	128.2	402.8	152.6	378.4	185.6	345.4
350	15.95	192.3	530.5	221.9	500.9	271.5	451.3
400	21.09	261.1	679.1	299.3	640.9	365.5	574.7
450	26.79	367.1	821.4	420.3	738.2	514.3	674.2
500	33.08	409.7	1057.6	470.0	997.3	573.4	893.9
600	47.18	561.8	1557.9	651.4	1468.3	795.8	1323.9
700	64.32	791.8	2091.8	906.4	1977.2	1105.2	1771.4
800	85.14	1042.6	2706.8	1195.8	2553.6	1458.2	2291.2
900	108.64	1338.8	3393.3	1532.4	3199.7	1871.6	2880.5
1000	134.04	1668.6	4174.7	1903.8	3939.5	2326.8	3516.5
Diámetro Hidráulico (mm)		8.7	11.5	7.4	10.5	9.0	9.8

DIAMETROS ESTANDAR DE CORAZA CON COMBINACION DE CANAL ,
AREA TRANSVERSAL Y DIAMETROS HIDRAULICOS. LHE.

Arreglo de laminilla 11mm
 Espesor de pared 2.0mm
 Presión de diseño 10-35 atg.

Diámetro es- tandar de co- raza.	Presión má- xima de di- seño.	Superficie de calefac- ción por m longitudinal de laminilla.	Area transversal contra espaciamento			
			Espaciamento So=3mm		Espaciamento So =3mm	
			Interior Act cm ²	Exterior Aco cm ²	Interior Acti cm ²	Exterior Aco cm ²
D mm	p atg	A/1 m ² /m				
100	35	1.07	11.04	45.7	13.8	43.3
125	35	1.81	19.3	67.2	23.3	63.2
150	35	2.725	30.1	92.1	35.9	86.3
180	35	4.08	42.4	130.4	51.6	121.2
200	35	5.015	54.2	151.6	65.0	148.8
225	35	6.41	73.5	195.9	86.3	183.1
250	35	8.06	94.5	235.1	110.5	219.1
275	35	9.7	115.2	284.7	133.6	266.3
300	35	11.72	128.2	344.2	152.6	319.8
350	32	15.95	192.3	350.8	221.9	421.2
400	29	21.09	261.1	573.7	299.3	535.5
450	27	26.79	367.1	687.5	420.3	634.3
500	24	33.08	409.7	492.2	470.0	831.9
600	21	47.18	561.8	1322.0	651.4	1232.4
700	12	64.32	791.8	1770.2	906.4	1655.6
800	16	85.14	1042.6	2281.1	1195.8	2127.9
900	13	108.64	1338.8	2850.1	1532.4	2656.5
1000	10	134.04	1668.6	3504.6	1903.8	3239.3
Diámetro hidráulico (mm)			5.7	9.0	7.4	8.0

DIAMETRO ESTANDAR DE CORAZA, COMBINACION DE CANAL,
SECCION TRANSVERSAL Y DIAMETRO HIDRAULICO. LHE.

Arreglo de laminillas, 13mm
Espesor de pared, 1,5mm
Presión de diseño, 10 atg

Sección Transversal contra espaciamentos									
Diámetro es- tandar de co- raza	Superficie de calentamiento por m longi- tudinal de la- minilla. A/lm ² /m	Espa- ciamiento		Espa- ciamiento		Espa- ciamiento		Espa- ciamiento	
		Si=3	So=7	Si=4	So=6	Si=5	So=5	Si=6	So=4
		Int. Aci cm ²	Ext. Aco cm ²	Int. Aci cm ²	Ext. Aco cm ²	Int. Aci cm ²	Ext. Aco cm ²	Int. Aci cm ²	Ext. Aco cm ²
D mm									
100	0.955	9.7	54.0	12.1	51.6	14.1	49.6	18.3	45.4
125	1.565	15.5	83.7	19.3	79.9	22.4	76.8	29.2	69.9
150	2.355	24.1	117.4	29.5	112.0	35.0	106.5	44.9	96.6
180	3.43	37.8	165.2	45.0	158.0	54.4	148.6	69.1	133.9
200	4.295	48.5	201.2	56.9	192.7	69.1	180.5	87.6	162.1
225	5.51	61.6	253.3	72.8	242.1	88.7	226.2	112.0	202.9
250	6.85	79.3	308.8	92.9	295.2	112.9	275.2	143.2	244.9
275	8.33	92.1	376.9	109.3	359.7	132.9	336.1	168.0	301.0
300	9.91	115.1	432.7	134.3	413.5	164.3	313.5	207.2	340.6
350	13.46	160.6	599.6	185.8	574.4	227.4	532.8	287.2	473.0
400	17.76	220.2	769.7	252.6	737.3	307.8	682.1	391.2	595.7
450	22.55	279.8	971.9	320.4	931.3	391.0	860.7	496.4	755.3
500	28.24	352.2	1187.7	402.6	1137.3	492.0	1047.9	624.0	915.9
600	40.18	468.2	1756.5	546.6	1678.1	666.6	1558.1	843.2	1381.5
700	54.90	683.2	2341.7	779.6	2245.3	951.4	2073.5	1208.8	1816.1
800	71.98	892.6	3054.2	1019.8	2927.0	1245.0	2701.8	1580.8	2366.0
900	91.51	1128.2	3859.1	1290.6	3697.4	1578.2	2409.8	2000.0	2988.0
1000	113.70	1404.2	4744.2	1606.6	4541.8	1961.8	4186.6	2489.6	3658.8
Diámetro Hidráulico (mm) (Espaciamento en mm)		5.7	15.0	7.5	14.5	9.0	14.0	10.5	13.0

DIAMETROS ESTANDAR DE CORAZA, COMBINACION DE CANAL, AREA TRANSVERSAL Y
DIAMETROS HIDRAULICOS, LHE.

Arreglo de laminilla 13mm
 Espesor de pared 2.0mm
 Presión de diseño 10-35 atg.

Diámetro es- tandar de co- raza.	Presión má- xima de di- seño.	Superficie de calefac- ción por m longitudinal de laminilla A/l m ² /m	Area transversal contra espaciamento							
			Espaciamento		Espaciamento		Espaciamento		Espaciamento	
			Si = 3	So = 6	Si = 4	So = 5	Si = 5	So = 4	Si = 6	So = 3
D mm	p atg		Int. Aci cm ²	Ext. Aco cm ²	Int. Aci cm ²	Ext. Aco cm ²	Int. Aci cm ²	Ext. Aco cm ²	Int. Aci cm ²	Ext. Aco cm ²
100	35	0.985	9,7	49,1	12,1	46,7	14,1	44,7	16,3	40,4
125	35	1.565	15,5	75,9	19,3	72,1	22,4	69,0	29,2	62,1
150	35	2.355	24,1	106,7	29,5	100,3	35,0	94,8	44,9	84,8
180	35	3.43	37,8	148,0	45,0	140,8	54,4	131,4	69,1	116,7
200	35	4.295	48,5	179,7	56,9	171,3	69,1	159,1	87,6	140,6
225	35	5.51	61,6	225,6	72,8	214,6	88,7	198,7	112,0	175,4
250	35	6.85	79,3	274,5	92,9	260,9	112,9	240,9	136,7	217,1
275	35	8.33	92,1	335,2	109,3	318,0	132,9	294,4	168,0	259,3
300	35	9.91	115,1	393,5	134,3	374,3	164,3	344,3	207,2	301,4
350	32	13,46	160,6	532,3	186,8	507,1	227,4	465,5	287,2	405,7
400	29	17,78	220,2	680,8	252,6	648,4	307,8	593,2	391,2	509,9
450	27	22,58	279,8	859,0	320,4	818,4	391,0	747,8	496,4	642,4
500	24	28,24	352,2	1046,5	402,6	996,1	492,0	906,7	624,0	774,7
600	21	40,18	468,2	1555,6	546,6	1477,2	666,6	1357,2	843,2	1180,6
700	18	54,90	683,2	2067,2	779,6	1970,8	951,4	1799,0	1208,8	1541,6
800	16	71,98	892,6	2694,3	1019,8	2567,1	1245,0	2341,9	1580,8	2006,1
900	13	91,58	1128,2	3401,9	1290,6	3239,5	1578,2	2951,9	2000,0	2530,1
1000	10	113,70	1404,2	4175,7	1606,6	3973,3	1961,8	3618,1	2439,6	3090,3
Diámetro Hidráulico (mm)			5,7	13,0	7,5	12,5	9,0	11,5	10,5	9,8

Espaciamento en mm

CAPITULO III

ANALISIS COMPARATIVO.

La intención primaria de este trabajo se concretiza en este tercer capítulo: comparar los equipos convencionales y los modelos denominados "compactos".

El método a seguir consistirá en el enunciado de una característica de construcción o de funcionamiento para indicar las particularidades, ventajas y limitaciones que respecto a esa característica, presentan los diversos modelos.

A. Rangos de Operación.

a) Presión.

Los equipos convencionales de coraza y tubos no presentan limitación teórica respecto a la presión de operación; quedan condicionados únicamente a la viabilidad práctica de su diseño.

Para su mayor complejidad de diseño, y su facilidad de construcción, los fabricantes han podido disponer de elementos y formulaciones para conocer las presiones de trabajo en forma directa.

Se dispone por ejemplo de las siguientes fórmulas (TEMA) para la "clase R", de los cambiadores del tipo tubos y coraza:

- Presión diferencial de expansión.

$$Pd = \frac{4 J E_s t_s (\alpha_s \theta_s - \alpha_t \theta_t)}{(D_o - 3t_s) (1 + JK F_q)} \quad 349$$

donde

$$J = \begin{cases} 1.0 & \text{para coraza sin junta de expansión} \\ 0. & \text{para coraza con juntas de expansión} \end{cases}$$

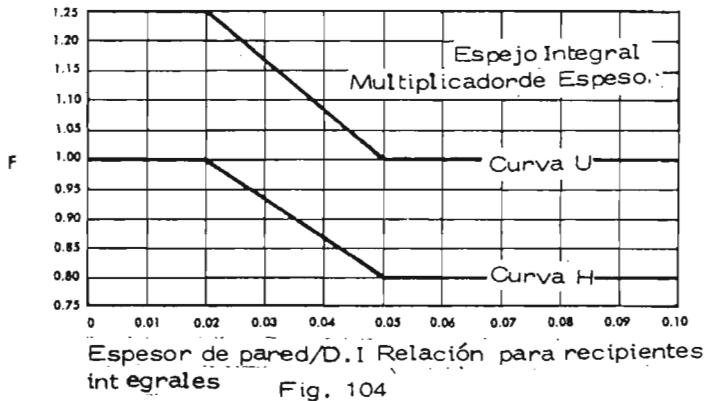
$$K = \frac{E_s t_s (D_o - t_s)}{E_t t_t (d_o - t_t)} \quad 350$$

$$F_q = 0.25 + (F - 0.6) \left[\frac{300 t_s E_s}{KLE} \left(\frac{G}{T} \right)^3 \right]^{1/4} \quad 351$$

(Usar valores calculados de F_q ó 1.0 cualquiera que sea mayor)

G = Diámetro principal de empaque sobre el espejo.

F = Valores dados por la curva H de la figura 104



T = Espesor de tubo usado, peso no menor de 98 1/2 %

de mayor valor definido por:

$$(\text{doblamiento}) T = \frac{FG}{2} \sqrt{\frac{P}{S}} \quad 352$$

$$\text{cortante } T = \frac{0.31 DI}{\left(1 - \frac{d_o}{p}\right)} \left(\frac{P}{S}\right) \quad 353$$

S = Esfuerzo de trabajo permisible, a tensión, para material del espejo a la temperatura usada.

P = Presión hidrostática de diseño, lado tubos o coraza.

L = Longitud de tubo, de espejo a espejo medida internamente.

θ = Temperatura del metal menor de 70°F

E_s = Módulo elástico del material de coraza a la temperatura del metal.

E_t = Módulo elástico del material del tubo a la temperatura del metal.

E = Módulo elástico del material de los espejos a la temperatura del metal.

α = Coeficiente de expansión térmica

N = Número de tubos en la carga

D_o = Diámetro exterior de la carga

d_L = 4 A/C = Diámetro equivalente del centro del tubo al perímetro.

p = Espaciamiento de tubos, centro a centro.

d_o = Diámetro exterior de tubos

t = Espesor de pared.

Los subíndices s y t se refieren a "coraza" y "tubos" respectivamente.

- Presión equivalente de Apriete en Tornillos.

$$P_{Bt} = \frac{6.2}{F^2} \cdot \frac{M_1}{G^3} \quad 354$$

$$P_{BS} = \frac{6.2}{F^2} \cdot \frac{M_2}{G^3} \quad 355$$

Donde:

F = Valor dado por la curva H de la figura 104

G = Diámetro interior de la coraza

M_1 = Momento total actuando sobre la extensión en condiciones de operación, definida como M_0 , en el diseño de la brida.

M_2 = Momento total actuando sobre la extensión bajo condiciones de apriete definido como M_0 en el diseño de la brida.

P_{Bt} = Presión equivalente de aprieto, cuando la presión del tubo está actuando.

P_{BS} = Presión equivalente de aprieto, cuando la presión del tubo no está actuando.

- Presión efectiva de diseño en la coraza.

$$P = \frac{(P_s - P_d)}{2} \quad 356$$

$$\text{ó } P = P'_s$$

$$\text{ó } P = P_{BS}$$

$$\text{ó } P = \frac{(P'_s - P_d - P_{BS})}{2} \quad 357$$

$$\text{ó } P = \frac{(P_{BS} + P_d)}{2} \quad 358$$

$$\text{ó } P = (P'_S - P_{BS}) \quad 359$$

donde:

$$P'_S = P_S \left[\frac{0.4J \left[1.5 + K(1.5 + f_s) \right] - \left[\left(\frac{1-J}{2} \right) \left(\frac{D_j^2}{G^2} - 1 \right) \right]}{(1 + JK F_q)} \right] \quad 360$$

P_S = Presión hidrostática de diseño del lado de la coraza.

$$f_s = 1 - N \left(\frac{d_o}{G} \right)^2$$

G = Diámetro interior de la coraza.

D_j = Junta de expansión fuelle dentro del diámetro.

($D_j = G$, cuando no hay junta de expansión)

Nota:

1.- Cuando $J = 0$, las formulas que contienen P_d pueden controlar.

2.- Todas las presiones que se mencionan son presiones manométricas. Para vacío tanto en lado de tubos como de coraza, los valores deberán ser representados por los valores negativos apropiados.

- Presión efectiva de diseño en los tubos.

$$P = \frac{(P'_t + P_{Bt} + P_d)}{2} \quad \left. \begin{array}{l} \text{Normalmente tiene el} \\ \text{valor absoluto mayor,} \end{array} \right\} \quad 361$$

$$\text{ó } P = (P'_t + P_{Bt}) \quad \left. \begin{array}{l} \\ \text{cuando } P'_S \text{ es positivo.} \end{array} \right\} \quad 362$$

$$P = \frac{(P_t' - P_s' + P_{Bt} + P_d)}{2} \left. \begin{array}{l} \text{Generalmente tienen} \\ \text{el mayor valor abso-} \\ \text{luto, cuando } P_s' \text{ es} \\ \text{negativo.} \end{array} \right\} \begin{array}{l} 363 \\ 364 \end{array}$$

Donde

$$P_t' = P_t \left[\frac{1 + 0.4JK(1.5 + f_t)}{(1 + JKF_q)} \right] \quad 365$$

P_t = Presión hidrostática de diseño del lado de tubos.

$$f_t = 1 - N \left[\frac{(d_o - 2T_t)}{G} \right]^2 \quad 366$$

G = Diámetro interior de las corazas (espejos unidos a cabeza estacionaria)

ó diámetros interior de cabezas estacionarias cuando son integrales con espejos.

Nota:

Cuando $J = 0$

a) Las fórmulas que contienen P_d no pueden controlar

$$b) P = P_t + \frac{P_s}{2} \left[\left(\frac{D_j}{-G} \right)^2 - 1 \right] + P_{Bt} \quad 367$$

-Presión diferencial efectiva de diseño.

$$P = (P_t' - P_s' + P_{Bt}) \quad 368$$

$$\text{ó } P = \frac{P_t' - P_s' + P_{Bt} + P_d}{2} \quad 369$$

$$\text{ó } P = P_{Bs}$$

$$\text{ó } P = \frac{(P_{Bs} + P_d)}{2} \quad 370$$

$$\text{ó } P = (P_t' - P_s') \quad 371$$

$$\acute{o} P = \frac{(P_t - P'_s + P_d)}{2}$$

372

$$\acute{o} P = P_{Bt}$$

Las ecuaciones anteriores normalmente tienen los mayores valores absolutos.

Donde: P_d , P_{Bs} , P_{Bt} , P'_s , y P'_t son definidas en párrafos anteriores.

Existen desde luego similares ecuaciones para los equipos "clase C. y la "Clase B".

En oposición a lo que se encuentra en equipos tubulares, los compactos carecen de literatura tan específica respecto a sus presiones de operación, sobre todo al alcance del técnico común.

Podemos indicar lineamientos genéricos, como son:

- Los equipos de Placas tienen definidos rangos de presión de trabajo que varían según el diseño de las placas, y el tipo de junta utilizada, de la construcción de los bastidores.

Generalmente el bastidor es el que define el límite de la presión, de forma que muchos fabricantes construyen una estructura barata para trabajos a baja presión (6 atg = 85 psig).

Algunos equipos de placas operan con presiones de 20 atg y hasta 20.10 Kg/cm² (300 psig.), si bien el rango común no sobrepasa los 10.05 Kg/cm² (150 psig.)

Cabe hacer notar que es inherente al carácter de "compactos" el tener rangos específicos que les limitan; al estar diseñados y construidos en materiales de espesor reducido, se convierten en equipos mucho más ligeros (hasta una quinta parte del peso del tubular correspondiente) y flexibles, pero sujetos a límites de presión. Sin embargo ese límite los ubica holgadamente dentro del rango común de la mayoría de operaciones industriales. Ver figura 75.

Los cambiadores de tipo Espiral resisten una presión de trabajo menor aún, usualmente 10 Kg./cm^2 , existiendo diseños que resisten hasta 15 kg/cm^2 . Los equipos de Lamellas son más robustos, soportan por tanto presiones mayores (35 Kg/cm^2).

b) Temperatura.

Nuevamente encontramos que los equipos tubulares operan prácticamente a cualquier temperatura que implique un diseño mecánico factible de construirse y que permita la absorción de esfuerzos tensoriales por dilataciones.

El diseño de los equipos compactos les ubica en inferioridad de este aspecto. En el caso de los equipos de placas son las juntas las que determinan el rango máximo de temperaturas de operación. Al respecto se pueden indicar como rangos para diferentes materiales los que siguen:

TABLA 14

Hule natural, estireno, neopreno	70°C
Nitrilo, vitón	100°C
Butilo polimerizado	120°C
Etileno, propileno, silicón	140°C
Fibras prensadas de asbesto	200 °C

Algunos modelos de equipos a placas llevan juntas especiales (Klingerite) que les permiten operar a temperaturas algo mayores (hasta 250°C). Para los cambiadores de tipo espiral es común situar su rango de temperatura máxima en 400-450°C. Aunque existen diseños que abarcan hasta 500°C.

Los cambiadores de Lamellas presentan un límite superior de temperatura a los 500°C aproximadamente.

c) Capacidad de Flujo.

Un cambiador de calor compacto tiene más área de transferencia "empacada" en un volumen dado que, por ejemplo, los equipos tubulares. Los canales de flujo están tan cercanos como sea posible y los coeficientes de transferencia se mejoran (lo normal es que sean 4 ó 5 veces mayores, pero en algunos casos la diferencia es de magnitudes notabilísimas hasta por ejemplo 100 veces en algunos casos de condensación), principalmente por la turbulencia que se ve incrementada, lo cual

redunda finalmente en un requerimiento menor de área. Esto significa que un equipo compacto resulta mucho más económico que su correspondiente contratipo convencional.

Por otra parte, la "compactibilidad" resulta negativa al considerar los flujos volumétricos que pueden manejarse en estos cambiadores compactos.

La mayoría de los cambiadores compactos son apropiados para flujo a contracorriente y usan eficientemente diferencias pequeñas de temperaturas. Para los casos en que se requiere una alta eficiencia térmica, la selección más económica es un equipo de este tipo a contracorriente. Sin embargo, es difícil operar a elevadas velocidades volumétricas, es decir 400 - 500 m³/h líquidos o varios miles de m³/h de gases, a través de cambiadores de calor de espiral ó de placas. Los equipos de Lamellas pueden manejar volúmenes mayores (ver tabla 14), sin embargo, no están económicamente justificados cuando el trabajo de transferencia térmica es bajo es decir $(t_i - t_o)/\Delta t = 0.3-0.4$ para líquidos de baja viscosidad ó -- 1.5 - 2 para gases.

TABLA 15

Flujo volumétrico aproximado y áreas de transferencia para diferentes tipos de cambiadores de calor.

Tipo de cambiador	Rapidez de Flujo (m ³ /hr)		Superficies de calentamiento de una unidad* (m ²)
	Líquido	Gas	
PHE	500	5000	0.1 - 400

SHE	flujo espiral ambos lados	400	4,000	
	flujo cruzado un lado.	7,000	70,000	1 - 150
LHE		3,500	35,000	1 - 1,000
CTHE		3,500	35,000	50 - 1,000
Tubo y Coraza		sin limitaciones		sin limitaciones

*Algunos tipos requieren menos superficie que otros para una carga particular.

Las ilustraciones de los equipos en espiral de flujo cruzado muestran que cuando el flujo es axial y no en espiral para uno de los fluídos, es posible manejar un flujo volumétrico comparativo mayor en ése lado. Por ejemplo, la condensación de vapores a baja presión con agua da volúmenes de flujo muy diferentes en ambos lados, requiriendo diferentes secciones transversales en los canales de flujo. Para este tipo de relación volumétrica de sus canales, puede usarse también un tipo especial de cambiador con empaques, en el que las placas están encerradas completamente en una caja de vapores con los canales de las placas abiertos en un extremos por tener cortado el empaque, lo cual permite la entrada del vapor con una caída de presión baja.

Dado que los equipos compactos, especialmente los de placas, retienen muy poco volumen durante su operación, son imprácticos para operaciones que involucran cantidades extremadamente

grandes de vapores. Además, no pueden emplearse para gases.

En condensadores de turbina, por ejemplo, especialmente a alto vacío, el volumen del vapor es tan grande que no puede manejarse en equipos compactos. Para tales casos es más económico usar equipos convencionales de coraza y tubos, particularmente si se dispone de acero al carbón.

Los adelantos más recientes en la tecnología de equipos a placas permite obtener unidades que pueden manejar hasta - - 1,000 m³/hr. (35,000 ft³/hr), esto sin perder su "compactibilidad ya que solo mide de alto 2.8m (9 ft) y ocupa 4m² (43ft²). Estas unidades de diseño último (denominado "SERIE A") puede llegar a tener una superficie de transferencia de 640 m² (cerca de 6,900 ft²); enfriando un líquido 10°C (18°F) se tiene una capacidad de enfriamiento de 10,000 Mcal/hr. por unidad y para capacidades mayores se pueden disponer unidades en batería.

Como se dijo anteriormente las placas varían individualmente entre 0.03 m² y 1.5 m², por lo que los equipos completos pueden tener superficies desde 0.06 m² hasta 640 m².

Una de las limitantes específicas de los equipos a placas es el tamaño de sus boquillas, lo cual disminuye en la práctica sus posibilidades de manejar vapores y líquidos en grandes

cantidades. El mayor tamaño de conexión disponible es de 300mm., permitiendo operar con gastos de líquidos "acuosos" hasta 1,000 m³/hr.

Los fluidos con viscosidades muy elevadas presentan problemas con todos los tipos de cambiadores, debido a los efectos de distribución de flujo, particularmente cuando se trata de enfriamiento. Los equipos a placas pueden usarse con buenos resultados para fluidos con viscosidades en el rango de 100 a 1000 poises, con tal que sea factible usar de una pérdida de carga razonable (digamos de 2.01Kg/cm² a 2.68 Kg/cm² (30 a 40 psi). Con fluidos plásticos o pseudoplásticos, las corrugaciones de las placas inducen altos esfuerzos cortantes, reduciendo así la viscosidad efectiva y mejorando la transferencia térmica.

Finalmente, con sólidos en suspensión, las partículas mayores no deberán ser comparables a la distancia entre placas; conviene considerar que sean 0.02 pulgadas más pequeñas que la distancia entre placas. Si bien en la práctica se ha encontrado que las partículas mayores se quedan "filtradas" a lo largo del ducto formado por las entradas a las placas. Nuevamente al observar las capacidades de flujo de los equipos convencionales encontramos que estos pueden diseñarse para casi cualquier medida práctica, lo cual significa que pueden manejar volúmenes ilimitados. La única considera-

ción, por demás importante, estriba en que su costo es elevado comparándolo con los compactos cuando estos pueden manejar los volúmenes de flujo estipulados. Así, pues las limitaciones prácticas dependen principalmente del peso del artículo y el espacio para instalación.

B. Selección del tipo de Cambiador de Calor.

La selección del tipo de cambiador para una aplicación particular depende de muchos factores tales como propiedades del fluido, temperaturas de operación, y presiones y facilidad de mantenimiento.

Es difícil dar recomendaciones aplicables a todos los casos posibles de forma que los puntos de vista que se enuncian aquí se pueden tomar sólo como guías para la selección del tipo de cambiador.

Las condiciones de trabajo de los cambiadores de calor varían sobre un rango amplio, y se establecen diferentes requerimientos para su diseño y funcionamiento. Para seleccionar un tipo de cambiador se deben considerar, como se hizo arriba, los rangos de presión, temperatura y flujo volumétrico; a continuación conviene analizar:

- a) Tipo y fase de los fluidos.
- b) Materiales de construcción.
- c) Eficiencia térmica y funcionamiento.
- d) Aspectos de mantenimiento.

Sobre estas consideraciones podemos decir.

a) Tipo y fase de los fluídos.

a' Líquido no viscoso a líquido no viscoso.

Para intercambio de calor entre dos líquidos no viscosos los equipos a placas (PHE) requieren una superficie de transferencia menor en la mayoría de los casos. Debe analizarse primeramente la posibilidad de usar juntas convencionales, especialmente cuando es económico usar materiales tales como: acero inoxidable titanio u otras aleaciones; esto sin perder de vista los rangos recomendados de flujo volumétrico, temperaturas y presión de trabajo.

Cuando uno de los líquidos es tal que pueda esperarse falla de los empaques elásticos convencionales, deberá considerarse ya sea un equipo Espiral (SHE) o uno de Lamellas (LHE). Para flujos volumétricos muy grandes, o altas temperaturas o presiones, y cuando es suficiente el acero al carbón, puede ser una solución más económica el equipo convencional de tubos y coraza.

b' Líquido no viscoso a vapor.

Para calentar un líquido no viscoso con vapor, el PHE sólo tiene la ventaja de una mayor transferencia en el lado del líquido, y los ahorros en superficie y costos no serán tan dominantes. Generalmente para tales aplicaciones estos equipos

se usan principalmente por razones sanitarias o de limpieza manual sencilla.

Cuando son suficientes el acero al carbón u aleaciones de cobre, debe considerarse primero el tipo convencional de coraza y tubo.

c' Líquido viscoso a agua o vapor.

En muchos casos los cambiadores de coraza y tubo ofrecen el costo inicial más bajo si es suficiente el acero al carbón o aleaciones de cobre.

Sin embargo, frecuentemente los equipos de Placas y Espiral se eligen por otras razones, tales como la eliminación de estancamientos, limitaciones de espacio, expansión futura, facilidad de acceso a la superficie de intercambio y la limpieza, manual,

d' Líquido viscoso a líquido viscoso

Para esta aplicación los equipos a placas son los más eficientes debido al flujo tortuoso en ambos lados produciendo alta turbulencia (flujo turbulento en números de Reynolds muy bajos), altos coeficientes de transferencia térmica y distribución uniforme del flujo sobre las placas. Para líquidos no Newtonianos la alta turbulencia es muy importante dado que mantiene al líquido fluyendo más fácilmente. Es obvio que para tales líquidos los estancamientos del flujo debe obviar-

se por la distribución uniforme del flujo. Esta característica adquiere mayor importancia conforme es más viscoso el líquido. Los equipos a placas (PHE) han trabajado apropiadamente a viscosidades hasta de 40,000 - 50,000 cST. Para viscosidades extremadamente altas, hasta de 400,000 cST, puede elegirse un equipo Espiral debido a la buena distribución de flujo en los pasajes simples.

e' Líquidos sensibles al calor. Temperatura de pared restringida. Cuando se manejan líquidos sensibles la temperatura y el tiempo de retención son los factores decisivos.

Los requerimientos de transferencia térmica para tales aplicaciones son: volúmenes pequeños en los canales de flujo, altos coeficientes de transferencia térmica y distribución uniforme de flujo. Los equipos de placas (PHE) cumple de mejor manera con estos requisitos. Los equipos Espirales tienen canales con dimensiones mayores y coeficientes de transferencia menores (comparados con los de placas), lo cual hace mayor el tiempo de retención para ciertos trabajos.

Sin embargo, se pueden mantener los requerimientos de control estricto de temperatura debido a los estancamientos mínimos y velocidad uniforme en los canales simples en cada lado.

Para ambos tipos de cambiadores puede calcularse, muy ceteramente, la temperatura de pared antes del uso real. Esto puede ser extremadamente importante para algunas aplicaciones. Hay casos en que, por razones de eficiencia, se quiere la mayor temperatura posible del líquido pero debe sostenerse la más baja temperatura de pared que sea posible. Puede ser asunto de ensuciamiento y/o corrosión. Las condiciones en el otro lado de la pared son, entonces, muy importantes, especialmente se fluye ahí un medio enfriante. Si ocurre un estancamiento en ese lado, la temperatura de pared se incrementará en el lado caliente al decremento en la transferencia de calor, y la pared se corroerá o ensuciará más a prisa.

f' Enfriamiento y calentamiento de aire.

Cuando el aire a presión atmosférica enfría, o es enfriado, y hay líquido, o vapores en el otro lado, se usan comunmente cambiadores de diseño simple abiertos en el lado del aire.

Cuando la presión es baja en el lado de los tubos con pequeño ataque corrosivo, el tipo de "radiador de coche" ofrece generalmente la alternativa más económica y ahorrativa de espacio.

Para condiciones más exigentes en el lado de los tubos, se requieren tubos aletados del material apropiado.

g' Condensación de gas en aplicaciones criogénicas.

Para temperaturas muy bajas, como enfriamiento de un gas en fase líquido, se eligen frecuentemente equipos compactos de placas aletadas. Para esas aplicaciones el ataque corrosivo es limitado, y puede usarse material delgado, por ejemplo aluminio.

h' Condensación de vapores.

Si puede usarse acero al carbón o aleaciones de cobre deberá generalmente considerarse primero un condensador convencional de coraza y tubo.

Cuando se requieren equipos totalmente de acero inoxidable o aleaciones finas, generalmente ofrecen una solución mejor los equipos de Lamellas o Espirales en flujo cruzado, o flujo cruzado parcial cuando es importante un buen venteo.

Cuando se requiere una ejecución sanitaria o limpieza manual extensa, un equipo de placas, posiblemente un condensador de caja, se elige dependiendo de la temperatura y del volumen de vapor.

i' Gas (aire) a gas (aire)

Para intercambio entre gases (aire) en ambos lados, los equipos de Lamellas (LHE) ofrecen frecuentemente una solución económica debido a que es posible elegir en ambos lados una sección transversal en concordancia a los volúmenes de flujo,

proporcionando así una completa utilización de la caída de presión permisible para la mayor transferencia de calor posible. Cuando la presión en un lado es muchas veces más grande que en el otro lado, y la caída de presión permisible permite mucha mayor transferencia en el lado de la presión alta, los equipos de coraza y tubos aletados serán frecuentemente una alternativa mejor, especialmente cuando es suficiente el acero al carbón.

j' Condensación de mezclas vapor-gas.

El Cambiador Espiral tipo 3 o G (condensador superior en columnas de destilación) ha sido especialmente diseñado para las aplicaciones en donde un vapor se condensa en una mezcla de gas.

Como se dijo antes la mayor parte del vapor se condensa en un flujo cruzado. Conforme la concentración del gas aumenta, la mezcla es hecha circular en espiral a verdadera contra corriente con objeto de asegurar la mejor condición de transferencia térmica. Un gas casi seco puede descargarse en la boquilla de venteo. El condensado puede subenfriarse en forma efectiva o bien se puede descargar a la temperatura de -- condensación.

k' Cambiadores de Calor para torres de destilación y de agotamiento.

Para las columnas de destilación generalmente se requieren cambiadores de materiales exclusivos, los equipos compactos han demostrado ser muy apropiados.

Para hervidores dentro de una columna pueden insertarse Espirales con el lado del vapor soldado (ver figura 105), acondicionados para facilitar la circulación natural en el lado de la ebullición. Se eligen canales anchos (10-20mm) en el lado de la ebullición y el centro de la espiral se usa como pasaje descendente.

Como hervidores externos tanto el Espiral o el Cambiador de Lamellas pueden utilizarse ya sea para circulación natural o forzada, el equipo de placas (PHE) puede usarse con circulación forzada.

Para calentamiento y enfriamiento de los líquidos en plantas de agotamiento, destilación o evaporación el cambiador de placas ofrece generalmente la solución más económica. Cuando las condiciones son tales que no pueda ser utilizado un equipo de placas, un Espiral debe ser la siguiente selección.

Los condensadores para torres pueden verse bajo las mismas consideraciones enunciadas en el párrafo anterior.

En las plantas de evaporación los cambiadores de calor están expuestos frecuentemente a severo ensuciamiento. Como una alternativa de limpieza con fluidos especiales debe mencionarse que algunas veces este problema de ensuciamiento puede resolverse efectivamente conectando el flujo de un lado en el otro, cuando el ensuciamiento ocurre solamente en un lado y el fluido en el otro lado puede usarse para limpiar. Dado que la mayoría de los cambiadores compactos pueden arreglarse fácilmente con canales simétricos en ambos lados, este método de limpieza puede en ocasiones ser un procedimiento muy simple.

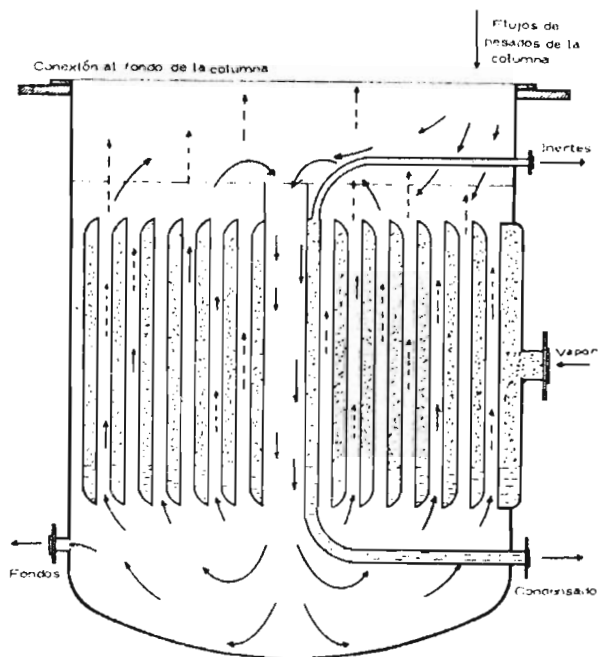


Fig. 105

1' Enfriamiento de agua.

Actualmente una falla común en las plantas industriales es la corrosión causada por el agua de enfriamiento en un sistema más o menos abierto. Debido a lo caro de los equipos actualmente y al alto costo de los paros de operación, frecuentemente es económico arreglar el lado de enfriamiento como un circuito cerrado de agua de enfriamiento no corrosivo con pH adecuado.

Cualquier posibilidad de corrosión en el lado de enfriamiento estará entonces concentrada en el cambiador de calor que enfría el circuito, y por consiguiente los paros pueden obviarse en casos de dificultad teniendo cambiadores auxiliares.

El agua del circuito cerrado puede enfriarse tanto por aire, agua buena, agua de torre abierta, agua de estuario o agua de mar; dependiendo esto de las condiciones locales como la temperatura del aire y el punto de rocío durante la estación caliente, disponibilidad y temperaturas de los diferentes tipos de agua.

Los posibles enfriadores de aire se discutieron en el párrafo "enfriamiento o calentamiento de aire".

Para enfriar con agua buena o agua de torre, el cambiador de placas en acero inoxidable ofrece generalmente la solución más económica. Para enfriamiento con agua de estua-

rio o de mar, los cambiadores de placas en titanio presentan el mejor funcionamiento y seguridad completa contra la corrosión. Las experiencias sobre los últimos 10 años indican que, si se escoge un material menos fino, ocurren ataques corrosivos más y más frecuentemente ya que el agua en las desembocaduras de los ríos y en las costas se contaminan más con el paso de los años. Cuando, por razones de gastos de capital, se tiene que seleccionar una aleación cuprosa, se requerirán unidades auxiliares emergentes.

m' Aplicaciones en altas temperaturas.

La mayoría de los cambiadores para trabajos de altas temperaturas son manufacturadas bajo pedido y algunas veces son muy especiales. Por tanto solo podemos discutir su diseño en forma muy general. Para tales aplicaciones los tubos en un material apropiado son la superficie de transferencia más confiable, cuidando que las juntas estén protegidas para resistir el fluído de mayor temperatura.

Un diseño simple y confiable de cambiador es el tipo de "tubos de acero sobrecalentadores de calor", para hervidores de alta presión. Los gases calientes fluyen fuera de los tubos en "U" con los extremos libres para expansión. Las juntas se hayan protegidas de los gases y preferentemente soldadas, porque los extremos rolados de los tubos en los espejos son

muy sensibles a los cambios de temperatura durante los arranques y paros (ciclos de temperatura). Entre más uniforme sea el espesor del material elegido, mayor será la confiabilidad esperada. Las soldaduras en puntos muertos deberán ser protegidas ya sea contra las temperaturas más altas o bien ser enfriadas efectivamente por el fluido de menor temperatura. Partes conectadas a diferentes temperaturas deberán ser flexibles para evitar esfuerzos críticos debidos a temperaturas. Algunas veces ciertas partes se presentan en orden a evitar los esfuerzos a altas temperaturas. Los cambiadores de calor descritos como "tubos de acero sobrecalentadores de vapor" requieren generalmente un área mayor, se ensamblan en el campo y frecuentemente es difícil su arreglo en contracorriente.

b) Materiales de construcción.

En el capítulo I (D,c) y E,e) se hizo un enunciado de los principales conceptos referentes a la influencia del material sobre la transferencia de calor y el diseño de los equipos. Ahora queremos señalar estas mismas consideraciones comparativamente entre los tipos de equipos estudiados, finalmente haremos mención del comportamiento de los materiales en diversos medios.

En primer lugar debe indicarse que los equipos compactos

(PHE, SHE y LHE) tienen como materiales de construcción aquellos que pueden ser soldados y prensados, lo cual es una limitación en cuanto a la variedad de material disponible para este efecto. En la tabla 16 se indican algunos materiales usuales y su disponibilidad al prensado y a la soldadura.

TABLA 16

Característica de prensado y de soldadura de varios materiales.

MATERIAL	Prensado Cambiador de pla- cas.	Soldadura (Lamellas, Espiral Coraza y Tubos)
Acero dulce	a	e
Acero inoxidable, Mo 40%	a	e
Acero inoxidable Mo 40%	b	e
Titanio	b	f
Cobre	b	f
Cuproniquel 70/30 ó 90/10	a ó b	f
Brass, Aluminio Brass	a	f
Monnel	b	f
Incoloy 825	b	f
Niquel	a	f
Inconel	b	f
Corronel 200	c	g

HasteloyB	b	g
Hasteloy C	b	f
Aluminio	b	f
Circonio	d	g
Tantalio	a	g

a = Todos los tipos pueden ser prensados.

b = Algunos tipos pueden ser prensados.

c = Muy difícil de prensar.

d = Imposible de prensar actualmente.

e = Fácil de soldar, sin complicación.

f = Soldadura muy cara, algunas veces menos resistente a la corrosión, algunas veces sufre ruptura la soldadura;

g = Muy difícil y caro el obtener soldaduras aceptables.

Ciertos materiales, tales como Titanio Monnel, Niquel son factibles de soldar pero un cambiador soldado (cambiador de espiral o de lamellas o tubular convencional) será aproximadamente tres veces más caro que un cambiador de placas con superficie del mismo material. Esto se debe a la reducción en el material empleado y la mano de obra necesaria. Los equipos de placas con diseño de "espinas de pescado", diseñado específicamente para la industria química pesada, son factibles de producir en Titanio con un costo del

del doble al mismo equipo con placas de acero inoxidable de diferente diseño. (El precio del titanio primario es sobre siete veces el del acero inoxidable).

El Uso de un material depende de los requerimientos del proceso en cuanto presión, temperatura y la corrosividad del medio. La figura 106 muestra los rangos de temperatura en que pueden usarse algunos materiales.

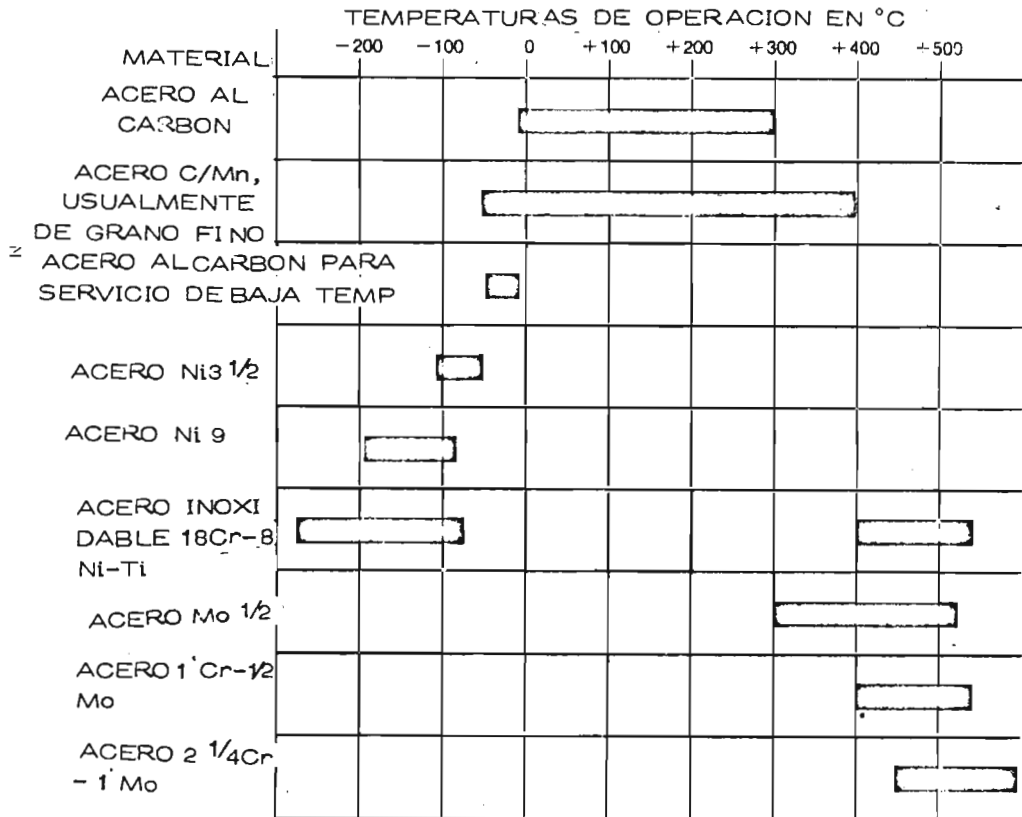


Fig. 106

Los cambiadores de calor convencionales de coraza y tubos pueden manufacturarse en casi cualquier material apropiado para el pasaje de los fluidos, mientras que los cambiadores compactos pueden ser hechos de materiales prensables o solubles. La mayoría de los equipos compactos no son apropiados para su fabricación en materiales quebradizos tales como acero con alto contenido de cromo, aleaciones de circonio o titanio, etc.

Los equipos convencionales requieren usualmente un peso mayor de material que los compactos pero es necesario menos tiempo de labor en su fabricación. Por esto son más económicos, generalmente, cuando es posible emplear materiales baratos como el acero al carbón. (Sin embargo, en algunos casos espirales de acero al carbón ofrecen soluciones más baratas cuando no se requiere más de 100 m² de área de transferencia). La coraza, las bridas y los espejos son muy pesados, y no es económico hacer estas partes en material más caro. En algunos casos donde no puede utilizarse plenamente la mayor eficiencia de los compactos, el equipo convencional, únicamente con tubos y probablemente espejos en un material más caro, puede ser una elección económica. En ocasiones un equipo compacto requiere tan poca superficie de transferencia que, aún fabricado en acero inoxidable

su costo puede ser igual o menor que el de un convencional en acero al carbón. En un caso así puede ser ventajosa la elección de un compacto en acero inoxidable considerando también que este material es resistente a los fluidos de limpieza comunes, tales como el ácido nítrico. Otro aspecto favorable es el riesgo de corrosión cuando el cambiador no está operando, por ejemplo, expuesto al aire con líquido residual. Los mismos tipos y materiales usados para cambiadores tubulares pueden usarse como empaques para la mayoría de los cambiadores compactos, excepto los de placas. Lo anterior se debe a que se debe poder garantizar la hermeticidad del paquete de placas por mediación de juntas lo suficientemente elásticas como para cerrar los canales y resistir la presión de cierre sin deformarse permanente o notablemente. Sólo pueden emplearse en PHE elastómeros y asbestos unidos con hule. Así pues el Teflón u otros plásticos, empaques metálicos o asbestos enrollados en espiral no son apropiados; pero Vitón, hule natural, neopreno, Klingerite, etc., si pueden ser empleados. La experiencia y aprobación del fabricante de equipos a placas debe ser el factor decisivo en muchos casos para una selección apropiada.

Actualmente las juntas de los equipos a placas les permiten operar a presiones y temperaturas que cubren la mayoría

de los servicios comunes de la Industria Química. Se ha insinuado constantemente lo económico que sería el uso de acero al carbón en equipos de placas, por ejemplo en el enfriamiento de agua por medio del mismo fluido. Sin embargo, si una de las corrientes es agua de lago o semejante, no habría garantía alguna ante la corrosión, incluso empleando acero inoxidable 304. Por otra parte, las placas tienen espesores de 0.6mm y si se pudiera prensar el acero al carbón en tal medida, sería extremadamente delicado ante la corrosión. Por otra parte el costo de tales equipos sería ligeramente inferior a los construidos con acero inoxidable. Finalmente, el prensado de acero al carbón, si bien es factible, significa un grado mayor de dificultad por su mayor dureza y los diseños recientes, como la llamada "serie A", requieren una gran exactitud en su acabado.

Las tablas E1 del Apéndice presentan las composiciones de algunos de los materiales comunmente empleados en la construcción de cambiadores, cuya composición se basa en aleaciones de Niquel.

Las tablas E2 en el Apéndice muestran los comportamientos de materiales en diversos medios, y las figuras E3 ilustran la corrosión sufrido por los materiales a diferentes concentraciones de medios corrosivos.

Las gráficas E4 ilustran los rangos en que pueden considerarse los materiales en presencia de diversos medios corrosivos. Como resúmen de lo anterior la tabla E5 presenta una guía de selectividad.

Las tablas E6 presentan similares datos para los materiales denominados Hastelloy B y C.

La tabla E7 presenta el comportamiento del Titanio puro en medios corrosivos. La tabla E8 de la composición de las aleaciones de Titanio comercial.

La figura E9 muestra el decremento de la corrosión del Titanio al aplicarse un potencial. Las tablas E10 indican la corrosión del Titanio en diferentes medios.

La tabla E11 proporciona el análisis típico del acero inoxidable Carpenter No. 20 c b y las gráficas E12 señalan su comportamiento en medios corrosivos.

En la tabla E13 se muestran las equivalencias y composiciones del acero inoxidable según la nomenclatura norteamericana y la escandinavia. Las gráficas E14 indican la isocorrosión de los aceros inoxidables escandinavios en medios corrosivos.

Finalmente la tabla E15 pretende sumarizar en forma muy amplia las temperaturas de operación que pueden considerarse para varios materiales.

c) Aspectos generales de funcionamiento y eficiencia.

Considerando nuevamente a la Ecuación de Fourier como base de nuestro análisis comparativo señalaremos sus componentes principales dividiéndolos en beneficiadores de las transferencia térmica y restrictivas de la misma.

Factor beneficiador de la transferencia térmica.- El factor primordial en el intercambio térmico es, como se ha señalado, la existencia de un gradiente de temperaturas. Entre mayor sea este gradiente y cuanto más pueda mantenerse elevado su valor y constante, mayor será la cantidad de calor transmitible.

Factores restrictivos de la transferencia térmica.- En el intercambio indirecto de calor diversos factores contribuyen a ofrecer resistencia al flujo de calor, ya fueron señalados:

- la película de pared en ambos lados.
- las incrustaciones y el ensuciamiento en general.
- la conductividad térmica de la pared y su espesor

Es evidente entonces que un Intercambiador Indirecto de calor tendrá mejor funcionamiento y eficiencia si:

- a) aprovecha al máximo posible el gradiente de temperaturas y, por su diseño, existe la posibilidad de mantener lo constante a través del camino de los fluidos.
- b) reduce la resistencia provocada por la película de pared

y los depósitos.

- c) utiliza materiales de construcción de alta conductividad térmica y espesor reducido.

Lo anterior se cumple en los Intercambiadores de Calor Compactos de la siguiente manera:

- a') Los tres tipos de cambiadores compactos pueden ser diseñados y construidos para manejar los fluidos en flujo a contracorriente. Esto significa que se hace uso óptimo del gradiente de temperatura disponible y que el valor de la Temperatura media logarítmica será igualmente el mejor. Incluso los factores de corrección son mínimos y frecuentemente despreciables.

De hecho, para el caso de los equipos tubulares, la verdadera contracorriente sólo se obtiene en cambiadores de doble tubo.

La gráfica de la fig 107 permite una comparación rápida entre los flujos a contracorriente y en paralelo. Se define, para este propósito, a E como la "efectividad relativa" dada por la relación entre las respectivas velocidades de flujo en ambas condiciones; lo cual se expresa según la ecuación de Kays y London:

$$E = q_1/q_2 = \left(\frac{1 - e^{-NTU(1+C_s/C)}}{1 + C_s/C_1} \right) \left(\frac{1 - (C_s/C_1)e^{-NTU(1-C_s/C)}}{1 - e^{-NTU(1-C_s/C)}} \right)$$

373

Donde:

$$NTU = AU/C_s$$

A = Area de Transferencia ft^2

C = rapidez de fluido por hora $BTU/hr^{\circ}F = mc_p$

m = rapidez de flujo masa lb/hr

C_p = Calor específico de fluido $BTU/lb^{\circ}F$

q = Carga o rapidez de transferencia de calor BTU/hr

T = Temperatura del fluido caliente

t = Temperatura del fluido frío

U = Coeficiente total de transferencia de calor, $BTU/hr (ft^2)^{\circ}F$

1 = Subíndice; indica la mayor capacidad de rapidez de flujo.

s = Subíndice, indica la menor capacidad de rapidez de flujo

1 = Subíndice, indica flujo paralelo o entrada.

2 = Subíndice, indica flujo a contra corriente ó salida.

La ecuación 373 puede simplificarse:

$$q_1/q_2 = f(NTU, C_s/C_1)$$

374

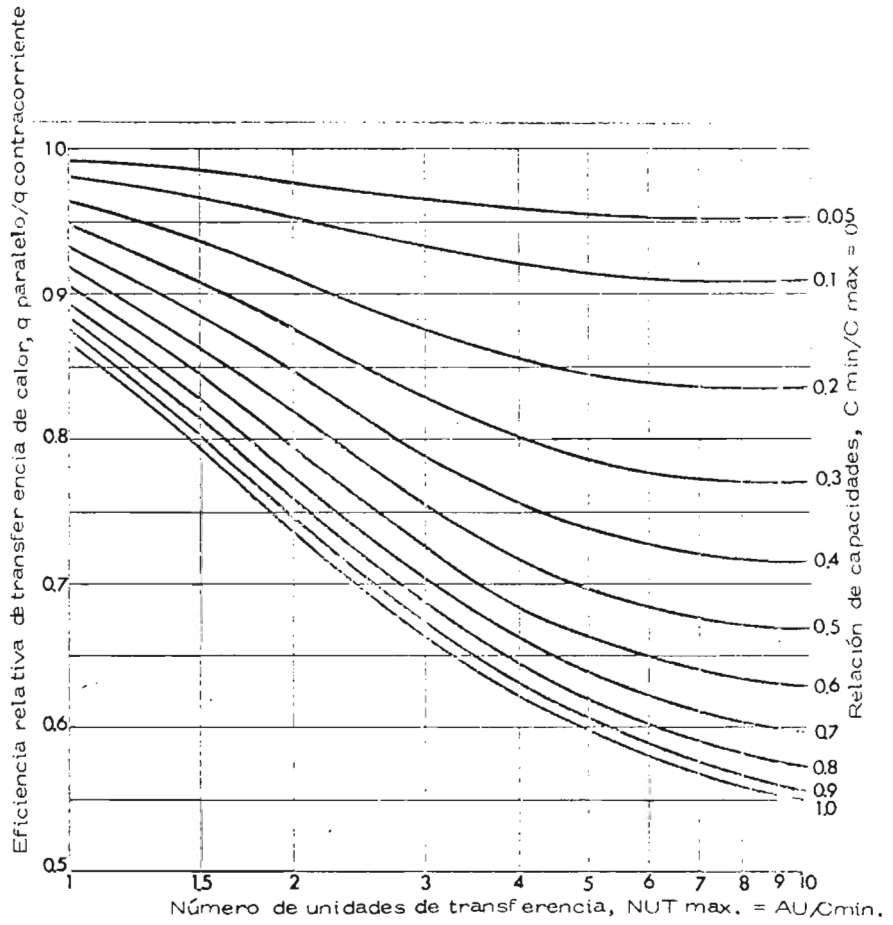


Fig. 107

Y los valores de C_S/C_1 se pueden graficar contra NTU, como se ha ejemplificado.

Ejemplo: Un cambiador con un área de transferencia de 200 ft² se usa para enfriar aceite. Se estima un coeficiente total de 670 Kcal/hr m² °C (150 BTU/hr ft² °F) (equipo tubular), el aceite tiene un calor específico de .50 Cal/g °C (.50 BTU/lb°F) y un flujo de 4,500 kg/hr (10,000 lb/hr), el agua de enfriamiento tiene un flujo de 2,880 kg/hr (6,250 lb/hr).

$$C_S = 10,000 (0.5) = 5,000$$

$$C_1 = 6,250$$

$$C_S/C_1 = 0.80$$

$$NTU = UA/C_S = 150 (200)/5000 = 6$$

En la gráfica localizamos el punto donde la curva de $C_S/C_1 = 0.80$ se cruza con el valor $NTU = 6$ y leemos a la izquierda $q_1/q_2 = 0.6$. Esto significa que la operación de intercambio de calor en paralelo reducirá la velocidad de transferencia térmica en un 40%.

Dado que, como se dijo, los equipos compactos (cambiadores de placas, espiral y lamelas) utilizan su diseño para operar a contracorriente, podemos decir que su eficiencia relativa será siempre superior a la de los equipos tubulares.

b' La elevada turbulencia provocada por el diseño específico de los equipos compactos y su reducido diámetro hidráulico producen elevados valores de h (α en la nomenclatura europea) cuya diferencia con respecto a los equipos tubulares en ocasiones es extre-

madamente grande.

Así mismo la turbulencia en el seno de los fluidos permite una distribución más homogénea del perfil de temperaturas y aumenta la transmisión de calor por convección.

Por otra parte, la turbulencia inducida por el diseño, al aumentar la transmisión de calor, lo hace sin exigir un consumo mayor de energía para bombeo; a pesar de que por unidad lineal existe una mayor caída de presión en los equipos compactos, el recorrido total de los fluidos es mucho menor que en los tubos, determinando así que la caída de presión total sea a su vez también menor.

Finalmente, el flujo turbulento, en ambos canales, característica casi privativa de los equipos compactos, obliga en gran medida a los sólidos presentes en los fluidos a mantenerse en suspensión, reduciendo así muy notoriamente el ensuciamiento.

Si bien los equipos Espiral y Lamellas pueden confeccionarse en acero al carbón, el material más comúnmente empleado es el acero inoxidable y, como ya fué mencionado, se emplean otros materiales más finos. Estos tipos de materiales presentan una ventaja particular; los equipos compactos se manufacturan partiendo de chapas metálicas, esto significa que siempre es factible el conocimiento previo a su construcción de la calidad y "tersura" de la futura superficie de intercambio térmico,

disminuyendo así las posibilidades de presencia de concavidades iniciadoras de ambos fenómenos: incrustación y corrosión.

Particularmente los equipos a placas pueden tener esta ventaja más claramente utilizada cuando se pulimentan electrolíticamente para obtener superficies prácticamente inmunes a las incrustaciones y altamente higiénicas.

Notaremos aquí la sorpresa común que provoca el tener valores de "coeficiente de incrustación" tan reducidos para los equipos compactos, en contraste con los valores habituales en equipos de coraza y tubo. Al tener valores reducidos de esos coeficientes, sus inversas se suman acrecentando notablemente el valor final del "coeficiente total de transferencia".

En la Tabla 19 pueden apreciarse, en forma genérica, los órdenes de valores del "coeficiente total" aplicables a equipos compactos. Véase también el capítulo I.

c' La excelente conductividad térmica de los materiales de construcción utilizados en los cambiadores compactos se une a su reducido espesor de pared para lograr que el término $\frac{U}{F_w}$ tenga un valor reducido y, de esta manera, su inversa redondee en un incremento del coeficiente total de transferencia térmica.

Los beneficios enunciados en los incisos b' y c' conducen a que, normalmente, los coeficientes totales de transferencia en equipos

TABLA 17
 DATOS GENERALES PARA ALGUNOS CAMBIADORES
 DE CALOR COMPACTOS

	Rango de Trabajo Normal Para		
	PHE	SHE	LHE
Superficie de calentamiento por unidad (m ²)	0.1-400	1-150 ¹⁾	1-1000
Rapidez de flujo líquido por unidad (m ³ /h)	500	400 7000 ²⁾	3.500
Rapidez de flujo de gas por unidad (m ³ /h)	5000	4000 70000 ²⁾	35000
Recomendado para	líquidos con densados <u>v</u> a por.	líquidos, <u>v</u> a por (un lado), líquidos en ebullición.	líquidos, <u>v</u> a por (uno o am o s lados) lí <u>q</u> uidos en ebu <u>l</u> licion.
Rango de temperatura (dependiendo de la presión) °C	150 ³⁾	400	500
Rangos de presión de trabajo (dependiendo de la temperatura) (atg)	15 ⁴⁾	10	35
k normal con depositos normales ⁵⁾ (kcal/m ² , h°C) agua	2500-3500	1700-2000	2100
Soluciones de agua, 50 cSt	600-1100	500-800 ⁶⁾	800 ⁶⁾
Aceite mineral 50 cSt	250-600	200-300 ⁶⁾	150 ⁶⁾
Orgánicos, 1-10 cSt	700-1800	300-1200	500-1400
Espacio entre canales (mm)	1.6-5.3	5-25	3-7 ⁷⁾
Espesor de placa (mm)	0.5-1.2	1.8-6.0	1.5-2.0
Materiales disponibles			
Fierro dulce	(x)	x	(x)
Acero inoxidable 1E/8	x	x	x
Acero inoxidable 1E/10/2.5	x	x	x

Titanio	x	x	x
Cu, Ni, Albrass	x	-	-
Monel	x	x	x
Otros	x	x	x
De las dimensiones se excluyen las boquillas			
Ancho, unidad más pequeña/más grande (m)	0.2/0.8	-	-
Longitud, unidad más pequeña/más grande (m)	0.5/4.0	-	1/8
Altura, unidad más pequeña/más grande (m)	0.5/2.3	0.15/1.8(3) ^B	-
Diámetro, unidad más pequeña/más grande (m)	-	0.25/1.6	0.1/1.0

- 1) En flujo cruzado, pueden ser montados dos elementos tipo espiral, uno en la parte superior y otro en la misma coraza.
- 2) En flujo cruzado unidades del tipo 2. Una media fluyendo en paralelo con el eje de la espiral.
- 3) Tipos especiales obtenibles con empaques de hule asbesto Klingerite, los cuales resisten temperaturas hasta de 300°C.
- 4) En casos especiales hasta 20 atg.
- 5) Se alcanzan valores normales cuando desde el punto de vista económico más favorable la caída de presión puede ser utilizada.
- 6) Algunas veces los valores inferiores son aceptados, ya que la caída de presión debe ser mantenida en un valor razonable, inferior al óptimo desde un punto de vista económico.
- 7) Las combinaciones de canales interiores y exteriores con restringidas a algunos pares de canales de acuerdo a la tabla.
- 8) Para tipo 1 ó 3. Para tipo 2 usado como enfriador de gas sobre 3m (ó unidad doble, 6m).

compactos sea 4 o 5 veces mayores que los obtenibles para equipos tubulares, y aún mucho más en algunos casos usando equipos a placas.

Como ya se dijo, estos valores son tan elevados también por la influencia de otros factores correspondientes al diseño mecánico de estos equipos compactos, como es la ausencia de "zonas muertas" por carecer de espejos.

Por estas razones los equipos a placas producirán coeficientes totales siempre mayores que los equipos tubulares para iguales valores de Reynolds; manteniendo además una caída de presión menor para un valor igual del coeficiente total de transferencia. La table 20 compara caídas de presión y coeficientes de transferencia para equipos tubulares y a placas.

TABLA 18

Comparación de coeficiente y caídas de presión

Cambiador	Velocidad		Psi/ft	P $\frac{\text{Kg/cm}^2}{\text{m}}$	Coeficiente de Transferencia	
	ft/seg	m/seg			$\frac{\text{BTU}}{\text{hrft}^2\text{°F}}$	$\frac{\text{Kcal}}{\text{hrm}^2\text{°C}}$
Tubos(0.23"D.I)	1.0	0.3048	0.016	0.0036	35	170
Tubos(0.23"D.I)	3.5	1.14	0.10	0.023	1000	4882
Placas	1.0	0.3048	0.8	0.184	1000	4882

Goodman ha hecho notar que, de acuerdo a la ecuación de Dittus-Boelter, si bien en el caso de tubos el coeficiente de transferencia varía con la potencia 0.8 del número de Reynolds,

para el caso de las placas ése índice se reduce a 0.6. Trabajos posteriores han mostrado que la caída de presión varía con la potencia 1.6 de la velocidad, en lugar del valor normal de 1.8 para flujo turbulento. El efecto de estas relaciones es el de capacitar a los equipos de placas para operar a bajas velocidades y alcanzar aún así coeficientes mayores con menor dependencia de la velocidad.

Considerando que el calor transferido por unidad de fuerza de bombeo se expresa como:

$$H = \frac{f}{d^2} (St) (Pr)^{2/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad 375$$

donde:

H = calor transferido

f = factor de fricción

d = diámetro hidráulico.

St = número de Stanton

Pr = número de Prandtl

μ = viscosidad del líquido

μ_w = viscosidad en la pared

se observa que en la región turbulenta la unidad de placas dará varias veces más la cantidad de calor transmitida por la unidad tubular con igual gasto de bombeo, a pesar de que para Reynolds bajos la unidad de tubos es más eficiente.

Una característica importante de los equipos a placas y espirales es el hecho de que los pasajes de flujo son básicamente similares en ambos lados, de forma que, a diferencia de las unidades tubulares, se obtienen coeficientes óptimos del mismo orden para ambos líquidos.

Un resultado de esto es que para pasos de igual medida se puede obtener flujo a contracorriente pura, y aún para el caso de placas con número desigual de pasos la concurrencia es limitada. Esto contrasta con la necesidad de usar espejos en el lado de la coraza para obtener coeficientes altos en unidades tubulares, lo cual resulta usualmente en un alto grado de flujo cruzado. Dummett ilustra la importancia de este punto por medio de un ejemplo comparativo entre una unidad de tubos y otra a placas para el mismo trabajo; demostrando que a pesar de que la unidad de placas envuelve un cierto número de concurrencias debido a sus pasos desiguales, esta unidad permite usar del 82% de la diferencia media logarítmica disponible, mientras que en la unidad tubular solo se dispone del 50% debido al flujo cruzado. Así pues, los equipos a placas pueden operar con menores diferenciales de temperaturas que los tubulares sin demanda excesiva de superficies de transferencias.

Para ilustrar lo dicho detallamos a continuación un ejemplo -- comparativo para un trabajo típico de agua/agua, ver tabla 21.

TABLA 19

	LADO CALIENTE	LADO FRIO
Flujo	50 m ³ /hr = 210 gal/min.	50 m ³ /hr = 210 gal/min.
Temperatura, entrada/salida	80/40°C = 176/104 °F	20/60 °C = 68/140 °F
Los siguientes resultados fueron obtenidos de los cálculos para un cambiador de placas y un tubular:		
	PLACAS	TUBULAR
Area de transferencia de calor	25 m ² = 269 ft ²	85m ² = 915 ft ²
Coeficiente total de transferencia (limpio)	5200 Kcal/m ² °C hr = 1067 BTU/ft ² °F hr.	1750 Kcal/m ² °C hr = 359 BTU/ft ² °F hr.
Factor de ensuciamiento	0.00006 m ² °C hr/Kcal = 0.0003 ft ² °F hr/BTU.	0.0001m ² °C hr/Kcal = 0.0006 ft ² °F hr/BTU.
Coeficiente total de transferencia de calor (en servicio)	3,960 Kcal/m ² °C hr = 812 BTU/ft ² °F hr.	1,500 Kcal/m ² °C hr = 307 BTU/ft ² °F hr.
Sistema de paso (caliente/frío)	1/1	8/Baffles
Canales /tubos por paso	40	56
Placa/tamaño de tubo	0.32 m ² = 3.44 ft ²	17/20mm x 3m.
Caída de presión calculada	4 mwg = 5.7 psi.	6 mwg = 8.5 psi
J	2 mwg/NTU = 3 psi/ NTU.	3 mwg/NTU = 4.5psi/NTU
Potencia de bombeo	1.1 hp	1.65 hp
Peso (vacío)	615 kg = 1,350 lb.	2,400 kg = 5,280 lb
Peso (lleno)	720 kg = 1,580 lb	3,100 kg = 6,820 lb
Tamaño (incluyendo área de limpieza)	1.5 x 0.7 x 1.4m = 4.9x2.3x4.6ft	7.0 x 0.7 x 0.7m = 23x2.3x2.
Area de piso requerida	1m ² = 11 ft ²	5m ² = 54 ft ²

En líneas generales se puede decir que los cambiadores compactos, muy particularmente los de placas, posibilitan, según se desprende de los indicado, un control muy exacto de temperatura, el manejo de diferenciales reducidos de temperaturas, y un menor tiempo de residencia; a esto se suman los beneficios concernientes a los renglones de mantenimiento, - inversión y costos de operación.

d) Aspectos de Mantenimiento.

a') Ensuciamiento.

El factor más importante que afecta las características ensuciantes de un fluido, con respecto a un cierto tipo de superficie, es la velocidad del fluido y su influencia resultante sobre las fuerzas cortantes, turbulencia, espesor de la película laminar, tiempo de residencia junto a la pared, etc.

Probablemente la magnitud más significativa sea aquella presente en las partes del equipo donde la velocidad sea menor. Esto significa que debe haber buena distribución de flujo sobre toda la sección de flujo de cada canal, así como en todos los canales

que haya en paralelo.

La condición para una buena distribución de flujo dentro de un canal es que la sección de paso sea uniforme a todo lo ancho y que un cambio posible en la velocidad a lo largo de su flujo sea desarrollado en forma que las fuerzas dinámicas no desigualen la distribución de flujo. Para varios canales en paralelo, la caída de presión en el canal deberá ser alta con relación a las fuerzas dinámicas en las interconexiones de los canales que distribuyen el flujo.

Los requisitos para manejar servicios ensuciantes se satisfacen generalmente bien en los equipos compactos. Estos resulta, como ya se vió, en factores de ensuciamiento considerablemente más bajos, para los equipos compactos que para las unidades tubulares.

Si un cambiador de coraza y tubo se elije para un servicio ensuciante en el lado de los tubos, es importante seleccionar un diámetro tan pequeño como sea posible con respecto al tamaño de partícula que se espera haya, así como con relación a los requerimientos de limpieza. Tubos de diámetro pequeño generalmente proporcionan un diseño con una mayor caída de presión por paso en los tubos, y existe una mejor distribución de flujo sobre los tubos en paralelo.

El arreglo de las boquillas deberá elegirse de forma que la -

presión dinámica que dirige el flujo hacia los tubos sea menor que la caída de presión en los tubos. Si por ejemplo la cabeza de velocidad en las entradas de las boquillas, canales o cabezales, no es mayor que, digamos, el 10% de la caída de presión sobre un paso completo, habrá buenas posibilidades de que la diferencia en velocidad de flujo entre los tubos en paralelo sea menor del 5%. Un arreglo cerrado de los tubos (pitch) previene bolsas de estancamiento y depósitos sobre los espejos. Para un servicio ensuciante en el lado de la coraza, en una unidad con espejos, es difícil obtener un flujo bien distribuido si los espejos no cubren la mayor parte del diámetro del haz de tubos. Es difícil evitar las regiones de estancamiento y baja velocidad detrás de los espejos, si estos están cortados a un ancho de solo el 50-75% del diámetro del haz de tubos. Los equipos tipo espiral llenan la mayoría de los requerimientos para un trabajo ensuciante. El fluido fluye en un solo canal de manera que no existen problemas de distribución desigual entre canales paralelos. Como estos equipos se manufacturan bajo especificaciones particulares la dimensiones de sus canales pueden ser elegidas de acuerdo a requerimientos específicos y para una caída de presión determinada. Otro punto muy importante es el hecho de que si se inicia un depósito en una parte del canal, habrá un incremento de velo-

cidad en ese punto, debido al cambio en la sección transversal, lo cual redundará en un efecto de arrastre que limpia los depósitos. Gilmour reportó que el ensuciamiento de espirales fue en la proporción de un décimo con relación a equipos tubulares. Los cambiadores de placas y de lamellas están también generalmente bien adecuados para servicios ensuciantes debido a la buena distribución de flujo dentro y entre los canales y debido al flujo altamente turbulento.

Es obvio que las dimensiones del canal de un cambiador de calor deberán ser tales que permitan el paso libre de las partículas más grandes presente en el fluido. En una sección tubular, el diámetro deberá ser, al menos, 3-4 veces el diámetro de las partículas mayores. Los canales de los equipos a placas, espirales y lamellas, deberán tener un ancho mínimo de 2-3 veces el diámetro máximo de partículas.

Cuando todas las partículas son de tamaño pequeño, esto es de diámetro menor de 2mm, tanto el equipo de lamellas como el de placas son adecuados. El espiral maneja partículas de 5 y hasta 8mm. Estas relaciones de dimensiones son válidas en tanto que la concentración no es muy alta y el fluido fluye con facilidad. Para fluidos con mayores concentraciones de sólidos, o para sólidos con tendencia a pegarse a la pared, deben hacerse pruebas previas con el tipo de equipo considerado.

Para líquidos con fibras en suspensión, el espiral es usualmente el tipo más adecuado. En la industria de la celulosa y del papel, por ejemplo, los espirales con separadores se usan con fluidos conteniendo 0.5% en peso de fibras. Si el espiral se hace sin separadores, pueden manejarse concentraciones aún mayores de fibras. En equipos de coraza y tubos, la concentración permisible de fibras sin taponamientos depende del arreglo de los tubos y la distribución del flujo. La concentración de fibras máxima que se recomienda para cambiadores de placas es 70 p.p.m.

Cuando partículas altamente corrosivas están presentes en un fluido es mejor usar canales rectos y lisos evitando cambios de dirección. El cambiador compacto más apropiado para este propósito es el de espiral, el cual ha sido probado exitosamente en algunas aplicaciones erosivas. Es muy importante, sin embargo, elegir correctamente velocidades incorporando características de diseño adecuadas.

Si va a ser usada una unidad de coraza y tubos, son partes sensibles las juntas de los tubos y sus entradas las cuales deberán ser protegidas.

Si se espera un ensuciamiento severo es mejor proporcionar y arreglar un cambiador para la velocidad más alta posible según la caída de presión y con la mejor distribución de flujo, en

vez de añadir una superficie adicional para permitir el ensuciamiento. Esta adición de superficie puede resultar en una velocidad de flujo menor, y la ganancia se pierde entonces por una mayor velocidad de ensuciamiento.

En la práctica es común encontrar que los equipos compactos especialmente los de placas y los espirales, presentan periodos de operación sin necesidad de limpieza superiores a los de tubos por 6 o más veces. Ejemplificando podemos decir que un equipo a placas, de titanio, manejando salmuera amoniacal, fue abierto después de 6 meses de operación encontrándolo sorprendentemente limpio; en comparación con lo habitual en un equipo tubular, de una aleación especial de aluminio, que en el mismo servicio debía ser abierto bimestralmente encontrándose sucio. En el caso de equipos espirales podemos citar su uso en el enfriamiento de Oleum y Acido Sulfúrico, servicios para los cuales se reportan más de 5 años en operación sin necesidad de abrir las unidades.

Como se mencionó en el párrafo c' y b', la construcción de los equipos compactos se hace en base a superficies conocidas, lo cual posibilita la selección de materiales que, al eliminar en gran medida las porosidades o corrugaciones, ayudan a reducir las causas primarias de la corrosión y la incrustación.

b') Inspección, limpieza y reparación.

La tabla 19 muestra las adecuaciones de varios cambiadores de calor con respecto a sus facilidades para ser accesibles, limpiados y reparados. Dado que algunos tipos ofrecen grandes variaciones en sus diseños, debe tenerse esto en mente al diseñar para una cierta aplicación.

Por ejemplo, considérese la inspección y limpieza manual. El cambiador de espiral puede hacerse con ambos lados abiertos en un costado, o con un lado abierto y el otro cerrado. Puede hacerse con canales de anchos entre 5 y 25mm, con o sin espaciadores. El equipo tubular puede hacerse con placas de tubos fijas o con haz de tubos extraíble. Los tubulares pueden hacerse en general con tubos pequeños o anchos, o con arreglo ancho o pequeño. El equipo de lamellas tiene un diseño similar en su haz, el cual es retraíble y por tanto fácil de limpiar en el lado de la coraza. Sin embargo, dentro de las lamellas no es posible la limpieza mecánica cepillando o fresando.

La limpieza automática en el sitio se lleva a cabo generalmente usando válvulas automáticas, tanques y bombas de recirculación. Si el cambiador tiene que ser vaciado entre las varias operaciones de limpieza, y esto no puede ser hecho por gravedad, el líquido remanente es forzado a salir por aire a presión.

En algunos casos el líquido en el lado limpio puede usarse para

limpiar el lado sucio por medio de interconexiones en los canales. Un cambiador así se hace con un arreglo de canales simétricos en ambos lados para que así las velocidades y la transmisión de calor no cambien cuando se intercambian los canales.

Esta claro que los equipos a placas y los espirales son los más idóneos para satisfacer ésta última característica. De hecho los equipos espirales pueden servir por tiempos muy prolongados sin necesidad de abrirlos, confiando su limpieza a su propio diseño y a la posibilidad de interconectar los canales por la maniobra sencilla de hacerle girar sobre su eje aprovechando su diseño cilíndrico.

Los equipos de placas se abren con sencillez, especialmente cuando todas las boquillas están localizadas en la placa estacionaria del bastidor. Haciendo alusión al ejemplo citado en el inciso a'), podemos decir que la limpieza del equipo a placas, de titanio, ocupó dos obreros durante 3 horas y que se tuvo acceso manual al 100% del área de transferencia, misma que fue limpiada a satisfacción; por otro lado, el equipo tubular ocupó 6 obreros durante 2 días y solo fue posible suponer un cierto grado de limpieza.

Como se ve en la tabla, las reparaciones a los equipos de placas son sencillas. No así para los espirales los cuales en teo

ría son reparables, pero en la práctica es sumamente dificultoso, lo mismo es cierto para los equipos de lamellas.

Cabe hacer notar que las posibilidades de fugas o perforaciones en la espiral es muy improbable ya que el espesor de las chapas con que se construyen es considerablemente más grueso que el espesor de los tubos comunes.

La limpieza de equipos de lamellas es muy fácil por el exterior de las mismas gracias a su arreglo geométrico, pero su interior sólo es limpiable químicamente. Las reparaciones a posibles picaduras son muy dificultosas requiriendo en ocasiones la clausura de un lamella.

TABLA 20

Inspección, mantenimiento, reparación y extensión de Cambiadores de Calor.

		PHE	SHE	LHE	CTE	Coraza y Tubos
Inspección por ensuciamiento	un lado	a	a	a	a	a
	ambos lados	a	a ó d	c	d	b ó d
Inspección por goteo	un lado	b	a	a	a	a
	ambos lados	b	a	a	a	a
Inspección por corrosión	un lado	a	a ó c	b	a ó b	a ó b
	ambos lados	a	b ó c	d	c	a ó d
Limpieza química	un lado	a	a	a	a	a
	ambos lados	a	a	a	a	b ó c
Limpieza imanal	un lado	a	a ó c	b	a	a
	ambos lados	a	a ó c	d	d	a ó d

Extensión	a	d	d	d	d
Reparación	a	c	c	b	b

Clave: a = muy buena b = aceptable para la mayoría de los tipos
 c = mala d = imposible.

c') Flexibilidad. Este es un concepto nuevo en relación a equipos de intercambio de calor, en realidad es exclusivo de los equipos de placas. En la tabla 22 observamos que solo los equipos de placas pueden ser "extendidos", es decir que añadiéndoles placas "aumentan" su área y su capacidad de operación. Más aún, un equipo de placas puede ser "flexible" ante nuevos servicios, sus placas pueden reagruparse para obtener diversas caídas de presión o para permitir nuevos programas térmicos. Así pues, si se selecciona un equipo de placas, puede no ser necesario diseñarlo con un "margen de seguridad", ya que si se ve en la práctica la necesidad de aumentar su área, esto puede hacerse con la sola adición de placas sin tener que suponer posibles "fallas" o "márgenes".

Esta es una nueva herramienta que aparece en el campo del ingeniero de operación.

Finalmente, como se indicó en el capítulo II, el equipo de placas puede llevar su flexibilidad al extremo de convertirse en dos o más unidades de intercambio de calor por medio de la inserción de "placas de conexión". La figura 108 muestra el uso de

esta característica para lograr "recuperación" de calor en el proceso de esterilización de antibióticos. Productos este rilizados precalentados entrando a la alimentación.

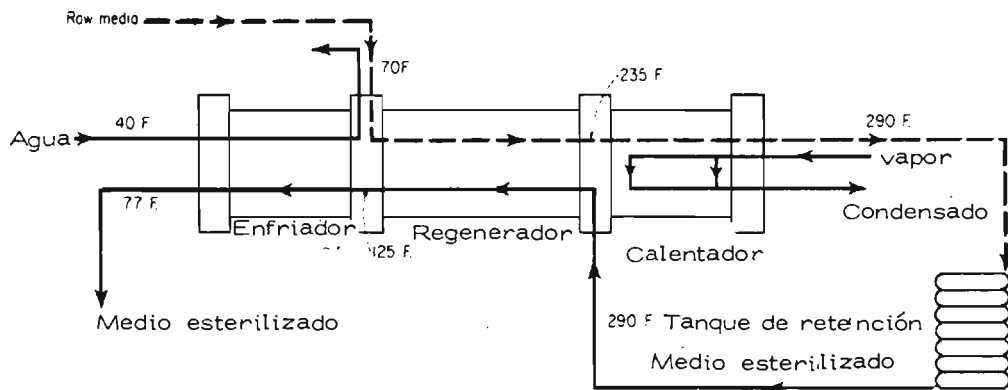


Fig. 108

e) Algunas consideraciones económicas.

a') Costo inicial. Como se ha visto, los equipos compactos no son comparables entre si ya que cada uno de ellos tiene rangos de operación particulares dentro de los cuales son las solución técnica más adecuada. Por esto su comparación en cuanto a costo inicial deberá hacerse con respecto al equipo convencional correspondiente a cada caso particular.

Los equipos convencionales aumentan su costo conforme aumenta la calidad de sus materiales de construcción, es decir, en forma progresiva será más caro un equipo construido con:

- 1.- coraza y tubos de acero al carbón.
- 2.- coraza de acero al carbón, tubos de acero inoxidable.

3.- coraza y tubos de acero inoxidable.

4.- tubos de aleaciones especiales.

5.- coraza y tubos de aleaciones especiales.

En líneas generales podemos decir que los equipos compactos se comparan con los convencionales de la siguiente forma.

1.- Cuando el servicio requiere solamente acero al carbón, es normal que los equipos convencionales sean más económicos. Además de ser más baratos los materiales de construcción, es fácil encontrar fabricantes que puedan realizar la construcción y que después garanticen la expedita obtención de piezas de repuesto, que incluso pueden conseguirse sin tener que buscar al fabricante original. Los equipos compactos de lamellas o espirales quedan fuera de consideración por ser más costosos, a excepción de trabajos que requieran unidades convencionales muy grandes en cuanto al volumen a manejar pero dentro de los límites de presión y temperatura adecuados a los compactos. Los equipos de placas no pueden ser construidos en acero al carbón, como ya se dijo, sin embargo su costo no es demasiado elevado con respecto al tubular correspondiente; es obvio que convendría una inversión inicial algo mayor a cambio de un material mucho más duradero, a lo cual ha-

bría que sumar las ventajas prácticas derivadas de menores gastos de operación y mantenimiento.

En particular conviene hacer notar dos casos particulares en que los criterios anteriores son rebasados. Uno es el uso de espirales de acero al carbón para el enfriamiento de oleum, en este caso el costo de la unidad instalada, construida en acero al carbón, es el 25% del costo de los equipos tubulares tipo Crane. Otro caso con respecto a los equipos de placas es su uso para enfriar aceites lubricantes, trabajo para el cual es suficiente y común el uso de unidades de acero al carbón cuyo costo es aproximadamente 60% del costo de equipos de placas en acero inoxidable 304, sin embargo los gastos de operación y mantenimiento cubren sobradamente esta diferencia.

2.- Cuando los tubos deben ser hechos de acero inoxidable es común que los equipos compactos sean substancialmente inferiores en precio. Lo anterior se deriva básicamente del mayor coeficiente de transferencia que implica un área menor. En el caso específico de equipos a placas se suma al menor requerimiento de área el hecho de utilizar placas cuyo espesor es normalmente 0.9mm., lo cual significa un "volumen" de material de construcción menor al necesario para construir un equipo tubular.

3.- Cuando los requerimientos del servicio especifican acero inoxidable en ambos lados, o bien materiales aún más finos, la comparación de costo inicial es abiertamente favorable a los equipos compactos. Baste decir que es común encontrar equipos compactos de titanio cuyo costo es 25% el de equipos tubulares con similar material de construcción. Tal es el caso del ejemplo citado en el párrafo d), a').

A lo anterior se debe sumar un menor gasto de instalación para cualquier equipo compacto ya que su volumen es menor y su peso es muy reducido en comparación con los equipos convencionales, lo cual significa menos costo en la cimentación necesaria, y maniobras más sencillas para su instalación.

b') Costo de operación. Una consideración preliminar que conviene anotar es el evidente ahorro que significa, en el caso de equipos a placas, el poder operarlos a diversas condiciones de presión, gastos y temperaturas siendo suficiente para ello reagrupar convenientemente las placas. Así mismo, los equipos de placas en operación posibilitan ahorros sustanciales al poder incrementar su área, su capacidad, por medio de la adición de placas; esto significa, obviamente, que con la misma inversión es factible absorber nuevas condicio-

nes de operación con un gasto mínimo en comparación con el necesario gasto de una nueva unidad si la anterior instalada hubiese sido de tubos y coraza.

Por otro lado los equipos a placas pueden manejar gastos menores adaptándose a las velocidades adecuadas reduciendo sus placas al número necesario; en una unidad de tubos esto solo podría hacerse reduciendo el gasto y provocando así una velocidad de flujo menor que aumenta el riesgo de corrosión y el ensuciamiento.

Para los demás equipos compactos, al igual que los de placas, los gastos de operación se ven reducidos gracias a un menor gasto de bombeo consecuencia directa de una caída de presión menor a la de los equipos convencionales.

Finalmente, la mayor eficiencia térmica obtenida en equipos compactos hace que el tiempo de residencia y el volumen manejado sea mayor que en los equipos tubulares; esto reviste especial importancia cuando se manejan líquidos sensibles al calor o bien líquidos valiosos, ya sea por su valor con respecto al proceso en que toma parte. Así mismo la eficiencia de estos equipos hace necesario el uso de menores cantidades de medios enfriantes o calentadores; esto conduce a menores gastos de operación tanto en los sistemas de enfriamiento como en los consumos de combustibles, y también reduce los gastos

de bombeo e instalaciones para los medios enfriadores o calentadores.

c') Costos de mantenimiento. Al hablar del renglón de gastos por mantenimiento se debe hacer alusión particularmente a la frecuencia de limpieza y costo de piezas de repuesto.

Los equipos convencionales son tan ampliamente conocidos y utilizados que es difícil para el técnico común concebir equipos que no impliquen igual tiempo de mano de obra, herramientas particulares y la metodología habitual. Para dar limpieza a un equipo tubular se requiere una operación, engorrosa pero ya muy habitual, para quitar los tornillos de los cabezales, quitar bridas y sellos, limpiar tubos cepillándolos o incluso barrenándolos. Cuando es necesario extraer el haz de tubos de operación es más complicado exigiendo el uso de garruchas y herramientas más complicadas ver fig. 109 (a - e); en el caso de haber incrustaciones que "suelden" los espejos a la coraza es necesario en ocasiones el uso de herramientas de corte. Además de lo anterior, la extracción del haz de tubos requiere de un "espacio" libre igual al largo de la unidad, lo cual implica el disponer siempre de espacio útil en la planta, ver figura 110.

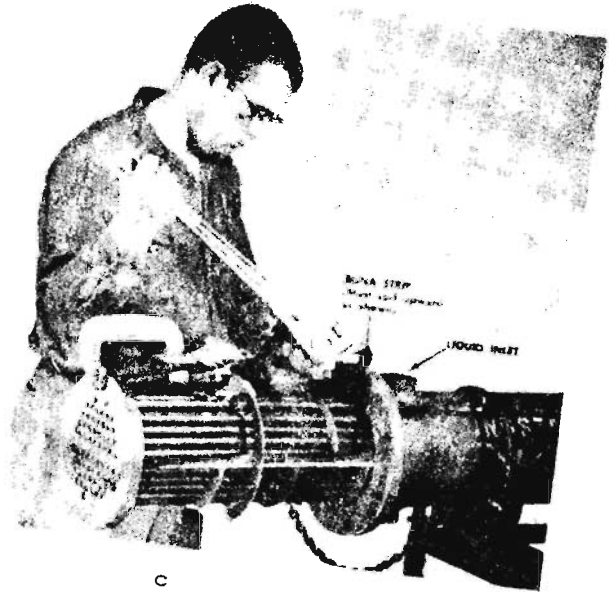


a

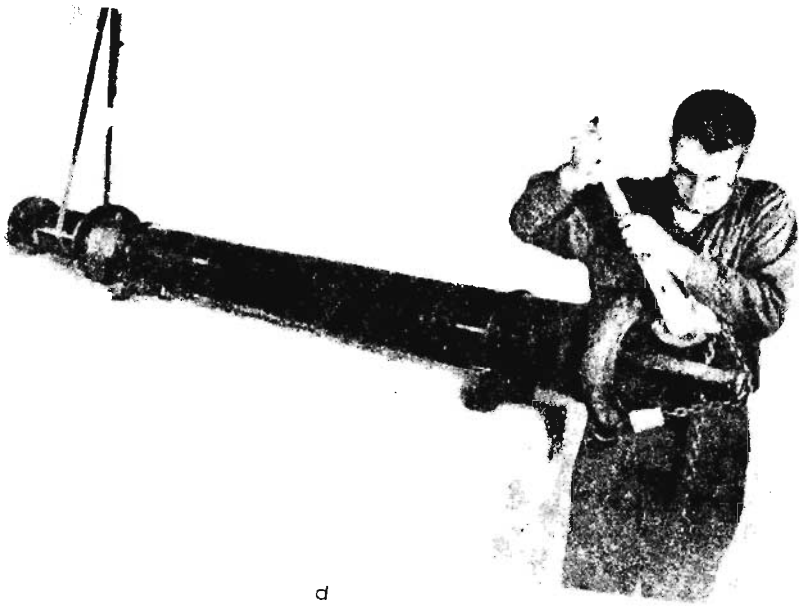


b

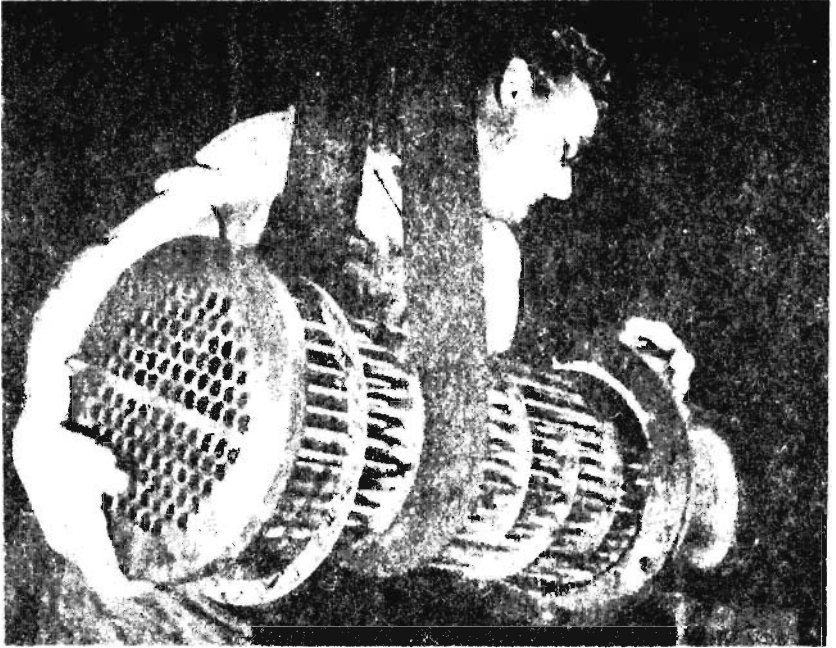
Fig. 109



c



d



e

Estas operaciones ya aceptadas y comunmente vividas por los técnicos de operación y mantenimiento se ve altamente simplificada en el uso de equipos compactos.

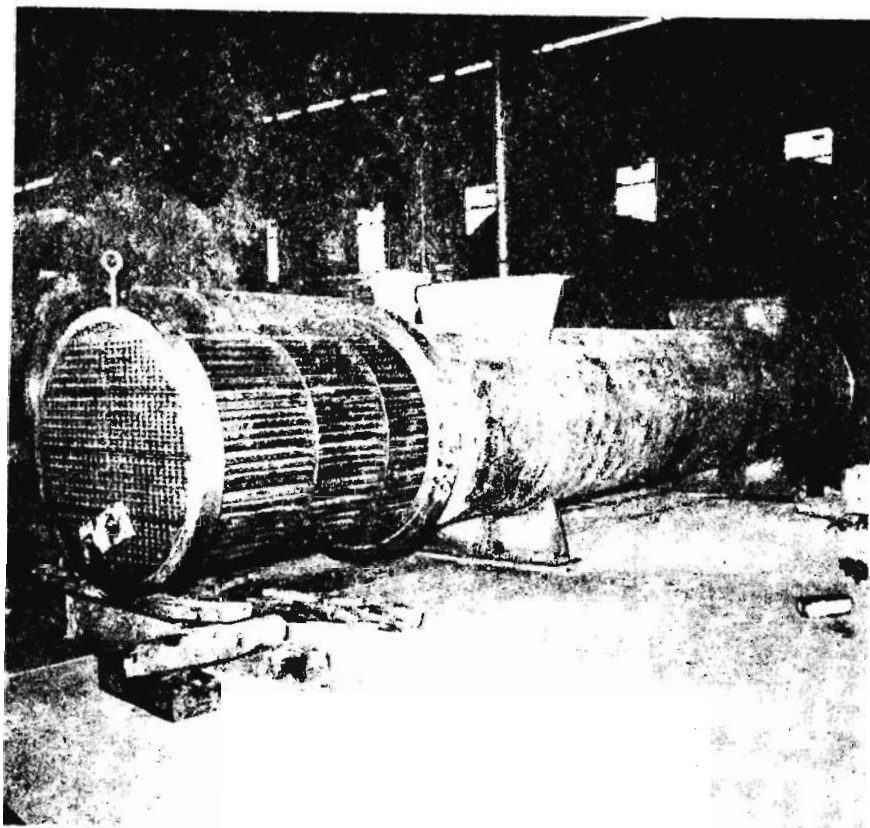


Fig. 110

En el caso de equipos de lamellas la extracción del haz para limpieza es una operación con menores complicaciones ya que no existen espejos que se atoren o queden "soldados" por incrustaciones a la coraza. La limpieza en el interior de las lamellas es factible por acción química únicamente. Sin embargo estos equipos se usan más comunmente para manejar gases y vapores que implican en principio servicios más limpios. Las piezas de repuesto en equipos de lamellas son mínimas reduciéndose a los empaques en los extremos del haz. Una lamella dañada no es factible de reponer, tanto por la dificultad que encierra esta operación como lo improbable que sería el obtener una pieza para reposición.

Los equipos espirales presentan un panorama similar en cuanto a la escasez de piezas de repuesto que requieren, de hecho estas se reducen a los empaques de las tapas y quizá algunos tornillos para el cierre de las mismas. Al igual que las lamellas, una picadura en las espirales implica la casi virtual eliminación de la unidad, no así cuando la falla es en la soldadura de las chapas la cual puede ser muy fácilmente reparada al destapar la unidad. Sin embargo, una selección adecuada del material de construcción asegura una vida útil mayor que la de los equipos tubulares. Por otro lado la frecuencia en las limpiezas será menor al igual que el tiempo fuera de

operación y la mano de obra utilizada.

Los cambiadores de calor de placas rompen en forma más drástica el concepto de gastos de mantenimiento ya que la frecuencia en su limpieza es aún menor y la certeza en dejar limpia la superficie es absoluta. La mano de obra se reduce a una cuarta parte de la normalmente empleada en equipos tubulares en cada ocasión que se limpian manualmente. La limpieza química hace aún más espaciadas las aperturas de estos equipos. Las reparaciones a estas unidades se limitan normalmente a la reposición de juntas, las cuales tienen vidas útiles de varios años.

D) Aplicaciones destacadas

Como ya fue enunciado anteriormente, los equipos convencionales de coraza y tubos tienen aplicaciones ilimitadas en cuanto a sus rangos de operación; y pueden ser construidas en cualquier material accesible; esto significa que sus aplicaciones serán todas las existentes, y de hecho este es el pensamiento común entre los ingenieros de diseño, operación y mantenimiento. Conviene entonces decir que los equipos compactos, dentro de sus rangos de operación, presentan ventajas muy notables, existiendo algunas aplicaciones particulares en que han destacado mayormente.

a) Cambiadores compactos de placas.

En el caso de equipos a placas podemos mencionar las siguientes:

- 1.- Enfriamiento de hidrógeno proveniente de celdas electrolíticas.
- 2.- Enfriamiento de sistemas de emergencia en centrales nucleares.
- 3.- Enfriamiento central de plantas substituyendo a las torres de enfriamiento.
- 4.- Equipos de titanio para soluciones de hipoclorito, sosa caustica y similares.
- 5.- Enfriamiento de soluciones de polímeros y latex.
- 6.- Producción de formaldehido.
- 7.- Producción de monoetanolamina.
- 8.- Equipos de Hastelloy para enfriar ácido sulfúrico y fosfórico.
- 9.- Aplicaciones diversas en el manejo de cebo en la industria jabonera.
- 10.- Esterilización de medios de cultivo en la industria farmaceutica.
- 11.- Enfriamiento de cloruro y oxido de titanio.

b) Cambiadores compactos tipo Espiral.

Los equipos espirales han sobresalido en:

- 1.- Enfriamiento de breas y asfaltos.

- 2.- Esterilización de soluciones de antibióticos.
- 3.- Condensación de vapores en columnas.
- 4.- Manejo de soluciones con fibras naturales.
- 5.- Enfriamiento de gas en plantas coquizadoras.
- 6.- Enfriamiento de agua en torres de agotamiento.
- 7.- Enfriamiento de licores amoniacales.
- 8.- Enfriamiento de aceite de absorción en plantas coquizadoras.
- 9.- Calentamiento y enfriamiento de CO_2
- 10.- Enfriamiento de oleum y ácido sulfúrico al 93%

c) Cambiadores compactos de Lamellas.

Los equipos de lamellas tienen aplicaciones destacadas en:

- 1.- Fabricación de óxido de etileno.
- 2.- Fabricación de óxido de propileno
- 3.- Calentadores de gases como Nitrógeno, hidrógeno y oxígeno.
- 4.- Enfriamiento y condensación de vapor de SO_2
- 5.- Enfriamiento y calentamiento de soluciones acuosas de SO_2 .
- 6.- Condensación de vapor de agua.
- 7.- **Pre**calentadores, enfriadores y condensadores en plantas de ácido nítrico.
- 8.- Calentamiento y enfriamiento de NH_3 ,

9.- Enfriar y calentar licores de sulfitos.

Con objeto de ejemplificar lo anterior se presentan a continuación algunos casos específicos de aplicaciones dentro de procesos particulares.

En la figura 111 se esquematiza el proceso de la deshidrogenización del etanol para producir acetaldehído. En las posiciones 1, el aire se calienta a 200°C, y en la 2 se vaporiza el alcohol y se precalienta a 160 sobrecalentándose en el punto 3, en estas posiciones se utilizan equipos tubulares. El reactor A mezcla oxígeno y alcohol para producir una mezcla de alcohol y acetaldehído, misma que pasa por las torres agotadoras B1 y B2, con alcohol diluido en la primera y agua en la segunda.

Las posiciones 8 y 10A enfrían la solución absorbidora con agua, las temperaturas oscilan entre 35-45° a la entrada y 15-20°C a la salida. Estos servicios se pueden cubrir con equipos espirales y de placas, ambos en acero inoxidable 316. Pueden usarse equipos de lamellas en las posiciones 1 y 3 para recuperar calor al precalentar el alcohol y el aire con el gas caliente del reactor.

La posición 10 puede usarse eventualmente para precalentar licor rico del absorbedor por medio del enfriamiento de alcohol recirculante.

La columna C destila la solución rica, en la parte superior se obtiene Acetaldehído 99% puro; el alcohol diluido de la base de la columna se concentra en la columna D y un alcohol al 95% recircula al reactor.

En la posición 11 se usan espirales como "top condensor". La posición 12 corresponde a hervidores, se han usado equipos espirales y lamellas para este propósito.

La figura 112 ilustra la fabricación del rayon. Para el enfriamiento de lejías de mercerización (1) se pueden utilizar equipos a placas pero al parecer es más económico el uso de equipos tubulares de acero al carbón. Para el enfriamiento de hidróxido de sodio se pueden usar equipos de placas, esto se lleva a cabo en la posición 4. El enfriamiento y calentamiento de soluciones viscosas (6, 7 y 8) ha sido llevado a cabo exitosamente en equipos de placas.

La regulación de la temperatura de coagulación y de los baños de lavador (9) requiere equipos resistentes a la corrosión por la presencia de ácido sulfúrico. Igual criterio es aplicable al caso de los baños de coagulación. En ambas aplicaciones el uso de equipos compactos es restringido por falta de experiencia suficiente.

ACETALDEHIDO A PARTIR DE ETANOL

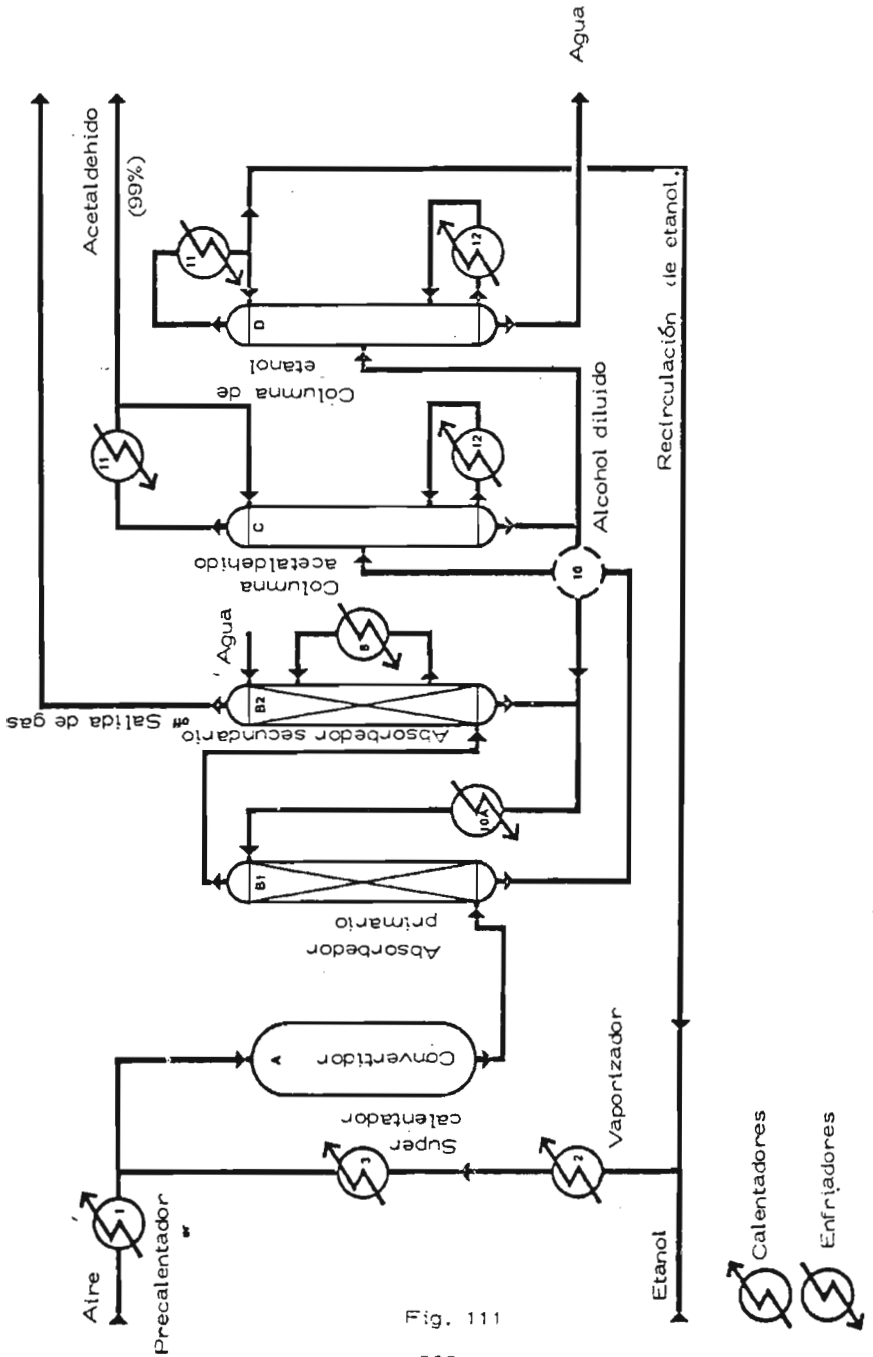


Fig. 111

VISCOSA RAYON

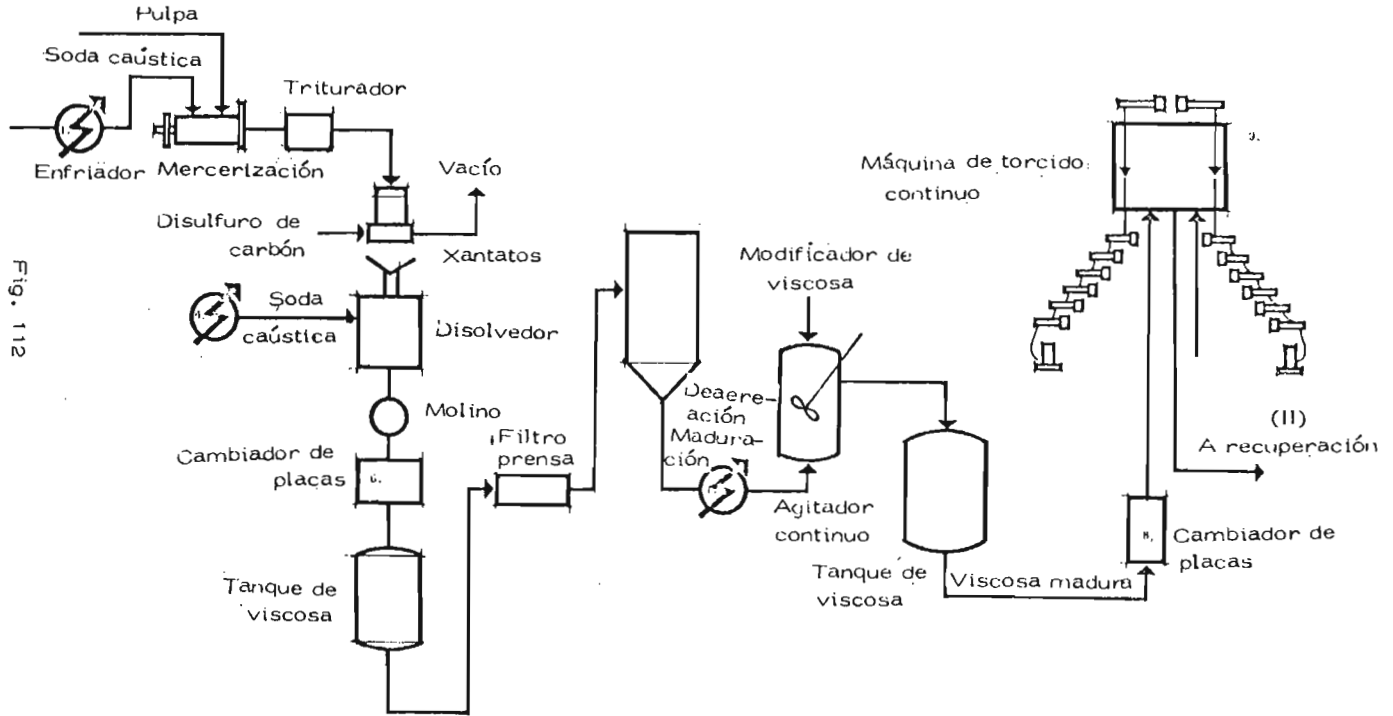


Fig. 112

Las figuras 113 y 114 esquematizan el proceso de manufactura de fibras sintéticas. Los requerimientos de carácter térmico son: 1.- Enfriamiento del reactor para mantener temperatura de polimerización, ocasionalmente se enfría el agua. Ambos trabajos pueden hacerse en equipos compactos de placas.

2.- La separación por destilación de suspensiones que contienen agua (80%) y polímero con monómero sin reaccionar, se facilita precalentado a unos 80°C, esto es conveniente hacerlo en espirales y más aún en equipos de placas por su facilidad para limpiarlos.

3.- El calentador conectado al secador es siempre un equipo tubular debido al flujo volumétrico elevado que se maneja.

4.- Para el enfriamiento de solventes orgánicos es muy apropiado el uso de cambiadores de placas equipados con juntas resistentes.

5.- El enfriamiento y calentamiento de los mezcladores se lleva a cabo por medio de enchaquetado.

6.- Los calentadores de la pasta pueden ser equipos a placas con juntas resistentes. Si la temperatura es más elevada (hasta 100°C) es más apropiado el uso de lamellas.

7.- Para el enfriamiento de soluciones pastosas (tiocianatos por ejemplo) en esta posición es conveniente el uso de espira

les ya que el único canal de flujo evita que un canal paralelo, como puede ser un tubo, se sobrenfríe provocando su inmediato bloqueo.

8.- Esta posición es similar a la 6.

9.- El mantener constante la temperatura de los baños de coagulación y de lavado es un servicio muy apropiado para equipos de placas; lo mismo es dable para el enfriamiento del agua de lavado (10).

11.- El licor residual de la coagulación se recupera por destilación y extracción.

La figura 115 ilustra el proceso para la producción de acrilonitrilo, el uso de cambiadores de calor se lleva a cabo en las posiciones: 2 y 3 indican la vaporización de propileno y amoníaco, procesos que se realizan en equipos convencionales. En 3/6 se precalienta la mezcla con equipos tubulares. El considerable calor producido en el reactor A se remueve por medio de los elementos inmersos en el catalizador (4). El enfriamiento del reactor con agua genera vapor de alta presión (5). La torre B es usada para absorber en agua el acrilonitrilo, la mezcla producida se precalienta con agua caliente proveniente de E1, este trabajo es apropiado para equipos de placas (10); antes de usarse nuevamente en el absorbedor B, el agua se enfría más por medio de agua siendo este servicio obviamente adecuado a

FIBRAS ACRILICAS

- I. Suspensión y polimerización en agua
- II. Solución de polímero en solvente Orgánico
- III. Enrollado húmedo-Coagulación en agua/mezcla de solventes.

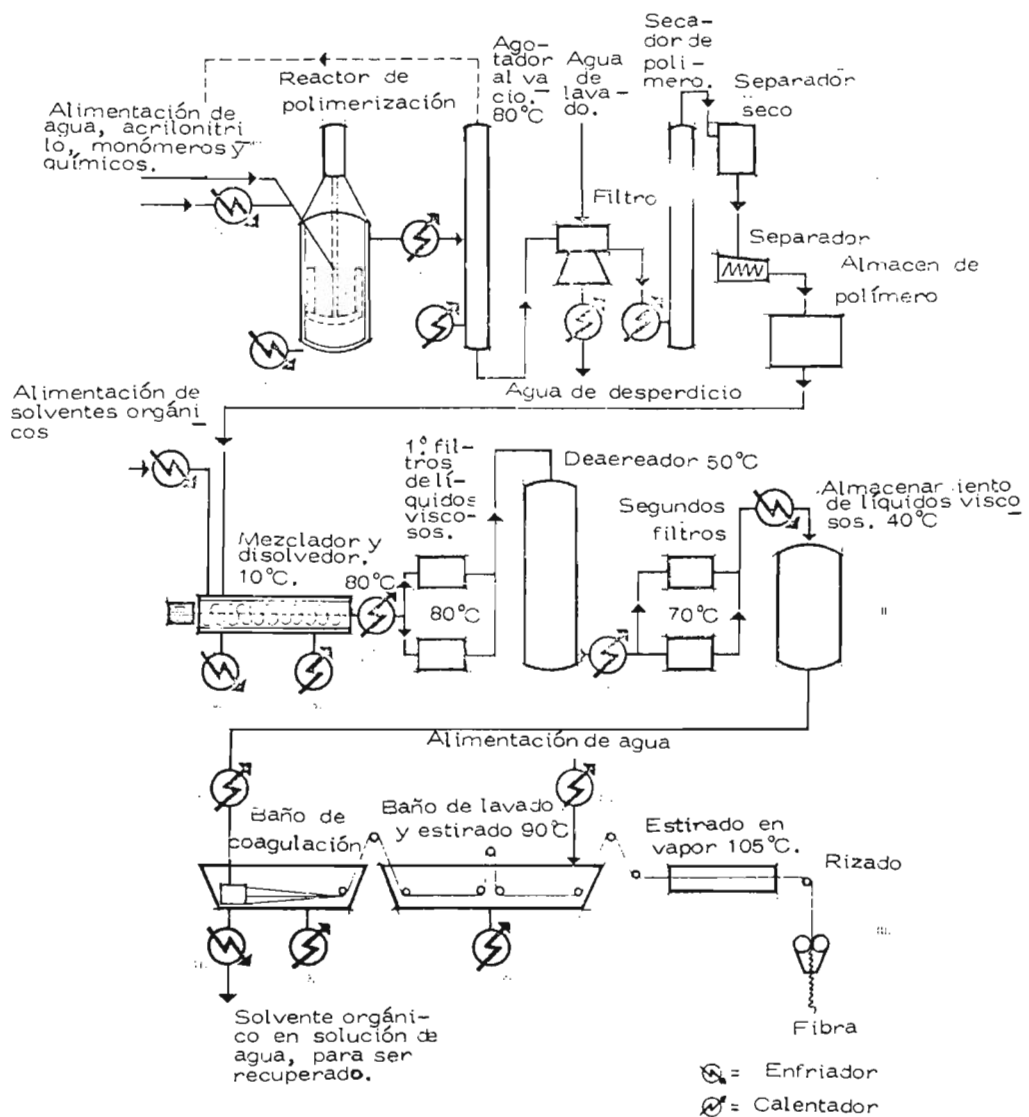
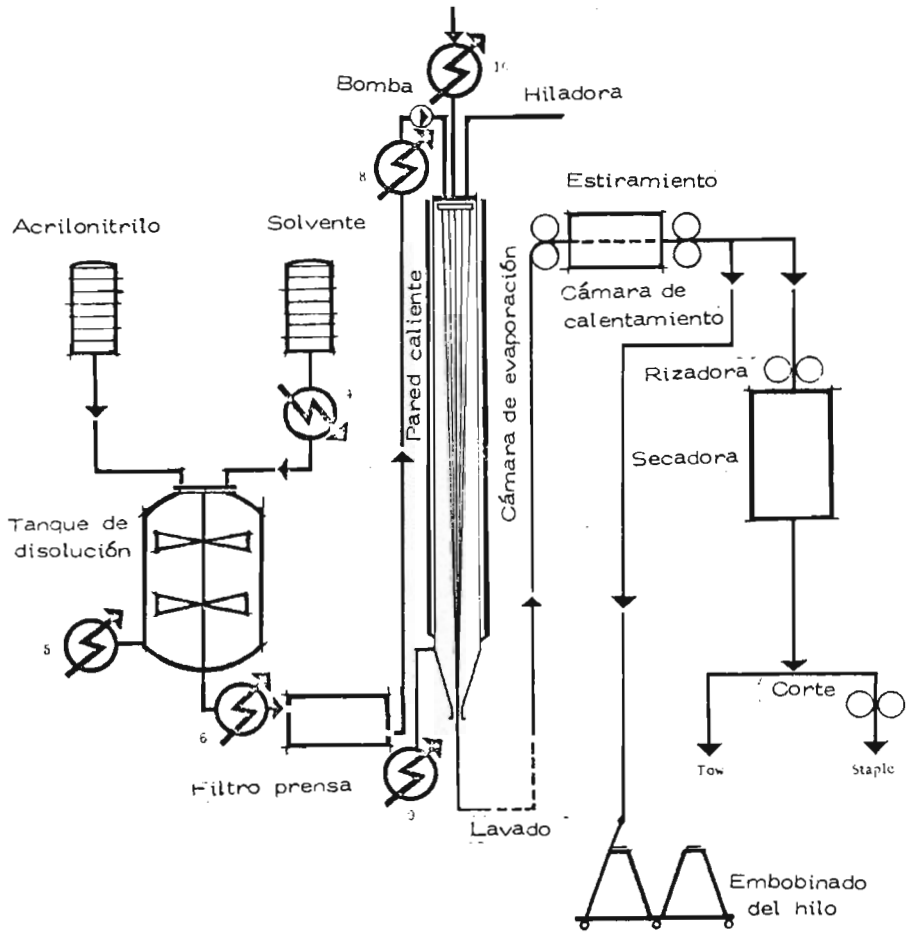


Fig. 113

FIBRAS ACRILICAS

Torcido en: seco





 = Enfriador
 = Calentador

Fig. 114

equipos de placas (10A). En la columna C se recupera acrilonitrilo en un azeótropo con 12% agua, el cual puede condensarse en un espiral cuya configuración puede permitir la separación de las dos sustancias al condensarse en dos capas, la inferior contiene 8% acrilonitrilo y se recircula a la columna.

En la columna D1 se recupera ácido hidrocianico. En la columna D2 se deshidrata el acrilonitrilo y se le separa de impurezas pesadas.

El agua de la parte inferior de la columna C contiene acetoni-trilo que se agota en E1 y se destila en E2 hasta una pureza de 99%. La corriente inferior de agua proveniente de E1 se recircula al absorbedor después de enfriarse en 10 y 10A. Las posiciones marcadas con 11 corresponden a condensadores convencionales. En 12 se utilizan hervidores convencionales para transferir el calor de vaporización.

La figura 116 muestra un esquema sintético del proceso para obtener nitrato de amonio. Para este proceso existen 6 puntos de requerimientos térmicos.

1.- Precalentadores de amoniac y de ácido nítrico. El ácido nítrico de 50 - 60% se calienta de 20 a 130 - 160 °C, pudiendolo hacer en espirales tipo II fabricados en acero con 25% Cr y 20% Ni. Los evaporadores y precalentadores de amoniac son equipos convencionales usualmente, si bien los espira-

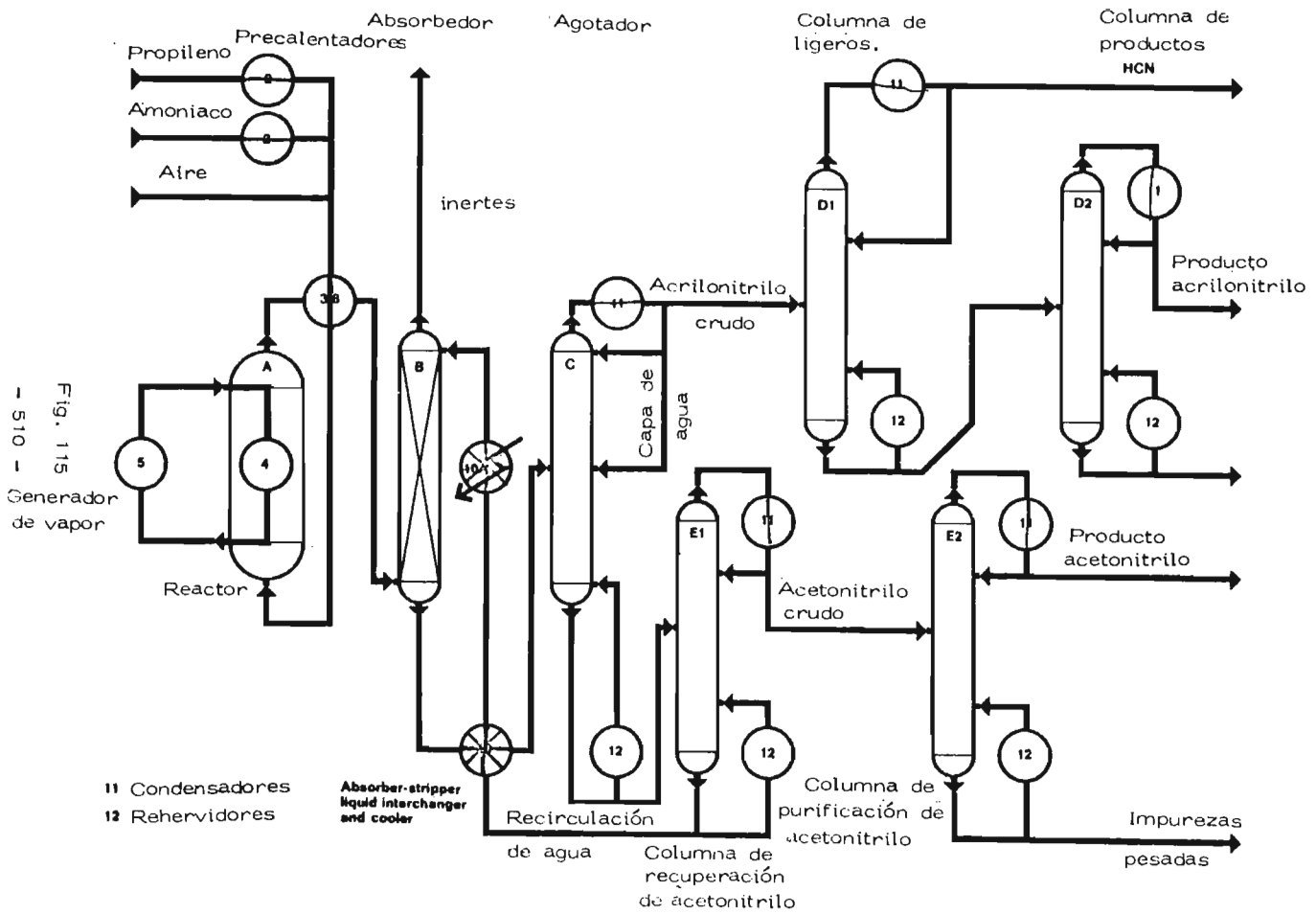


Fig. 115
- 510 -

les pueden emplearse en estos servicios.

2.- El tanque de neutralización se enfría comunmente por medio de generadores de vapor tipo "coil" localizados dentro del mismo recipiente.

3.- La planta de evaporización puede estar equipadas con lamellas como elementos de calentamiento.

4.- La evaporación se lleva a cabo en 2 o más etapas; el vapor condensado, que contiene algo de amoniaco, se subenfía a 40 - 50°C, para lo cual se han empleado espirales tipo III y aún equipos a placas, ambos modelos construidos con acero inoxidable 304.

5.- Cristalizadores al vacío y a 45°C preparan el producto para su secado final (6) en torres "prill" o secadores rotatorios.

La figura 117 presenta el diagrama del proceso para obtener oxido de etileno en el cual los trabajos térmico son: A1, A2, 4, 4A.- Aire y etileno se alimentan junto con una corriente de recirculación en convertidores que operan en paralelo. Los convertidores son cambiadores de calor de coraza y tubos, en estos últimos se encuentra el catalizador. La reacción es altamente exotérmica y su control es la clave del proceso. 5, 5A.- El enfriamiento de los reactores se lleva a cabo con Dowtherm que se condensa en generadores de vapor. 6, 6A.- El efluente del reactor primario

PROCESO DEL NITRATO DE AMONIO

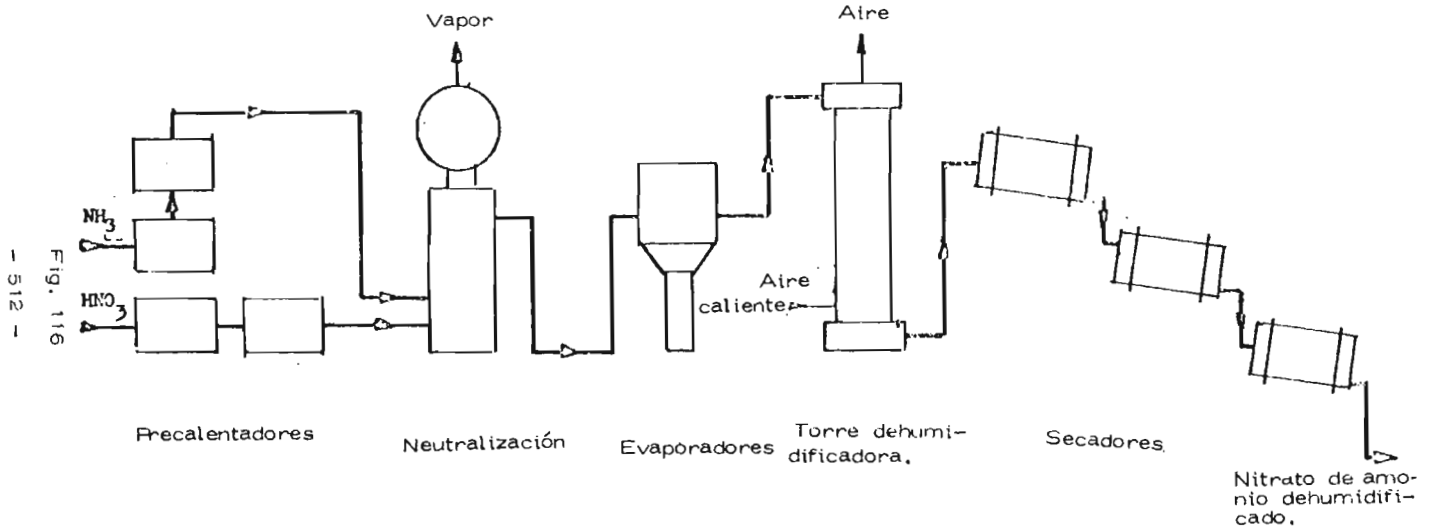


Fig. 116
- 512 -

se enfría de 275 - 300°C a 100°C por intercambio recuperativo con la corriente de gas recirculante del absorbedor, este gas se precalienta de 50 a 250°C antes de mezclarse con la alimentación fresca. 7, 7A.- En un segundo intercambiador el gas del reactor se vuelve a enfriar con agua. Para estos servicios y los anteriores se han empleado equipos de Lame-llas. B1 B2. El gas, después de comprimido, pasa a una columna empacada de absorción. El gas efluente se divide en dos porciones, de las cuales la mayor recircula enfriando el gas efluente del reactor (6) para unirse después a la ali-mentación fresca del reactor primario. La porción menor se precalienta (6A) y para al reactor secundario (A2), del cual el efluente gaseoso es enfriado por la alimentación (6A) y des-pués más aún con agua. El óxido de etileno se absorbe en el reactor B2. C.- Las soluciones que contienen el óxido pro-veniente de los absorbedores se combinan y calientan de 40 a 130°C, alimentándose después a una columna de destilación. 10.- La corriente de agua del desabsorbedor se enfría de 140 a 50°C por la alimentación rica en óxido y recircula a los ab-sorbedores. Para este servicio, cuya presión es 8 - 20 atm, se usan equipos espirales y de lamellas. D1, D2.- El óxido de etileno se purifica en dos columnas de destilación. 11.- Es-ta posición corresponde a equipos convencionales que actúan

PROCESO DE OXIDACION DIRECTA PARA
FABRICACION DE OXIDO DE ETILENO.

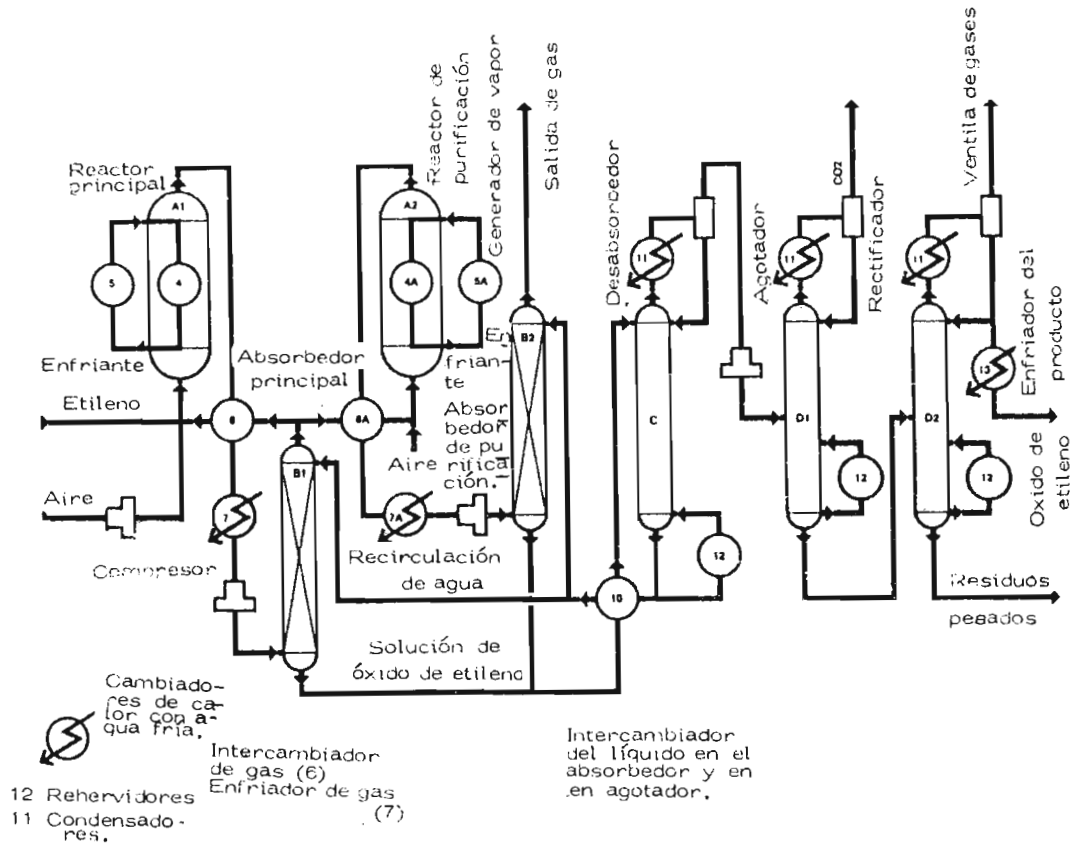


Fig. 117
514

como condensadores. 12.- Esta posición corresponde a hervidores convencionales. 13.- Antes de almacenarse el óxido puro se superenfriá a 20°C , este servicio puede ser llevado a cabo por unidades de lamellas.

La figura 118 corresponde al diagrama de flujo del proceso de la producción de formaldehído. En este caso los trabajos térmicos son: 1.- Pre calentamiento del metanol, de 35° a 58°C , este servicio se hace frecuentemente con solución de formaldehído proveniente de la torre de absorción la cual se enfría de $60 - 65^{\circ}\text{C}$ a $40 - 45^{\circ}\text{C}$. Equipos de placas se ubican muy bien aquí por su alta transferencia de calor y por la pequeña diferencial de temperatura existente. 2.- La vaporización del metanol se hace con vapor o enfriando el gas del reactor, de 140 a 70°C . Equipos de lamellas o espirales tipo III son apropiados para este trabajo. En el caso de los espirales, las vueltas externas pueden servir como sección de pre calentamiento. Acero al carbón es material suficiente pero es preferible inoxidable. 3.- El pre calentamiento de aire, de 90 a 110°C se hace usualmente con vapor o gas del reactor. Los equipos apropiados son espirales y lamellas de acero al carbón si se usa vapor, o inoxidable si usa el gas. 4.- En ocasiones se sobrecalienta la mezcla de aire y metanol hasta 140°C por medio de

vapor o gas del reactor, para este servicio también se adecuan equipos espirales y de lamellas. 5.- El medio enfriador del reactor es comunmente Dowtherm, el cual se condensa generando vapor en unidades espirales de acero al carbón tipo II y III, o si está líquido se enfría en espirales tipo I o equipos de lamellas. 6 y 7.- Para el enfriamiento del gas del reactor es muy conveniente el uso de lamellas o espirales por su mayor eficiencia. 8 y 9.- Durante la absorción del formaldehído gaseoso en agua se libera mucho calor que se elimina bombeando la solución a través de enfriadores externos. El enfriamiento debe hacerse con una diferencial de temperatura pequeña para eliminar el riesgo de precipitación de paraformaldehído, por esto se manejan flujos muy grandes y como consecuencia se utilizan equipos muy grandes. El enfriamiento se lleva a cabo frecuentemente en dos etapas, de 80 a 55°C y de 60 a 35°C. Esto es una aplicación muy apropiada para equipos de placas en acero inoxidable, tanto por la seguridad al manejar diferenciales de temperatura pequeños como por su facilidad para ser limpiados si ocurre la precipitación de paraformaldehído. 10.- En esta posición se intercambia calor entre dos corrientes de formaldehído, los equipos de placas presentan la mejor solución. 11.- La condensación de metanol es un servicio adecuado para espirales tipo III e incluso para equipos de placas. 12.- El e-

quipo apropiado para este servicio de hervidor es el convencional de coraza y tubo. 13.- El almacenar la solución de formaldehído requiere mantener una temperatura específica para evitar la polimerización, los equipos a placas son la mejor solución para este caso.

El diagrama de la figura 119 corresponde al proceso de la formación de resina de formaldehído, las cuales pueden ser de urea, fenol o melamina, variantes que se forman reaccionando cualquiera de estos compuestos con el formaldehído. Los servicios térmicos son: 14.→ El equipo que cubre este servicio debe llevar a cabo 4 trabajos, el primero es el calentamiento del lote a la temperatura de polimerización, usualmente 70°C. Al llevarse a cabo la polimerización se debe eliminar el calor producido manteniendo una temperatura aproximada de 95°C. El tirar trabajo será el enfriamiento (45 - 60°C) de la resina después de la polimerización. Si la evaporación se lleva a cabo en el mismo recipiente, el equipo deberá suministrar calor para ello. Los equipos de placas desempeñan esta cuádruple función convenientemente. 15.- Como medida de seguridad se usa este condensador que condensaría un probable exceso de resina evaporada. Para este equipo se usan espirales III y lamellas. 16.- Para concentrar la resina

MANUFACTURA DE RESINA LIQUIDA DE
FORMALDEHIDO

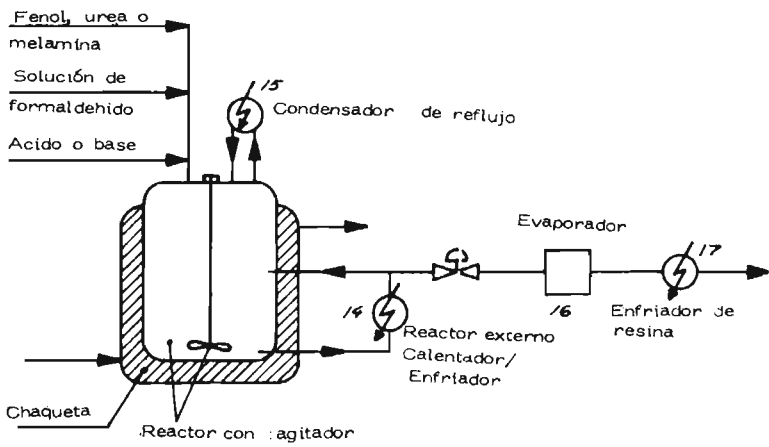


Fig. 119

se utilizan evaporadores de película denominados "Centritherm".
17.- Para almacenar la resina a una temperatura apropiada se usan equipos de placas con mejores resultados.

En la producción de carbonato de sodio, "soda ash", figura 120 se utilizan equipos a placas con notabilísima ventaja en la sección de absorción. En la sección de carbonatación casi el 50% del área de calentamiento corresponde a la cristalización de bicarbonato, quizá el enfriado pudiera hacerse en forma externa pero aún no hay equipos apropiados para ello. En el enfriamiento de gas amoniacal, y precalentamiento de la lejía madre, la solución técnica apropiada es un espiral en titanio pero no es una solución económicamente competitiva con equipos tubulares. El enfriamiento de los gases de calcinación se puede llevar a cabo en equipos de lamellas en acero inoxidable.

En la producción de acero, figura 121, existen 12 aplicaciones particularmente apropiadas para equipos de placas: 1) Enfriamiento de hornos, 2) Enfriamiento de transformadores, 3) Enfriamiento de aceite lubricante en laminadoras, 4) Enfriamiento de aceite lubricante en laminadoras secundarias, 5) Enfriamiento de los moldes de colada continua, 6) Enfriamiento o calentamiento de emulsiones, 7) Enfriamiento de aceite hidráulico 8) Enfriamiento de las prensas extrusoras, 9) Enfriamiento de

PROCESO SODA - AMONIA

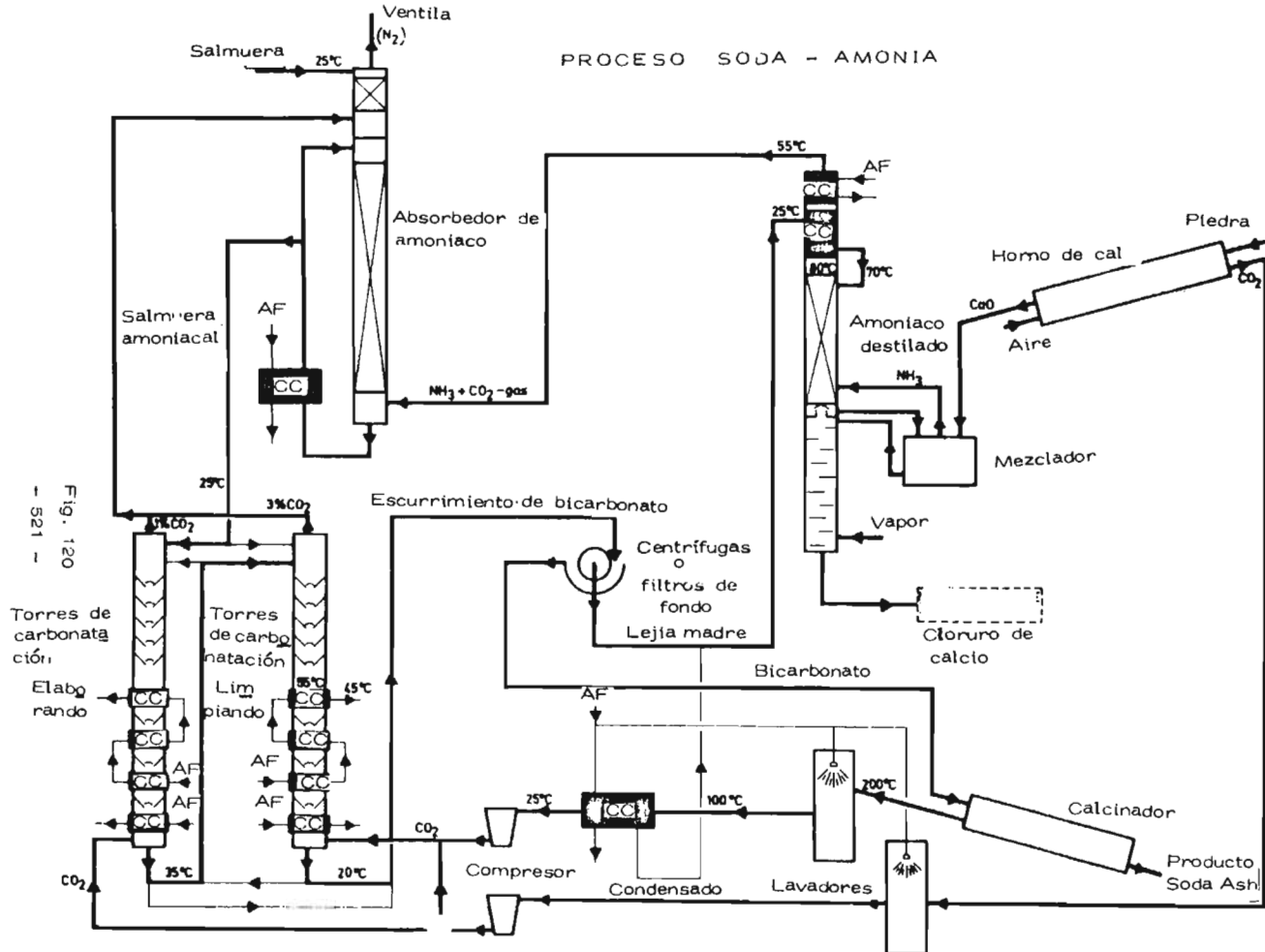


Fig. 120
- 521 -

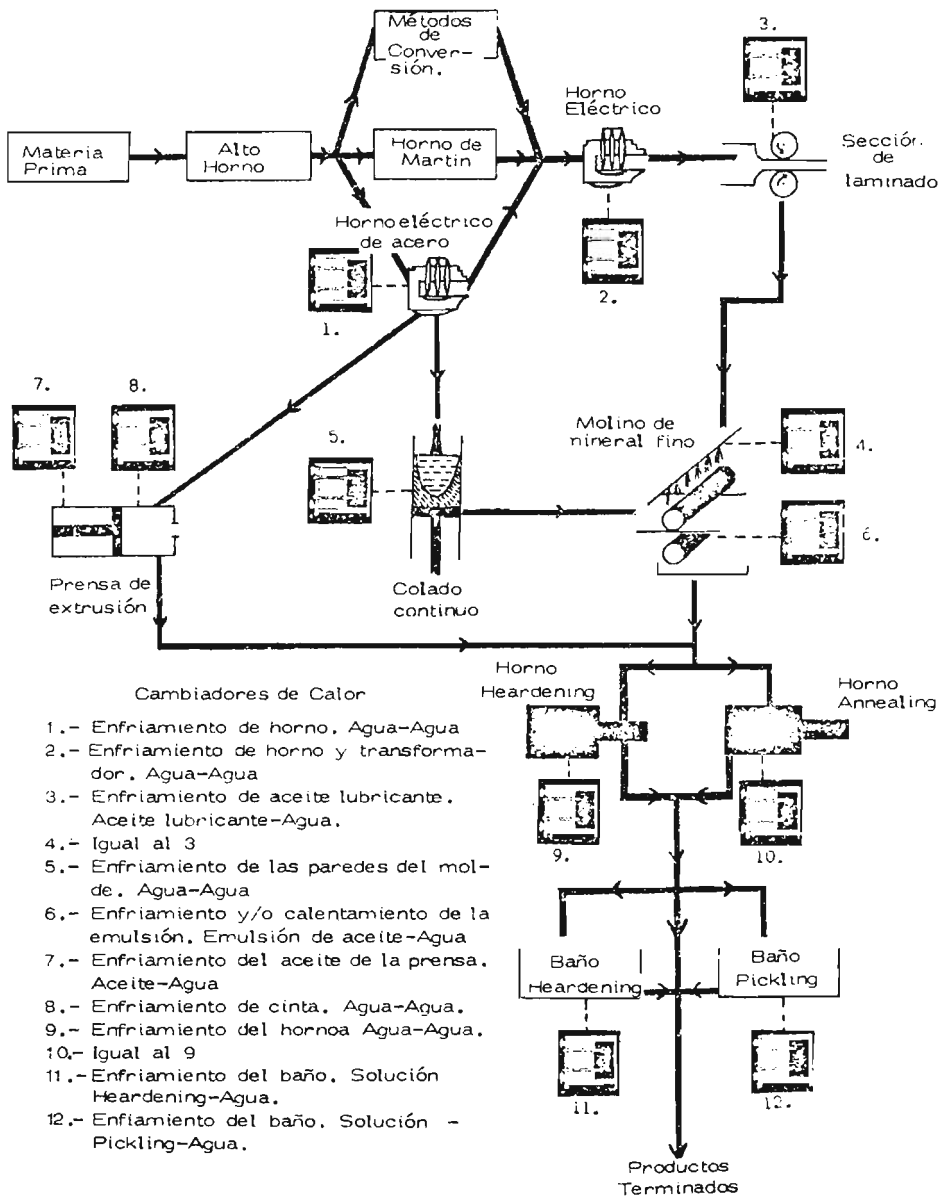


Fig. 121

hornos de templado, 10) Enfriamiento de hornos de templado, 11) Enfriamiento de baños de templado y 12) Enfriamiento de baños de Hardening.

Una aplicación de gran importancia es el uso de equipos de placas como enfriadores centrales, figura 122, lo cual implica la eliminación de torres de enfriamiento y enfriadores de aire. Las ventajas principales de este sistema son:

- 1.- Eliminación de pérdidas por evaporación
- 2.- Eliminación de absorción de contaminantes al trabajar en "circuito cerrado".
- 3.- Eliminación de tratamiento de agua.
- 4.- Funcionamiento muy reducido y controlable.
- 5.- Mantenimiento económico y sencillo en comparación con torres.
- 6.- Se "centralizan" las posibilidades de corrosión al formar un circuito primario cerrado, y un circuito secundario de agua "mala" (incluso mar) que enfría al primero en equipos de placas que normalmente son de titanio y garantizan su inmunidad al agua corrosiva.

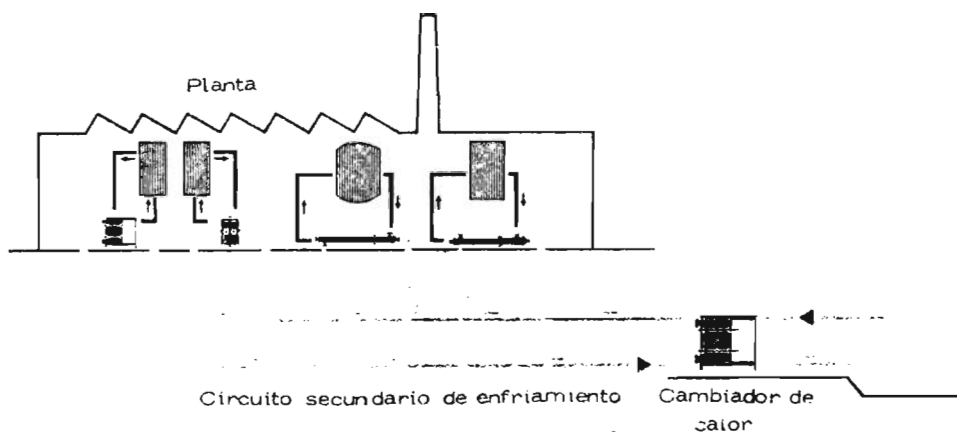


Fig. 122

Finalmente, la figura 123 presenta las aplicaciones de equipos espirales en la fabricación del ácido sulfúrico. Los cambiadores de calor tipo espiral han sido empleados durante más de 15 años en plantas de contacto productoras de este ácido. Unidades hechas de acero inoxidable 316 se usan para enfriar ácido concentrado (96% - 98.5%) circulando entre las torres de secado y de absorción, mientras que unidades de acero al carbón se usan para servicios de enfriamiento en las torres de absorción de oleum.

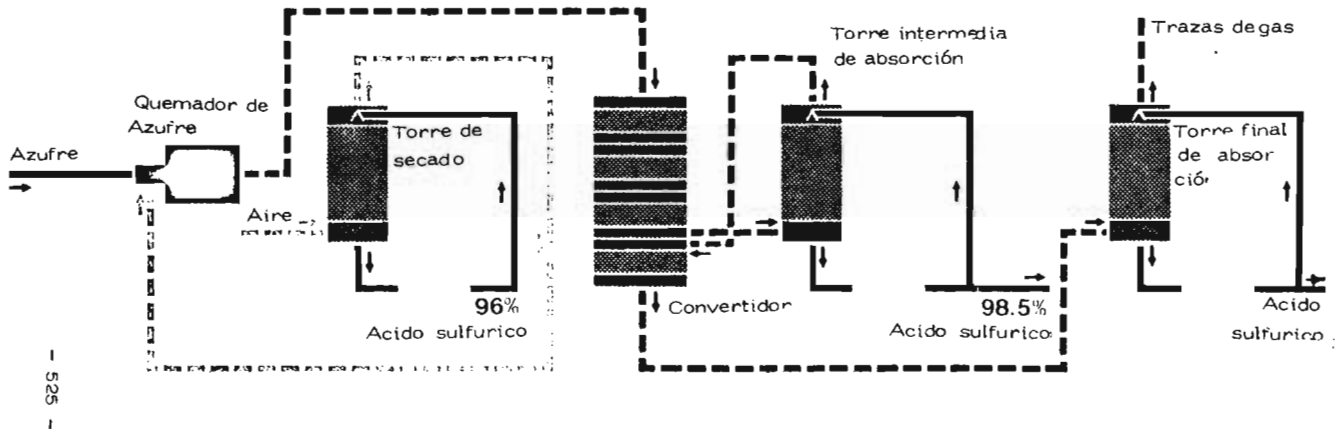


Fig. 123

E) Tesis final.

En base al estudio de la transferencia térmica en equipos de intercambio de calor indirectos, que se presentó en el primer capítulo, y del análisis hecho en el segundo capítulo de algunos tipos de intercambiadores, hemos podido concluir que:

"Los equipos compactos de placas, espirales y lamellas, presentan ventajas sustanciales sobre los modelos convencionales, cuando se utilizan dentro de sus rangos de operación características".

APENDICE A.

SUBSTANCIA	CONDICIÓN			TIPO ATLAS			
	Concentración %	*F	*C	316	302/304 Versalloy	430	410
Aceite de pino de pino		70	20	A	A	-	-
Aceites crudos (a base de asfalto y parafina)		70	20	A	AX	AX	-
Aceites crudos (a base de asfalto y parafina)		caliente	caliente	A	AX	AX	-
Aceite de linaza		70	20	A	A	A	B
		y caliente	y caliente				
Aceite de linaza (3 % H ₂ SO ₄)		350	200	A	A	-	-
Aceites lubricantes		70	20	A	A	A	A
"		caliente	caliente	A	A	A	A
Aceites vegetales y minerales		70	20	A	AX	AX	AX
"		caliente	caliente	A	AX	AX	AX
Acetaldehído	100	142	61	A	A	-	-
Acético - ácido	5-10	70	20	A	A	A	B
"	5-10	hirviente	hirviente	A	A	C	-
"	20	70	20	A	A	A	C
"	20	hirviente	hirviente	A	A	-	-
"	33 1/3	70	20	A	A	A	C
"	33 1/3	hirviente	hirviente	A	B	C	-
"	50	70	20	A	A	A	C
"	50	hirviente	hirviente	A	B	-	-
"	80	70	20	A	A	A	-
"	80	180	85	A	A	C	-
"	80	hirviente	hirviente	B	B	C	-
"	100	70	20	A	A	A	C
"	100	180	85	A	A	C	-
"	100	hirviente	hirviente	C	C	C	-
"	100-Presión						
"	150 Psi/0.11 kg/mm ²	200	95	C	C	-	-
"	100-Presión						
"	150 Psi/0.11 kg/mm ²	400	205	C	C	-	-
" - Anhídrido	90	70	20	A	A	B	-
"	90	hirviente	hirviente	A	B	C	-
"	90 aireado	160	85	B	C	-	-
"	60	180	85	A	A	-	-
" - vapores del ácido	30	70	20	A	B	-	C
Acético - vapores del ácido	30	calientes	calientes	B	B	-	-
"	100	70	20	A	B	-	C
"	100	calientes	calientes	B	C	-	-
Acetileno		70	20	A	A	A	B
Acetilo - Cloruro de		70	20	B	B	-	-
"		hirviente	hirviente	B	B	-	-
Acetona		70	20	A	A	B	B
"		hirviente	hirviente	A	A	-	C
Acetofenona	66	322	155	A	A	-	-
Ácidos grasos	toos	350	175	A	B	-	-
Ácidos grasos (oleina)		350	175	A	A	-	-
Acrílico - ácido	96	77	25	A	A	-	-
Activina	sol. acuosa	70	20	A	A	-	-
Agua		70	20	A	A	A	B
"		caliente	caliente	A	A	A	B
Agua aceitosa		70	20	A	A	A	A
"		caliente	caliente	A	A	A	A
Agua dulce		caliente	caliente	A	A	-	-
Aguas fecales		70	20	AX	BX	-	-
Agua de mar		70	20	M	M	C	C
Agua de mina (ácida)		70	20	AX	AX	AX	B
Agua pesada				A	A	-	-
Agua potable		70	20	A	A	A	B
Alcalino - licor	20	hirviente	hirviente	A	A	-	-
Alcanfor		70	20	A	A	A	B
Alcohol - étílico		70	20	A	A	A	B
"		hirviente	hirviente	A	A	A	A
" - metílico		70	20	A	A	A	A
"		150	65	B	BX	BX	-
Algodón pólvora (aguas residuales ácidas)		70	20	A	A	-	-
Alkalofom - anestésico		70	20	A	A	C	C
Amidón		70	20	A	A	A	A
A quitran				A	A	-	-
Aquitrán más amoníaco en agua				A	A	-	-
Aluminio	fundido	1380	750	C	C	C	C
Aluminio - acetato de	saturado	70	20	A	A	-	-
"	saturado	hirviente	hirviente	A	A	-	-
" - cloruro de	5	70	20	C	C	C	C
"	10-25	70	20	C	C	C	C
"	saturado	70	20	C	C	C	C
" - fluoruro de	5	70	20	B	C	C	C
"	saturado	70	20	B	C	C	C
" - hidróxido de	saturado	70	20	A	A	A	-

Aluminio y potasio — sulfato doble de (alumbre)	2	70	20	A	A	A	B
"	10	70	20	A	A	S	—
"	10	hirviente	hirviente	A	A	B	—
"	saturado	70	20	A	B	C	—
"	saturado	hirviente	hirviente	B	B	C	—
" — sulfato de	5	150	65	A	A	—	C
"	10	70	20	A	A	—	C
Aluminio — sulfato de	10	hirviente	hirviente	A	B	C	—
"	saturado	70	20	A	B	C	—
"	saturado	hirviente	hirviente	A	B	C	—
Aluminio (sulfato + 1 % H ₂ - SO ₄)	saturado	70	20	A	B	—	C
Aluminio (sulfato + 1 % Na ₂ CO ₃)	saturado	70	20	A	A	—	B
Amilico — fenol	concentrado	390	200	A	A	—	—
Amilo — acetato de	concentrado	70	20	A	A	A	B
" — cloruro de	concentrado	70	20	A	A	A	B
Amoniacal — alumbre (ligeramente amoniacal)	saturado	70	20	A	A	A	—
"	saturado	200	95	A	A	—	C
Amoniacal (anhídrico)	concentrado	70	20	A	A	A	—
Amoniacal — gas	concentrado	frio	frio	A	A	A	—
"	concentrado	caliente	caliente	C	C	C	—
Amoniacal — Licor (agua amoniacal)	todas conc.	70	20	A	A	—	—
"	todas conc.	hirviente	hirviente	A	A	—	—
Amónico — bicarbonato	saturado	70	20	A	A	—	—
"	saturado	caliente	caliente	A	A	—	—
" — bromuro	5	70	20	B	C	—	—
"	saturado	70	20	A	B	—	—
" — carbonato	1 y 5	70	20	A	A	A	B
"	saturado	70	20	A	A	A	B
" — cloruro	1	70	20	A	B	—	—
"	5	70	20	A	B	—	—
"	10	hirviente	hirviente	A	B	—	—
"	20	hirviente	hirviente	A	B	—	—
"	28	hirviente	hirviente	AX	C	—	—
"	50	hirviente	hirviente	AX	C	—	—
"	saturado	70	20	AX	BX	—	—
" — fosfato	5	70	20	A	A	A	B
"	saturado	70	20	A	A	A	A
" — hidróxido	todas conc.	70	20	A	A	A	B
" — mono-fosfato	saturado	70	20	A	A	A	B
" — nitrato (agitado y aireado)	todas conc.	70	20	A	A	A	B
" — nitrato saturado	hirviente	hirviente	hirviente	A	A	A	B
" — nitrato (disuelto en H ₂ SO ₄)	140	60	—	A	A	—	—
" — nitrato	250	120	—	A	A	—	—
" — oxalato	5	70	20	A	A	A	B
"	saturado	70	20	A	A	—	B
" — perclorato	10	hirviente	hirviente	A	A	—	B
" — persulfato	5	70	20	A	A	B	—
Amónico y potasio — sulfato doble de (ligeramente amoniacal)	saturado	200	95	A	A	—	C
Amónico — sulfato (agitado)	1 y 5	70	20	A	A	A	B
" (aireado)	1 y 5	70	20	A	A	A	B
"	10	70	20	A	A	—	—
"	10	hirviente	hirviente	AX	BX	—	—
"	saturado	70	20	A	—	—	—
"	saturado	hirviente	hirviente	AX	BX	—	—
" (+ 0,5 % H ₂ SO ₄)	saturado	70	20	A	B	—	C
" (+ 5 % H ₂ SO ₄)	saturado	70	20	—	C	—	C
" — sulfato	saturado	70	20	A	A	—	—
"	saturado	hirviente	hirviente	A	A	—	—
Anilina	3	70	20	A	A	A	B
Antimonio cruda	concentrada	70	20	A	A	A	—
Antimonio — hipocloruro de	5	70	20	C	C	C	C
Antimonio — cloruro de	concentrado	70	20	A	A	—	—
Antimonio — sulfato de	fundido	1110	600	C	C	C	—
Antimonio — tricloruro de	saturado	70	20	C	C	C	—
Arsénico — ácido	concentrado	150	65	A	A	—	—
"	concentrado	225	110	—	B	—	—
Arsénico — anhídrico	concentrado	70	20	A	A	A	B
Azúfre	seco	70	20	A	A	A	B
"	mojado	70	20	AX	BX	BX	C
Bario — carbonato de	solución	70	20	A	A	A	B
" — cloruro de	5	70	20	A	B	—	—
"	saturado	70	20	A	A	—	—
"	saturado	caliente	caliente	AX	BX	—	—
" — hidrato de	saturado	70	20	A	A	A	A
" — nitrato de	saturado	caliente	caliente	A	A	—	—
" — sulfato de	saturado	70	20	A	A	A	—
"	saturado	70	20	A	A	A	A
Barniz	concentrado	caliente	caliente	A	A	B	B

Resoleno (del alquitran de hulla y del petroleo crudo)		70	20	A	A	-	-
" " "		hirviente	hirviente	A	A	-	-
Benzolico - ácido		70	20	A	A	A	B
Benzol		70	20	A	A	A	B
" "		caliente	caliente	A	A	A	B
Bicarbonato de sosa	solución	70	20	A	A	-	-
Bianqueo - polvos para el (secos)				A	CX	C	C
Bórax	5	caliente	caliente	A	A	A	B
Bórico - ácido	5	70	20	A	A	A	B
" "	5	caliente	caliente	A	A	A	B
" "	70	caliente	caliente	C	C	C	C
Bromo (metaloide) gaseoso		70	20	C	C	C	C
Bromo líquido		70	20	C	C	C	C
Butano		70	20	A	A	-	-
Butilo - acetato de				A	A	A	B
Butírico - ácido	5	70	20	A	A	A	B
" "	5	150	65	A	A	A	B
" "	saturado	70	20	A	A	A	-
" "	saturado	hirviente	hirviente	A	C	-	-
Caomio	fundido	610	320	C	C	-	-
Café		hirviente	hirviente	A	A	A	B
Calcio - bisulfato de	sol. acuosa	hirviente	hirviente	A	A	-	-
" "	sol. acuosa						
" "	Presión 300 Psi/ 0,22 kg/mm ²	390	200	B	C	-	-
" - carbonato de							
" - solución de cloruro de (+ Na Cl)		70	20	A	B	-	-
" "		70	20	A	A	A	B
Calcio - clorato	sol. diluida	70	20	A	A	-	-
" "	sol. diluida	caliente	caliente	A	A	-	-
" "	saturado	70	20	A	A	-	-
" - cloruro de	5	70	20	AX	BX	-	-
" "	saturado	70	20	AX	BX	-	-
" "	todas conc.	hirviente	hirviente	AX	C	-	-
" - hidróxido de	5	70	20	A	A	A	B
" "	10	hirviente	hirviente	A	A	-	-
" "	20	70	20	A	A	-	-
" "	20	hirviente	hirviente	A	A	-	-
" "	50	70	20	A	B	-	-
" "	50	hirviente	hirviente	B	C	-	-
" - hipoclorito	saturado	70	20	A	A	A	B
" "	2	70	20	AX	BX	BX	C
" "	saturado	70	20	A	C	C	C
" "							
" con pH 10/11 (solución de blanqueo)	saturado	70/80	20/30	M	C	C	C
" - sulfato	saturado	70	20	A	A	A	-
Caldo de Burdeos (viticultura)				A	A	-	-
Carbón o cenizas mojadas				A	A	A	B
Carbonata - agua				A	A	A	B
Carbonato de sosa	5	hirviente	hirviente	A	A	-	-
" "	50	hirviente	hirviente	A	A	-	-
" "	derretido	1650	900	C	C	-	-
Carbono - bisulfuro de		70	20	A	A	A	B
" - monóxido de (gas)		1400	760	A	A	A	B
" "		1600	870	A	A	A	B
" - tetracloruro de	5-10	70	20	BX	BX	BX	C
" "	puro	70	20	A	A	B	C
" "	puro	hirviente	hirviente	AX	AX	-	-
" "	vap. reflujo	hirviente	hirviente	C	C	-	-
" "	saturada	hirviente	hirviente	B	B	-	-
Carnalita		70	20	A	A	A	B
Carnes		70	20	A	A	-	-
Caseína		70	20	A	A	-	-
Celulosa				A	A	-	-
Cerveza (cebada, malta y lúpulo)		70	20	A	A	-	-
Cianhídrico - ácido (ácido prúsico)		70	20	A	A	C	C
Cianógeno - gas		70	20	A	A	-	-
Cítrico - ácido	5 (destilado)	70	20	A	A	A	B
" "	5 (destilado)	150	65	A	A	A	B
" "	5 (destilado)	hirviente	hirviente	A	A	A	-
" "	5 pres. 45 Psi/ 0,032 kg/mm ²						
" "	10	70	20	A	B	-	-
" "	10	hirviente	hirviente	A	A	-	-
" "	15	70	20	A	A	A	B
" "	15	hirviente	hirviente	A	A	B	B
" "	25	70	20	A	A	-	-
" "	25	hirviente	hirviente	A	B	-	-
" "	50	70	20	AX	AX	BX	BX
" "	50	hirviente	hirviente	AX	BX	-	-
" "	concentrado	70	20	A	A	-	-
" "	concentrado	hirviente	hirviente	A	B	-	-

Cloracético - ácido		70	20	B	C	C	C
Clorato de Lima - solución		caliente	caliente	A	A	-	-
Clórico - ácido		70	20	C	C	C	C
Clornada - agua	saturada	70	20	M	BX	C	C
Cloro - gas de	seco	70	20	B	B	C	C
"	húmedo	70	20	BX	C	C	C
"	"	212	100	C	C	C	C
Clorooceno		hirviente	hirviente	A	A	-	-
Clorobenzol (puro)	concentrado	70	20	A	A	A	-
Clorofórmo	seco	70	20	A	A	A	B
Clorosulfónico - ácido	10	70	20	M	B	-	C
"	concentrado	70	20	A	A	C	C
Cobalto - acetato de		70	20	A	A	-	-
Cobre - acetato de	saturado	70	20	A	A	A	-
" - carbonato	saturado	70	20	A	A	A	B
" - carbto. (+ 50 % NH ₄ OH)	saturado	70	20	A	A	A	-
" - cloruro de	1	70	20	C	C	C	C
"	(agitado)	1	70	AX	BX	BX	BX
"	(aireado)	1	70	AX	BX	BX	BX
"	(agitado)	5	70	BX	BX	BX	BX
"	(aireado)	5	70	C	C	C	C
"	"	10	hirviente	hirviente	C	C	C
"	saturado	70	20	C	C	C	C
" - cianuro de	saturado	70	20	A	A	A	B
"	saturado	hirviente	hirviente	A	A	A	B
" - nitrato de	de 1 a 5	70	20	A	A	A	-
"	50	caliente	caliente	A	A	-	-
"	saturado	70	20	A	A	A	B
" - sulfato de	5 (destiado)	70	20	A	A	A	B
"	5 (aireado)	70	20	A	A	A	B
"	10	70	20	A	A	A	B
" - sulfato de (+ 2 % H ₂ SO ₄)	saturado	hirviente	hirviente	A	A	A	B
"	70	20	20	A	A	B	B
Coca-Cola - jarabe de	puro	70	20	A	A	-	-
Coía		caliente	caliente	A	AX	-	-
" (seca)		70	20	A	AX	AX	-
" (solución ácida)		70	20	A	BX	-	-
"		140	60	A	BX	-	-
Colorantes para tintorería		70	20	A	B	-	-
Copal - balmiz de		70	20	A	A	A	B
Creosota (acuñitrán de hulla)		caliente	caliente	A	A	-	-
" (aceite)		caliente	caliente	A	AX	-	-
" + 3 % de sal		caliente	caliente	C	C	C	C
Cresílico - ácido	hasta hirviente			A	A	A	-
Crómico - ácido	5	70	20	A	A	B	C
"	10	70	20	A	A	B	C
"	10	hirviente	hirviente	B	B	C	C
"	50 quim. puro	70	20	B	B	C	C
"	50	hirviente	hirviente	B	C	C	C
"	saturado	70	20	C	C	C	C
" (con SO ₃)	50 (comercio)	70	20	BX	BX	C	C
Crómico - ácido (con SO ₃)	50 (comercio)	hirviente	hirviente	C	C	C	C
Cromo - baño galvánico al		70	20	A	A	-	-
Curtiente - licor				A	A	-	-
" (con sal adicionada)				M	M	C	C
Detergentes				A	A	A	A
Dicloroetano		hirviente	hirviente	A	A	-	-
Dinitroclorobenzol (derretido							
y solidificado)		70	20	A	A	A	-
Disolvente ácido (pulpa de papel)		70	20	M	M	C	-
Escayola				A	A	-	-
Estañol	derretido	1110	600	B	B	B	-
" - cloruro de		70	20	B	C	C	C
"	5	hirviente	hirviente	C	C	C	C
"	saturado	70	20	C	C	C	C
"	saturado	hirviente	hirviente	C	C	C	C
" - tetracloruro de	saturado	hirviente	hirviente	C	C	C	C
Estañoso - cloruro (protocloruro)	5	70	20	B	B	C	C
"	5	120	50	B	B	C	C
"	saturado	70	20	A	B	C	C
" - fluoruro	15	70	20	A	B	-	-
Estearico - ácido	concentrado	70	20	A	A	A	A
"	concentrado	200	95	A	A	A	A
Estroncio - hidróxido de		70	20	A	A	-	-
" - nitrato de		caliente	caliente	A	A	-	-
"		70	20	A	A	A	B
Éter		70	20	A	A	-	-
Etileno - cloruro de		70	20	A	A	A	B
Etilglicol	concentrado	70	20	A	A	A	-
Etilo - acetato de	todas conc.	70	20	A	A	A	-
" - cloruro		70	20	A	A	A	B

Hydroclórico — ácido	1 o menos	70	20	B	C	C	C
"	"	1 o menos	140	60	C	C	C
"	"	1 o menos	hirviente	hirviente	C	C	C
"	"	10	70	20	C	C	C
"	"	10	hirviente	hirviente	C	C	C
"	"	más del 10 %					
"	"	concentración	todas las temperaturas	C	C	C	C
"	"	(vapores)	70	20	B	C	C
"	"	"	212	100	C	C	C
"	"	"	930	498	C	C	C
Hydrofluórico — ácido	todas conc.	70	20	C	C	C	C
"	"	(vapores)	212	100	C	C	C
Hidrógeno — sulfuro de	seco	70	20	A	AX	AX	—
"	húmedo	70	20	AX	BX	BX	—
"	"	a 400	a 205	AX	BX	—	—
Hiposulfato de sosa	diluido	caliente	caliente	A	A	—	—
"	"	(hipo)	70	20	A	A	B
Jasón	"	70	20	A	A	A	B
Jarabe	"	caliente	caliente	A	A	—	—
Jugo de remolacha azucarera	"	70	20	A	A	—	—
Keroseno	"	70	20	A	A	A	—
Láctico — ácido	5	70	20	A	A	B	C
"	"	5	150	65	A	B	B
"	"	5	180	85	A	B	C
"	"	5	hirviente	hirviente	A	B	C
"	"	10	150	65	B	C	—
"	"	10	hirviente	hirviente	B	C	—
"	"	20	70	20	A	—	—
"	"	20	hirviente	hirviente	B	—	—
"	"	50	70	20	A	A	B
"	"	50	100	40	A	B	C
"	"	50	140	60	A	C	—
"	"	50	hirviente	hirviente	B	C	—
"	"	100	70	20	A	A	B
"	"	100	100	40	A	B	C
"	"	100	180	85	B	—	—
"	"	100	70	20	A	A	—
"	"	(+ sal)	70	20	A	A	B
Lecne (fresca o agria)	"	caliente	caliente	A	A	A	B
"	"	hirviente	hirviente	A	A	—	—
Leja	30	70	20	AX	BX	—	—
Leja de cloro	"	70	20	A	A	—	—
Levadura	"	"	"	A	A	—	—
Licor holandés	"	70	20	A	A	—	—
Líquido residuario de destilación	"	"	"	A	A	—	—
Liso:	"	70	20	AX	BX	C	C
Lupulo	"	70	20	A	A	—	—
Madera tintorea — extracto de	"	70	20	A	A	—	—
Magnesio — carbonato de	saturado	70	20	AX	BX	A	A
"	— cloruro de	1 y 5	70	20	A	A	BX
"	"	1 y 5	caliente	caliente	BX	BX	—
"	"	saturado	70	20	AX	BX	BX
"	— bromido de	espeso	70	20	A	A	A
"	— nitrato	saturado	70	20	A	A	A
"	— oxocloruro de	"	70	20	B	B	—
"	— sulfato	5	caliente	caliente	A	A	A
"	"	saturado	70	20	A	A	A
"	"	saturado	caliente	caliente	A	A	A
Máiz — ácido	5	70	20	A	A	A	B
"	"	saturado	70	20	A	A	C
Manganeso — cloruro de	10	hirviente	hirviente	B	B	—	—
"	"	50	hirviente	hirviente	B	B	—
"	— sulfato de	"	70	20	A	A	A
Manteca de cerdo	"	70	20	A	A	A	—
"	"	caliente	caliente	A	A	A	—
"	"	70	20	A	AX	BX	BX
Mayonesa (salsa)	"	70	20	A	A	A	B
Melazas	"	70	20	A	A	—	—
Mercurio — cloruro	0,1	70	20	A	AX	—	—
"	"	0,1	hirviente	hirviente	AX	AX	—
"	"	0,7	70	20	BX	BX	—
"	"	0,7	hirviente	hirviente	C	C	—
"	"	2,0	70	20	BX	C	—
"	— cianuro	"	"	A	A	—	B
Mercurio	"	70	20	A	A	A	B
Mercurioso — nitrato	saturado	70	20	A	A	A	B
Mermelada (confitura, jales, etc.)	"	70	20	A	A	A	—
Metano	"	70	20	A	A	—	—
Metano. (alcohol metílico)	"	70	20	A	A	A	—
Metilalcohol	40	70	20	A	A	—	—
Metileno — cloruro de	"	hirviente	hirviente	A	A	—	—
Métulo — cloruro de	"	70	20	A	A	—	—

Mezclas de ácidos:

Ácidos mezclados - % del peso

50 % H ₂ SO ₄ conc. + 50 % HNO ₃ conc.	120-140	50-60	A	A	-	-
" " " " " "	190-200	90-95	B	B	-	-
" " H ₂ SO ₄ conc. + 50 % HNO ₃ conc.	hirviendo 480	hirviendo 250	B	B	-	-
75 % H ₂ SO ₄ conc. + 25 % HNO ₃ conc.	120-140	50-60	A	A	-	-
" " " " " "	190-200	90-95	B	B	-	-
" " " " " "	hirviendo 310	hirviendo 154	C	C	-	-
70 % H ₂ SO ₄ conc. + 20 % agua	120-140	50-60	A	A	-	-
" " " " " "	190-200	90-95	B	B	-	-
" " " " " "	hirviendo 300	hirviendo 150	C	C	-	-
15 % H ₂ SO ₄ conc. + 5 % HNO ₃ conc. + 80 % agua	120-140	50-60	A	A	-	-
" " " " " "	190-200	90-95	A	A	-	-
" " " " " "	hirviendo 220	hirviendo 104	A	A	-	-
30 % H ₂ SO ₄ + 5 % HNO ₃	203	95	A	A	-	-
" " " " " "	230	110	A	A	-	-

Ácidos mezclados - % del peso

58 % H ₂ SO ₄ + 40 % HNO ₃	140	60	A	A	-	-
" " " " " "	203	95	A	A	-	-
" " " " " "	250	110	C	C	-	-
70 % H ₂ SO ₄ + 10 % HNO ₃	140	60	A	A	-	-
" " " " " "	203	95	A	A	-	-
1 % H ₂ SO ₄ + 99 % HNO ₃	hirviendo	hirviendo	A	A	-	-
10 % H ₂ SO ₄ + 90 % HNO ₃	hirviendo	hirviendo	A	A	-	-
Molibdénico - ácido	70	20	A	A	-	-
Monoetanolamina	hasta 212	hasta 100	A	A	-	-
Mostaza	70	20	AX	BX	BX	C
Mosto de cerveza			A	A	-	-
" de destilería	70	20	A	A	-	-
Muriático - ácido	70	20	C	C	C	C

Nafta	70	20	A	A	A	B
Nafta cruda	70	20	A	A	-	-
Naftalenosulfónico - ácido	70	20	A	A	-	-
Negro de humo	70	20	A	A	-	-
Níquel - cloruro de	saturado	70	20	AX	BX	-
" - nitrato de	saturado	70	20	A	A	B
" - sulfato de	todas conc. saturado	hirviendo	hirviendo	A	A	-
" - sulfato de (solución galvanoplástica)	saturado	70	20	A	A	-
Nítrico - ácido	5	70	20	A	A	A
" " " "	5	hirviendo	hirviendo	A	A	A
" " " "	20	70	20	A	A	A
" " " "	20	hirviendo	hirviendo	A	A	A
" " " "	50	70	20	A	A	A
" " " "	50	hirviendo	hirviendo	A	A	B
" " " "	65	hirviendo	hirviendo	B	B	B
" " " "	concentrado	70	20	A	A	A
" " " "	concentrado	hirviendo	hirviendo	B	B	C
" - ácido (10 % + 17 % de nitrato de bario)		hirviendo	hirviendo	A	A	-
" - ácido (+ 10 % de nitrato de potasio)	fumante	hirviendo	hirviendo	B	B	-
" - ácido (+ 10 % de nitrato de Al)	fumante	hirviendo	hirviendo	B	B	-
" - ácido (+ 2 % HCL)	concentrado	70	20	-	A	C
" - ácido	conc. fumante	70	20	A	A	-
" " " "	conc. fumante	hirviendo	hirviendo	C	C	-
Nitrificadores - ácidos		70	20	A	A	A
Nitroso - ácido	5	70	20	A	A	A
" " " "	concentrado	70	20	A	A	A
Oléico - ácido	concentrado	70	20	A	AX	AX
" " " "	concentrado	200	95	A	A	AX
Oro - cianuro de (solución para galvanoplastia)		70	20	A	A	-
Oxálico - ácido	2 1/2	70	20	A	A	B
" " " "	2 1/2	120	85	A	C	C
" " " "	2 1/2	hirviendo	hirviendo	C	C	C
" " " "	5	70	20	A	A	B
" " " "	5	caliente	caliente	A	A	B
" " " "	10	70	20	A	A	-
" " " "	10	hirviendo	hirviendo	B	C	-
" " " "	25	hirviendo	hirviendo	B	C	-
" " " "	50	hirviendo	hirviendo	B	B	-
" " " "	saturado	70	20	A	B	C
" " " "	saturado	140	60	B	C	C
" " " "	saturado	hirviendo	hirviendo	C	-	-

Parmilico - ácido		212		100	A	A	A	-
"		360		150	A	A	B	-
Parafina		70		20	A	A	A	A
"		caliente	caliente		A	A	A	A
Paregónica - tintura					A	A	-	B
Pastas alimenticias		70		20	A	A	A	B
Peregrico - ácido		70		20	C	C	C	C
Peroxido de hidrógeno		70		20	A	A	-	-
Petroleo					A	A	A	A
Petroleo - éter de					A	A	A	A
Picrico - ácido	concentrado	70		20	A	A	A	A
Progáico - ácido	concentrado	70		20	A	A	A	B
Proleoso - ácido	concentrado	70		20	A	A	-	-
Plata - bromuro de		70		20	AX	BX	BX	C
" - cloruro de		70		20	C	C	C	C
" - cianuro (solución para galvanoplastia)		70		20	A	A	A	C
" - nitrato de	10	70		20	A	A	A	B
"	10	hirviente	hirviente		A	B	-	-
Piomo	fundido	1110		600	B	B	B	C
Piomo - acetato de	saturado	70		20	A	A	A	A
"	saturado	caliente	caliente		A	A	A	B
Potasa	solución	caliente	caliente		A	A	-	-
Potasa cáustica	30	hirviente	hirviente		A	A	-	-
Potasa - bicromato de	5	hirviente	hirviente		A	A	A	B
"	25	hirviente	hirviente		A	A	-	-
"	saturado	70		20	A	A	A	A
" - bitartrato	saturado	hirviente	hirviente		B	B	-	-
" - bromuro de	5	hirviente	hirviente		AX	BX	BX	-
"	saturado	70		20	AX	BX	-	-
" - carbonato	todas conc.	70		20	A	A	A	B
"	todas conc.	caliente	caliente		A	A	-	-
" - cianuro de	saturado	70		20	A	A	A	B
" - clorato de	saturado	70		20	A	A	A	B
"	saturado	caliente	caliente		A	A	-	-
" - cloruro de	1 y 5	70		20	AX	AX	AX	BX
"	1 y 5	hirviente	hirviente		AX	AX	-	-
Potasio - cloruro de	saturado	70		20	AX	AX	BX	BX
" - bicromato de	25	hirviente	hirviente		A	A	A	A
"	5	hirviente	hirviente		A	A	A	A
" - ferrocianuro de	5	70		20	A	A	A	-
"	25	70		20	A	A	-	-
"	25	hirviente	hirviente		A	A	-	B
"	saturado	70		20	A	A	A	A
"	saturado	hirviente	hirviente		A	A	A	A
" - hidrato de	saturado	70		20	A	A	A	A
" - hidróxido de	todas conc.							
"	hasta de 25 %	70		20	A	A	A	A
"	todas conc.							
"	hasta de 25 %	hirviente	hirviente		A	A	A	-
"	27	hirviente	hirviente		A	A	-	-
"	50	hirviente	hirviente		A	B	-	-
"	en fusión	680		360	A	A	-	-
" - hipoclorito de	saturado	70		20	A	B	-	-
"	saturado							
"	pH 10-11	70-80		20-30	M	C	-	-
" - nitrato de	1 y 5	70		20	A	A	A	B
"	1 y 5	caliente	caliente		A	A	-	-
"	saturado	70		20	A	A	A	B
"	en fusión	1020		550	A	A	-	-
" - permanganato de	5	70		20	A	A	A	-
"	5	hirviente	hirviente		A	A	-	-
"	saturado	70		20	A	A	A	A
"	saturado	hirviente	hirviente		A	A	-	-
" - sulfato de	1 y 5	70		20	A	A	A	B
"	1 y 5	caliente	caliente		A	A	-	-
"	saturado	70		20	A	A	A	B
" - sulfuro de	sales	70		20	A	A	-	-
"	solución	caliente	caliente		A	A	-	-
" - yoduro de	saturado	70		20	A	A	-	B
Prúsico - ácido					A	A	C	C
Pulpa de madera					A	B	-	-
Quinina - bisulfato de	seco	70		20	A	B	B	C
Quinina - sulfato de	seco	70		20	A	A	B	B
Quinosol (antiséptico)	1 : 500	70		20	A	A	-	-
Resina	derretida				A	A	A	B
Revelador (en solución) para radiografías								
Revelador fotogr. (solución)		70		20	AX	BX	-	-
"					A	B	-	-
Sal amoniaco	10	hirviente	hirviente		A	A	A	-
"	50	hirviente	hirviente		A	B	-	-

Sales de Epsom en solución (sulfato de magnesia)		caliente o frío		A	A	A	—
Sales de Glauber (sulfato de sodio)		70	20	A	A	—	—
Salicilico — ácido	90	hasta 212	hasta 100	A	A	A	B
Salitre	solución	caliente	caliente	A	A	—	—
Salmuera		70	20	A	C	—	—
Salsa de tomate (Ketchup)		70	20	A	AX	AX	BX
Sangre — jugos de carne		70	20	A	AX	—	—
Sauerkraut — adobo de		70	20	A	C	—	—
Sidra		70	20	A	A	A	B
Sodio calcinado — carbonato de	10	200	95	A	A	A	A
"	50	200	95	A	A	A	A
Sodio — acetato (de sal)	húmedo	70	20	A	AX	AX	—
" — acetato	5	70	20	A	A	A	B
"	saturado	70	20	A	A	—	B
" — bicarbonato de	todas conc.	70	20	A	A	A	B
"	5	150	65	A	A	A	B
" — Bicromato de	saturado	70	20	A	A	A	B
" — bisulfato	10	70	20	A	A	—	—
"	10	hirviente	hirviente	A	A	—	—
"	saturado	70	20	A	A	—	—
" — bisulfito de	Gr. Esp. 1,38	70	20	A	A	—	—
" — borato de	saturado	70	20	A	A	A	B
" — bromuro de	saturado	70	20	A	A	—	B
"	5	70	20	B	B	B	B
" — carbonato de	todas conc.	70	20	A	A	A	B
"	todas conc.	150	65	A	A	A	B
"	derretido	1650	840	C	C	C	C
" — clorato de	10	70	20	A	A	A	B
"	25	70	20	A	A	A	B
" — cloruro de (aireado)	2	70	20	A	A	BX	C
"	5	70	20	A	AX	BX	BX
"	5	150	65	A	B	C	C
" (aireado)	20	70	20	A	B	C	C
"	saturado	70	20	A	AX	C	C
"	saturado	hirviente	hirviente	A	BX	C	C
" — citrato de	saturado	70	20	A	A	A	B
" — fluoruro de	5	70	20	AX	BX	—	—
"	saturado	70	20	B	B	—	—
" — hidróxido de	todas conc.	70	20	A	A	A	A
"	20	230	110	A	A	—	—
"	30	hirviente	hirviente	A	A	—	—
"	50	hirviente	hirviente	A	B	—	—
"	en fusión	600	315	B	C	—	—
" — hipoclorito de	5	70	20	AX	BX	C	C
" — hipoclorito de (solución de Dakin, antisept.)		70	20	A	BX	C	C
" — hipoclorito de (pH 10/11)	saturado	200	95	M	C	C	C
" — lactato de	saturado	70	20	A	A	—	—
" — nitrato de	todas conc.	70	20	A	A	A	A
"	todas conc.	caliente	caliente	A	A	B	C
"	derretido			B	B	B	B
" — nitrito de	solución	caliente	caliente	A	A	—	—
"	saturado	70	20	A	A	—	—
" — perclorato	10	70	20	A	A	—	—
"	10	hirviente	hirviente	A	A	—	—
" — peróxido de	10	70	20	A	A	—	—
Sodio — peróxido de	10	200	95	A	A	—	—
"	saturado	212	100	A	A	A	—
" — fosfato de	5	70	20	A	A	A	A
"	saturado	70	20	A	A	A	—
" — salicilato de	saturado	70	20	A	A	A	A
" — sulfato de	todas conc.	70	20	AX	AX	C	C
"	5	caliente	caliente	AX	BX	C	C
" — sulfuro de	50	hirviente	hirviente	A	A	C	C
"	5	70	20	A	A	C	C
"	saturado	70	20	AX	BX	BX	BX
" — sulfito de	5	70	20	A	A	C	C
"	10	150	65	A	B	C	C
"	50	hirviente	hirviente	A	B	C	C
"	saturado	70	20	A	A	A	B
" — tiosulfato de	25	70	20	A	A	A	—
"	25	hirviente	hirviente	A	A	A	—
" — tiosulfato de (+ 4 % Pot. Meta bisulfato)	saturado	70	20	A	A	A	B
Soja — aceite de	5			A	A	—	—
Sosa cáustica	30	hirviente	hirviente	A	A	—	—
Sublamin	1 : 500	70	20	A	A	—	—
Suero de leche		70	20	A	A	A	B
Sulfurado — hidrógeno		70	20	A	A	—	—

Sulfúrico — ácido	5	70	20	A	B	C	C
"	5	100	40	A	C	C	C
"	5	140	60	A	C	C	C
"	5	hirviente	hirviente	M*	C	C	C
"	10	70	20	A	B	C	C
"	10	100	40	A	C	C	C
"	10	140	60	A	C	C	C
"	10	hirviente	hirviente	M*	C	C	C
" — ácido (+ 10% de sulfato de cobre)	10	hirviente	hirviente	A	A	-	-
" — ácido (+ 2% de sulfato de hierro)	10	hirviente	hirviente	A	A	-	-
" — ácido	15	70	20	A	C	C	C
"	15	100	40	M*	C	C	C
"	15	140	60	M*	C	C	C
" — ácido (+ 2% de bicromato de potasa)	15	70	20	A	A	-	-
" — ácido (+ 6% de sulfato de cobre)	40	140	60	A	A	A	A
"	40	hirviente	hirviente	M*	C	-	-
" — ácido	50	70	20	B	C	C	C
"	50	hirviente	hirviente	C	C	C	C
"	85	70	20	C	B	C	C
"	85	100	40	B	B	C	C
"	concentrado	70	20	A	A	A	A
"	concentrado	100	40	A	B	C	C
"	concentrado	140	60	B	B	C	C
"	concentrado	212	100	C	C	-	-
"	concentrado	300	150	C	C	C	C
Sulfúrico — ácido	concentrado	hirviente	hirviente	C	C	C	C
"	fumante	70	20	B	B	-	-
" (11% SO ₂ libre)	fumante	212	100	B	B	-	-
" (60% SO ₂ libre)	fumante	70	20	A	A	-	-
"	fumante	160	70	A	A	-	-
" con nitratos	propor. varias			A	A	A	A
" — cloruro		70	20	B	-	-	-
Sulfuroso — ácido	saturado	70	20	A	A	B	B
" — ácido (presión 60 psi/0,04 kg mm ²)	saturado	250	120	A	B	C	-
" — ácido (presión 70 a 125 psi/0,05 a 0,09 kg mm ²)	saturado	320	160	A	B	C	-
" — ácido (presión 150 psi/0,11 kg mm ²)	saturado	375	190	A	B	C	-
" — ácido (presión 200 psi/0,14 kg mm ²)	saturado	390	200	B	B	-	-
" — ácido (presión 300 psi/0,21 kg mm ²)	saturado	390	200	B	B	-	-
" — ácido pulverizado		70	20	C	C	-	-
" — óxido gas	húmedo	70	20	BX	BX	BX	BX
"		575	300	A	A	A	-
Tánnico — ácido	todas conc.	70	20	A	A	A	B
"	todas conc.	hirviente	hirviente	A	A	A	B
Tartárico — ácido	1	70	20	A	A	A	-
"	1	100	40	A	A	A	-
"	10	70	20	A	A	C	C
"	10	hirviente	hirviente	A	A	C	C
"	concentrado	70	20	A	A	A	B
"	concentrado	150	65	A	B	C	C
Tinta		70	20	A	AX	BX	BX
Tinta de agallas		70	20	A	A	-	-
Titanio — tetracloruro de	saturado	70	20	A	A	A	A
Tremolina — esencia de		95	35	A	A	-	-
Tricloroacético — ácido		70	20	C	C	C	-
Tricloroetileno		70	20	A	AX	-	C
"	hirviente	hirviente	hirviente	A	A	-	-
Tung. aceite secante de		70	20	A	A	-	-
Úrico — ácido	concentrado	70	20	A	A	A	A
Vapor				A	A	A	A
Vapor y aire de refrijo				A	A	-	B
Vapor — CO ₂ y aire				A	A	B	B
Vapor — SO ₂ , CO ₂ y aire				A	A	B	B
Vinagre		70	20	A	A	B	B
"	caliente	caliente	caliente	A	A	-	-
" (agitado)		70	20	A	A	A	B
" (atracado)		70	20	A	A	A	A
" vapores de				A	B	B	-
" (en sales y encurtidos)				AX	AX	AX	-

LEYENDA: A Completamente resistente
 B Bastante resistente
 C No resiste
 - Ninguna información disponible

M Para poder recomendar la clase más apropiada para estas substancias, deberán suministrarnos detalles completos del servicio por prestar.
 X Son posibles ligeras variaciones oodadas, ora a las condiciones directas o a la presencia de ácidos o de bases.

Vinagro (+ 0,5 % de sal)		hasta 200	hasta 95	A	AX	BX	BX
Vino				A	A	--	--
Vitriolo	diluido	caliente	caliente	A	A	--	--
Vitriol azul (de cobre)	saturado	hirviente	hirviente	A	A	--	--
" azul (sulfato de cobre)	saturado	hirviente	hirviente	A	A	A	A
" blanco (sulfato de zinc)	saturado	70	20	A	A	A	A
" verde (sulfato de hierro)	saturado	70	20	A	A	A	A
Whiskey				A	A	--	--
Yeso mate				A	A	--	--
Yodo	seco	70	20	A	C	C	C
"	húmedo	70	20	B	C	C	C
Yodoformo		70	20	A	B	--	--
Zinc	fundido	1110	600	C	C	C	C
" - cloruro de	5	70	20	AX	AX	BX	AX
" "	5	hirviente	hirviente	BX	BX	BX	C
" "	10	hirviente	hirviente	A	C	C	C
" "	50	105	40	B	B	C	C
" - cianuro de	saturado	70	20	B	C	C	C
" - nitrato de	húmedo	70	20	A	A	--	--
" - sulfato de	5	70	20	A	A	B	C
" "	25	70	20	A	A	B	C
" "	25	hirviente	hirviente	A	B	C	C
" "	70	20	20	A	B	B	--
Zumo de ananas (piña de América)		70	20	A	A	--	--
Zumo de azúcar		70	20	A	A	A	--
"		caliente	caliente	A	A	A	B
"		70	20	A	A	A	B
Zumo de frutas		caliente	caliente	A	A	A	B
"		70	20	A	A	A	--
Zumo de limón		70	20	A	A	--	--
" de tomate	todas conc.	caliente	caliente	A	AX	AX	BX
Zumos vegetales		70	20	A	A	B	B
"		caliente	caliente	A	A	B	B

304	304 L	TIPO ATLAS	316	316 L
ANÁLISIS TIPOICO -- %				
18,5	18,6	Cromo	16,50	16,50
9,5	9,5	Níquel	13,00	13,40
0,06	0,025	Carbono	0,07	0,023
		Otros elementos	Mo 2,50	Mo 2,70
PROPIEDADES MECÁNICAS (recocido)				
38.000	38.000	Límite elástico - psi (0,2 % offset)	40.000	40.000
26,7	26,7	Límite elástico - kg/mm ²	28,1	28,1
85.000	85.000	Carga de rotura - psi	90.000	90.000
59,7	59,7	Carga de rotura - kg/mm ²	63,3	63,3
50	50	Alargamiento, % en 50,8 mm (2")	50	50
146	146	Dureza de recocido - Brinell	150	150
B-80	B-80	Rockwell	B-85	B-85
PROPIEDADES ELÉCTRICAS (recocido)				
1,02	1,02	Permeabilidad magnética a 200 H	1,02	1,02
72	72	Resistividad eléctrica - Microhmios - cm a 20°C (68°F)	74	74
RESISTENCIA TÉRMICA				
1600	1600	Temperatura máxima de trabajo - en servicio intermitente °F	1600	1600
870	870	en servicio intermitente °C	870	870
1700	1700	en servicio continuo °C	1700	1700
925	925	en servicio continuo °F	925	925
EXPANSIÓN Y CONDUCTIVIDAD TÉRMICAS				
Expansión				
9,6	9,6	(in./in./°F x 10 ⁻⁴) 32° - 212°F	8,9	8,9
10,4	10,4	32° - 1200°F	11,1 a 1500°	11,1 a 1500°
16,5	16,5	(10 ⁻⁴ m/m °C) 20° - 100°C	15,2	15,2
18,5	18,5	20° - 500°C	19,0 a 800°	19,0 a 800°
Conductividad				
9,4	9,4	(B.T.U./F ² /Hr./°F/ft) a 212°F	9,4	9,4
12,4	12,4	a 932°F	12,4	12,4
0,035	0,035	cal/cm. seg. °C) a 20°C	0,035	0,035
TEMPERATURAS DE TRABAJO Y DE TRATAMIENTO				
Forjado -				
2200-1700	2200-1700	comienzo - terminación °F	2200-1700	2200-1700
1200- 925	1200- 925	comienzo - terminación °C	1205- 925	1205- 925
1800-2000	1800-2000	Temperaturas de recocido - °F	1950-2150	1950-2150
960-1095	980-1095	°C	1055-1175	1055-1175

APENDICE B-1

RAPIDEZ DE FLUJO RECOMENDABLE, COEFICIENTES TOTALES DE TRANSFERENCIA DE CALOR Y CAIDA ESPECIFICA DE PRESION PARA PHEE, SHE y LHE.

Carga	Lado 1	Agua a 40°	Solución acuosa	Aceite mineral	Aceite mineral	Aceite mineral	Líquido orgánico	Aceite vegetal u orgánico de 10 cSt.
	Lado 2	Agua o vapor.	Agua o vapor	Agua o vapor.	Aceite mineral.	Agua o vapor.	Agua o vapor.	Agua o vapor.
Datos físicos del producto	vcSt	0.6	50	50	50	100	1	100
	λ kcal/m ² h ² °C	0.54	0.34	0.10	0.10	0.10	0.17	0.13
	ρ kcal/m ³ °C	1000	950	500	500	500	500	500
PHE								
Coeficiente total de transferencia de calor, k								
placas corrugadas		2700-3400	900-1100	400-500	180-230	280-350	1600-1800	750-850
placas normales		2600-3200	600-700	250-300	100-160	160-250	1300-1700	700-800
placas con inserciones		-	1200	550	280	430	-	-
Rapidez de flujo de producto con relación a rapidez de flujo de agua, v/v40								
caída específica de presión, J		1.5-3	0.6-0.8	0.7-0.8	0.4-0.7	0.4-0.7	0.9-1.1	0.8
		11-20	15-30	18-40	22-51	2.5-3.0	7-10	
SHE								
Coeficiente total de transferencia de calor, k								
espaciamiento 5mm		1900	400	220	-	180	1200	420
espaciamiento 20mm		1700	550	280	-	220	1000	350
Rapidez de flujo de producto con relación a rapidez de flujo de agua, u/u40								
espaciamiento 5mm		(1.5m/s)	0.6	0.7	-	0.5	1.2	1.1
espaciamiento 20mm		(1.2m/s)	1.3	1.3	-	1.0 ²	1.2	1.2
caída específica de presión, J								
espaciamiento 5mm		5	50	65	-	95	6	25
espaciamiento 20mm		6	33	50	-	65 ²	8.5	36
LHE								
Coeficiente total de transferencia de calor, k								
producto dentro de las laminillas, d _h = 9		2200	290	110	-	95	1350	500
producto fuera de las laminillas, d _h = 12		2200	250	85	-	95	1260	490
Rapidez de flujo de producto con relación a rapidez de flujo de agua, u/u40								
caída específica de presión, J		(1.7m/s)	0.7-0.9	0.7-0.9	-	0.5-0.7 ²	1.1	1.1
		3	70-80	100-120	-	120	7-8	14-16

1) Valores detallados para cada tipo en tabla

2) Bajas velocidades, valores de k, valores de ρ , aquellas que corresponden al balance óptico entre k y ρ , pueden ser necesarias en la práctica.

APENDICE B-2

VELOCIDADES ECONOMICAS DE FLUJO POR CANAL, COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR POR PASAJE.

Carga	Lado 1	Agua a 40°C	Solución acuosa	Aceite mineral	Aceite mineral	Aceite mineral	Orgánicos a	Aceite vegetal u orgánico
	Lado 2	Agua 40°C o vapor.	Agua 40°C o vapor.	Agua 40°C o vapor.	Aceite mineral.	Agua 40°C o vapor.	Agua 40°C o vapor	Agua 40°C o vapor
Datos físicos del fluido considerados	ρ c kcal/m ³ , °C	0.6	50	50	50	100	1	10
	ν c St	0.54	0.34	0.10	0.10	0.10	0.17	0.13
	λ kcal/m ³ , h, °C	1000	950	480	480	480	480	480
P 20	v	130	72	86	61	50	135	135
	k	3500	1050	450	215	380	1800	950
	H	1.7	0.93	0.67	0.45	0.97	1.8	0.91
P 0**	v	210	195	220	175	175	255	200
	k	3000	1050	460	205	320	1700	820
	H	0.92	0.36	0.29	0.17	0.27	0.90	0.55
P 2**	v	650	590	650	520	520	650	540
	k	3350	1100	490	240	370	1800	880
	H	1.25	0.47	0.38	0.23	0.36	1.3	0.81
P 5	v	830	540	580	470	360	870	760
	k	3000	770	310	165	245	1650	710
	H	1.0	0.45	0.31	0.20	0.40	1.1	0.55
P 13*	v	2000	1300	1400	1000	860	1850	1800
	k	3100	800	290	125	200	1550	780
	H	0.55	0.2	0.16	0.10	0.17	0.83	0.33
P 3**, 31 plates	v	1150	1000	1100	870	870	1100	900
	k	3350	1100	490	240	370	1800	860
	H	1.9	0.76	0.61	0.37	0.57	2.1	1.3
P 3**, 32 plates	v	2700	2400	2600	2100	2100	3000	2700
	k	2650	860	390	190	300	1550	740
	H	0.61	0.25	0.19	0.12	0.19	0.69	0.37
P 14*	v	3400	1950	2300	1450	1400	3200	2900
	k	2900	670	290	115	195	1400	710
	H	0.65	0.23	0.19	0.12	0.21	0.70	0.40
P 15*	v	5400	3600	4000	3000	3500	5400	5500
	k	2800	610	250	105	180	1300	805
	H	0.54	0.19	0.14	0.077	0.11	0.59	0.32
P 45	v	3800	3000	3600	3000	3000	4000	4000
	k	3450	1100	530	240	330	2200	1300
	H	1.0	0.43	0.34	0.19	0.25	1.26	0.75
P 25*	v	7200	4000	5000	4000	4000	3000	8000
	k	2800	680	300	140	230	1750	1050
	H	0.42	0.21	0.15	0.087	0.14	0.55	0.33
P 4**	v	2100	1800	2000	1600	1600	2000	1600
	k	2800	1000	460	220	330	1650	770
	H	2.0	0.90	0.73	0.44	0.64	2.5	1.5
P 16*	v	9400	6100	6500	5000	4300	9700	9000
	k	2600	620	250	105	160	1300	700
	H	0.43	0.17	0.13	0.075	0.13	0.5	0.26

* En estos tipos con placa insertados en el lado de líquido viscoso da, a las mismas condiciones óptimas, altos valores de v, k y H. Una comparación entre los valores para cambiadores de placas, (índice ipl) y cambiadores de placas con placas normales (índice npl) dan cuando $J_{ipl} \approx 0.5 J_{npl}$:

$v_{i,pl} \approx 0.7 v_{n,pl}$, $k_{i,pl} \approx 2 k_{n,pl}$ y $H_{i,pl} \approx 3 H_{n,pl}$
o $v_{i,pl} \approx 0.55 v_{n,pl}$, $k_{i,pl} \approx 1.8 k_{n,pl}$
y $H_{i,pl} \approx 3.5 H_{n,pl}$ a igual caída de presión por pasaje.

** Cambiadores de calor de placas con placas de espina de pescado.

DATOS DE DISEÑO

TIPO	P 20	P 0*	P2*	P5	P13	P14	P 3* 31 placas
Superficie de calentamiento por placa (m ²)	0.031	0.032	0.12	0.14	0.18	0.32	0.32
Máximo número de placas	175	75	250	200	318	275	400
Máxima superficie de calentamiento (m ²)	5.4	2.4	30	28	57	88	128
Espesor normal de placa (mm)	0.5	0.6	0.6	0.8	0.9	0.7	0.6
Espaciamiento de placa (mm)	1.6-1.8	2.5	3.0	2.8-3.0	3.0-3.2	5.0	3.0
Temperatura máxima empaques de hule (°C)	140	140	140	140	140	140	140
Temperatura máxima empaques de asbesto (°C)	280	280	280	-	-	-	280
Velocidad de flujo recomendable por canal (m ³ /h)	0.05-0.15	0.14-0.25	0.45-0.7	0.36-0.9	0.9-22	1.8-2.9	0.7-1.25
Velocidad de flujo máximo recomendable (m ³ /h) **	2.5	11	50	16	30	140	140
Presión máxima de diseño (atg)	10	16	16	10	11	16	16

TIPO	P 3* 32 placas	P15	P45	P25	P4*	P16	P17
Superficie de calentamiento por placa (m ²)	0.38	0.53	0.55	0.61	0.75	0.81	1.42
Máximo número de placas	300	320	350	600	500	300	300
Máxima superficie de calentamiento (m ²)	114	170	193	366	375	243	426
Espesor normal de placa (mm)	1.0	1.0	0.6	1.0	0.6	1.1	1.1
Espaciamiento de placa (mm)	3.8-4.0	5.0-5.3	4.9	4.9-5.2	2.7	4.7-5.3	4.7-5.3
Temperatura máxima empaques de hule (°C)	140	140	140	140	140	140	140
Temperatura máxima empaque de asbesto (°C)	-	-	-	-	280	-	-
Velocidad de flujo recomendable por canal (m ³ /h)	1.45-4.0	4-8	3-5	4-10	1.1-2.5	5-12.5	5-12.5
Velocidad de flujo máximo recomendable (m ³ /h)**	65	125	125	450	260	400	400
Presión máxima de diseño (atg)	11	15	12	12	12	6	6

* Cambiador de placa con placas corrugadas.

** Correspondiendo a 1.5 mwg de caída de presión en portales y boquillas.

Eq. No.	Mecanismo o restricción	Ecuación Empírica-Transferencia de calor	Factor numérico	Factor de propiedad Física	Factor de Trabajo	Factor de diseño Mecánico
Flujo espiral						
(1)	Sin cambio de fase (líquido), $Re > Rec$	$h = (1 + 3.54 D_e/D_H) 0.023 cG (N_{Re})^{-0.2} (Pr)^{-2/3}$	$\frac{\Delta T_f}{\Delta T_M} = 20.6$	$\frac{Z^{0.467} M^{0.222}}{S^{0.889}}$	$\frac{W^{0.2} (T_H - T_L)}{\Delta T_M}$	$\frac{d_s}{L^{-0.2}}$ Ver nota 1
(2)	Sin cambio de fase (gas), $Re > Rec$	$h = (1 + 3.54 D_e/D_H) 0.0144 cG^{0.8} (D_e)^{-0.2}$	$\frac{\Delta T_f}{\Delta T_M} = 19.6$		$\frac{W^{0.2} (T_H - T_L)}{\Delta T_M}$	$\frac{d_s}{LH^{0.2}}$ Ver nota 1
(3)	Sin cambio de fase (líquido), $Re < Rec$	$h = 1.86 cG (N_{Re})^{-2/3} (Pr)^{-2/3} (L/D_e)^{-1/3} (\mu_f/\mu_b)^{-0.14}$	$\frac{\Delta T_f}{T_M} = 32.6$	$\frac{M^{2/3} (Z_f)^{0.14}}{S^{8/9} (Z_b)^{0.14}}$	$\frac{W^{2/3} (T_H - T_L)}{T_M}$	$\frac{d_s}{LH^{2/3}}$ Ver nota 1
Flujo axial o espiral						
(4)	Condensación de vapor vertical $Re < 2,100$	$h = 0.925 k (g_c \rho L^2 / \mu \Gamma)^{1/3}$	$\frac{\Delta T_f}{\Delta T_M} = 3.8$	$\frac{M^{1/3} Z^{1/3}}{cS^2}$	$\frac{W^{4/3} \lambda}{\Delta T_M}$	$\frac{1}{L^{4/3} H}$
(5)	Subenfriamiento de condensado, vertical $Re < 2,100$	$h = 1.225 k/B (cB/kL_B)^{5/6}$	$\frac{\Delta T_f}{M} = 1.18$	$\frac{M^{1/18} Z^{1/18}}{S^{1/3}}$	$\frac{W^{2/9} (T_H - T_L)}{\Delta T_M}$	$\frac{1}{H^{1/6} L^{2/9}}$
Flujo axial						
(6)	Sin cambio de fase (líquido), $Re > 10,000$	$h = 0.023 c G (N_{Re})^{-0.2} (Pr)^{-2/3}$	$\frac{\Delta T_f}{\Delta T_M} = 167$	$\frac{Z^{0.467} M^{0.222}}{S^{0.889}}$	$\frac{W^{0.2} (T_H - T_L)}{\Delta T_M}$	$\frac{d_s}{HL^{0.2}}$
(7)	Sin cambio de fase (gas), $Re > 10,000$	$h = 0.0144 c G^{0.8} (D_e)^{-0.2}$	$\frac{\Delta T_f}{T_M} = 158$		$\frac{W^{0.2} (T_H - T_L)}{\Delta T_M}$	$\frac{d_s}{HL^{0.2}}$
(8)	Condensación de vapor horizontal $Re < 2,100$	$h = 0.76 k (g_c \rho L^2 / \mu \Gamma)^{1/3}$	$\frac{\Delta T_f}{\Delta T_M} = 16.1$	$\frac{Z^{1/3} M^{1/3}}{CS^2}$	$\frac{W^{4/3} \lambda}{T_M}$	$\frac{1}{L^{4/3} H^{4/3}}$
(9)	Ebullición, vertical	$h = 4.02 cG (N_{Re})^{-0.3} (Pr)^{-0.6} (\rho_i L \sigma / P^2)^{-0.425}$	$\frac{\Delta T_f}{\Delta T_M} = 0.619$	$\frac{M^{0.2} Z^{0.3} \rho^{0.425}}{CS^{1.075} P^{0.85}}$	$\frac{W^{0.3} \lambda}{\Delta T_M}$	$\frac{d_s^{0.3} \Sigma^1}{L^{0.3} H^{0.3}}$ Ver notas 2 y 3
Placa						
(10)	Transferencia de calor sensible, placa	$h = 12 K_W/P$	$\frac{\Delta T_w}{\Delta T_M} = 500$	$\frac{C}{K_W}$	$\frac{W(T_H - T_L)}{\Delta T_M}$	$\frac{p}{LH}$
(11)	Transferencia de calor latente, placa	$h = 12 K_W/P$	$\frac{\Delta T_w}{\Delta T_M} = 278$	$\frac{1}{K_W}$	$\frac{W \lambda}{\Delta T_M}$	$\frac{p}{LH}$
Ensuciamiento						
(12)	Transferencia de calor sensible, ensuciamiento	$h = \text{supuesta}$	$\frac{\Delta T_s}{\Delta T_M} = 6,000$	$\frac{C}{h}$	$\frac{W(T_H - T_L)}{\Delta T_M}$	$\frac{1}{LH}$
(13)	Transferencia de calor latente, ensuciamiento	$h = \text{supuesta}$	$\frac{\Delta T_s}{\Delta T_M} = 3,333$	$\frac{1}{h}$	$\frac{W \lambda}{\Delta T_M}$	$\frac{1}{LH}$

RELACIONES EMPIRICAS PARA TRANSFERENCIA DE CALOR Y CAIDA DE PRESION, PARA EVALUACION DE CAMBIADORES DE PLACA ESPIRAL

Eq. No.	Mecanismo o restricción	Ecuación Empírica-Caida de presión	Factor numérico	Factor de propiedad Física	Factor de Trabajo	Factor de diseño Mecánico
Flujo espiral						
(14)	Sin cambio de fase Re > Rec	$\Delta P = 0.001 \frac{L}{s} \frac{W}{d_s H}^2 \frac{1.3 Z^{1/3}}{(d_s + 0.125)} \frac{H^{1/3}}{W} + 1.5 + \frac{16}{L}$				
(15)	Sin cambio de fase 100 < Re < Rec	$\Delta P = 0.001 \frac{L}{s} \frac{W}{d_s H} \frac{1.035 Z^{0.5}}{d_s + 0.125} \frac{Z_f^{1.7}}{Z_b} \frac{H^{0.5}}{W} + 1.5 + \frac{16}{L}$				
(16)	Sin cambio de fase Re < 100	$\Delta P = \frac{L s Z}{3,385 (d_s)^{2.75}} \frac{Z_f^{1.7}}{Z_b} \frac{W}{H}$				
(17)	Condensación	$\Delta P = 0.0005 \frac{L}{s} \frac{W}{d_s H}^2 \frac{1.3 Z^{1/3}}{(d_s + 0.125)} \frac{H^{1/3}}{W} + 1.5 \frac{16}{L}$				
Flujo axial						
(18)	Sin cambio de fase Re > 10,000	$\Delta P = \frac{4 \times 10^{-5}}{s d_s^2} \frac{W}{L}^{1.8} 0.0115 Z^{0.2} \frac{H}{d_s} + 1 + 0.03H$				
(19)	Condensación	$\Delta P = \frac{2 \times 10^{-5}}{s d_s^2} \frac{W}{L}^{1.8} 0.0115 Z^{0.2} \frac{H}{d_s} + 1 + 0.03H$				

Notas:

1. Rec = 20,000 (De/Dh)
2. G = W_o / (A ρ_v)
3. Factor de condición de superficie (Σ') para cobre y acero = 1; para acero inoxidable=1.7; para superficies pulidas=2.5

APENDICE E

E-1

Composición Nominal: en %

		Ni	Cr	Fe	Cu	Si	Mn	Mo	Ti	Al	C	S
Niquel 200	min.	99.0	—	—	—	—	—	—	0.01	—	—	—
	max.	—	—	0.40	0.25	0.35	0.35	—	0.10	—	0.15	0.010
Niquel 201	min.	99.0	—	—	—	—	—	—	0.01	—	—	—
	max.	—	—	0.40	0.25	0.35	0.35	—	0.10	—	0.02	0.010
Monel 400	min.	bal.	—	—	28.0	—	—	—	—	—	—	—
	max.	—	—	2.5	34.0	0.5	2.0	—	—	—	0.3	0.024
Monel K-500	min.	bal.	—	—	28.0	—	—	—	0.25	2.0	—	—
	max.	—	—	2.0	34.0	1.0	1.5	—	1.00	4.0	—	0.010
Inconel 600	min.	72.0	14.0	6.0	—	—	—	—	—	—	—	—
	max.	—	17.0	10.0	0.5	0.5	1.10	—	—	—	0.15	0.015
Incoloy 800	min.	30.0	19.0	bal.	—	—	—	—	0.15	0.15	—	—
	max.	35.0	23.0	—	0.75	1.0	1.5	—	0.60	0.60	0.1	0.015
Incoloy 825	min.	38.0	19.5	bal.	1.5	—	—	2.5	0.60	—	—	—
	max.	46.0	23.5	—	3.0	0.5	1.0	3.5	1.20	0.20	0.05	0.030

E-2-1

Corrosión de aleaciones de níquel en ácido sulfúrico hirviendo

Material	Velocidad promedio de corrosión mpa					
	5% H ₂ SO ₄ 216 F	10% H ₂ SO ₄ 221 F	19% H ₂ SO ₄ 221 F	50% H ₂ SO ₄ 253 F	15% H ₂ SO ₄ 308 F	96% H ₂ SO ₄ 500 F
	23-hr P	23-hr P	23-hr P	20-hr P	20-hr P	3-hr P
Monel 400	3.4	2.4	7.5	650	2300	3300
Niquel 200	3.4	12	110	3450	910	2350
Inconel 600	1.0	350	640	7900	4800	550
Incoloy 825	7.2	20	18	52	—	65

a Período de prueba 4 hrs.

Pruebas de laboratorio en Soluciones de hidróxido

b Ataque extremadamente rápido

de sodio al 4% a temperatura ambiente.

Material	Velocidad de corrosión, mpa				
	Inmersión estática	Solución agitada con aire	Inmersión continua alternada	Inmersión intermitente	Prueba atomizada.
Niquel 200	0.05	0.05	0.50	0.60	0.05
Monel 400	0.16	0.21	0.07	0.15	0.01
Cobre-Niquel (55-45)	0.08	0.10	0.06	0.06	0.01
Cobre-Niquel-estaño (70-29-1)	0.03	0.05	0.15	0.02	0.01
Cobre	2.2	3.3	4.7	2.3	0.32
Brass Admiralty	2.0	5.6	9.3	4.0	0.2
Zinc	18	35	380	90	0.56
Plomo	9.5	47	700	260	1.2
Aluminio	13,800	13,800	4200	690	6.9

E-2-2

Corrosión de metales y aleaciones en cloruro de

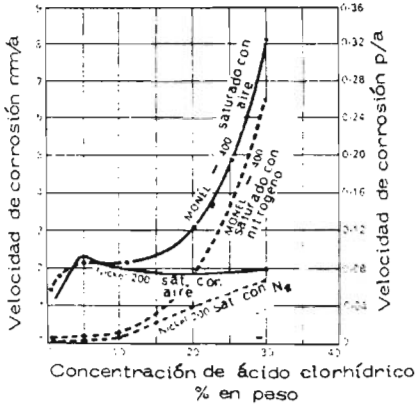
hidrógeno a altas temperaturas

Material	Velocidad de corrosión mpa								Pérdida en peso mg/dm ² Gas seco ^a			
	Gas seco ^a				Gas seco 20-hr	Gas seco ^a			4 Hr	8 Hr	20 Hr	47 Hr
	4 Hr	8 Hr	20 Hr	47 Hr		4 Hr	8 Hr	20 Hr				
Acero al carbón	—	—	0.9	—	prueba 400°F	—	—	—	—	—	—	—
Niquel 200	—	—	0.3	—	0.3	—	—	—	—	—	—	—
Acero al carbón	170	210	—	—	prueba 1000°F	—	—	—	—	—	—	—
Niquel 201	120	70	28	—	250-420	37	126	143	140	—	—	—
Monel 400	—	—	—	49	—	—	124	165	—	—	600	—
Inconel 600	—	—	34	—	—	—	110	105	165	—	—	—
Hastelloy B	140	80	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Acero inoxidable tipo 316	170	140	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Platino	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—

^a Contenido de la mezcla de gas alrededor del 0.25% en peso después de burbujearle ácido clorhídrico concentrado y antes de pasar sobre muestras de prueba.

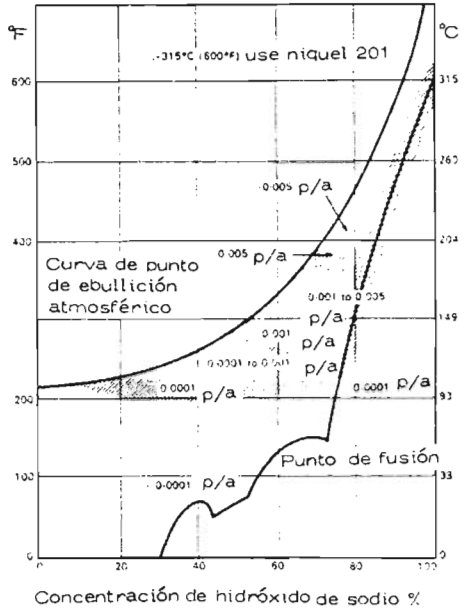
E-3-1

Velocidades límites de corrosión de Niquel 200 y Monel 400 en ácido clorhídrico frío



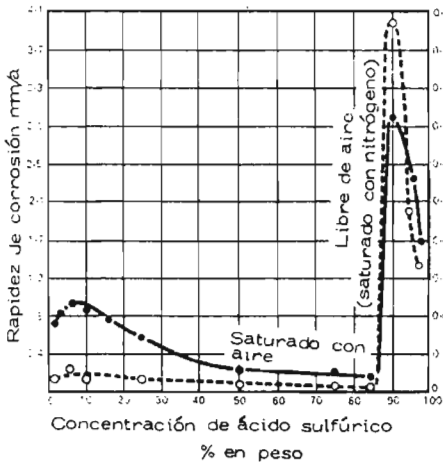
E-3-2

Carta de iso-corrosión para niquel 200 en hidróxido desodio



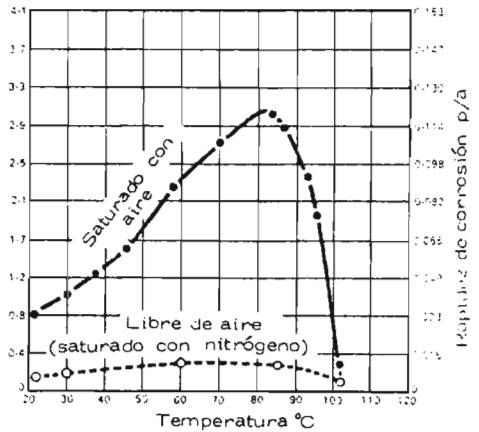
E-3-3

Efectos de oxígeno y concentración en la resistencia de Monel 400 a la corrosión por ácido sulfúrico a temperatura ambiente.

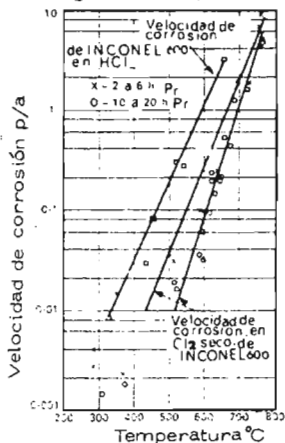


E-3-4

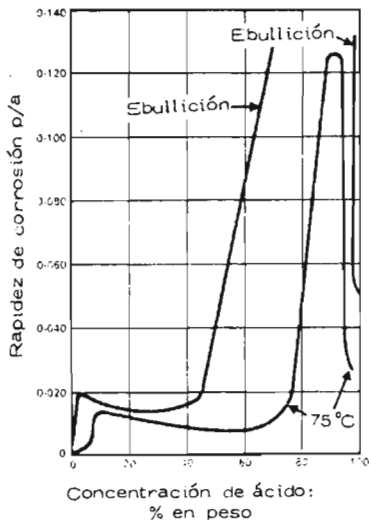
Monel 400 en ácido sulfúrico al 5%



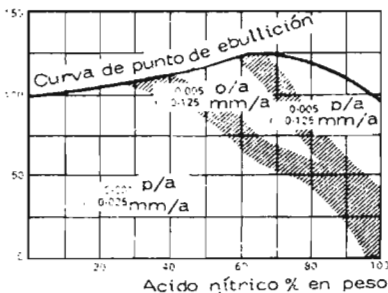
Corrosión de Inconel 600 en gas cloro seco y cloruro de hidrógeno



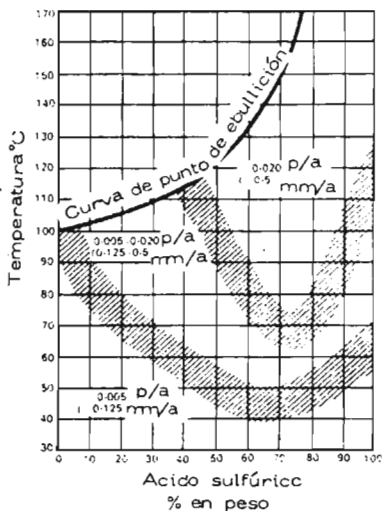
Pruebas de corrosión en laboratorio de Incoloy 825 en soluciones de ácido sulfúrico.



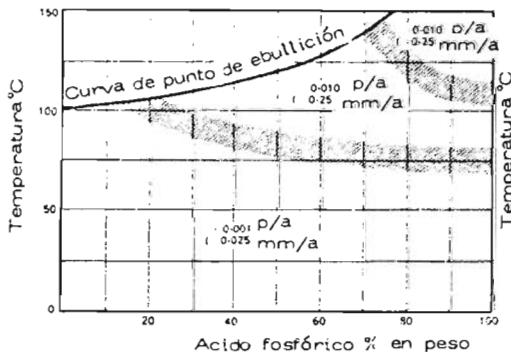
Carta de iso-corrosión para Incoloy 825 en ácido nítrico basado en datos de laboratorio usando ácido puro.

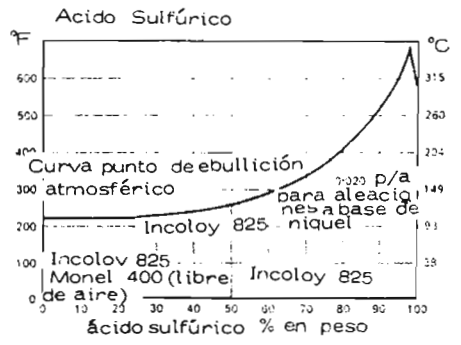
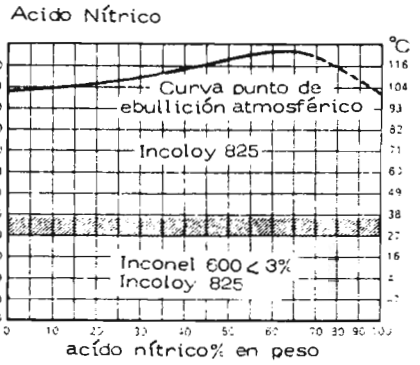
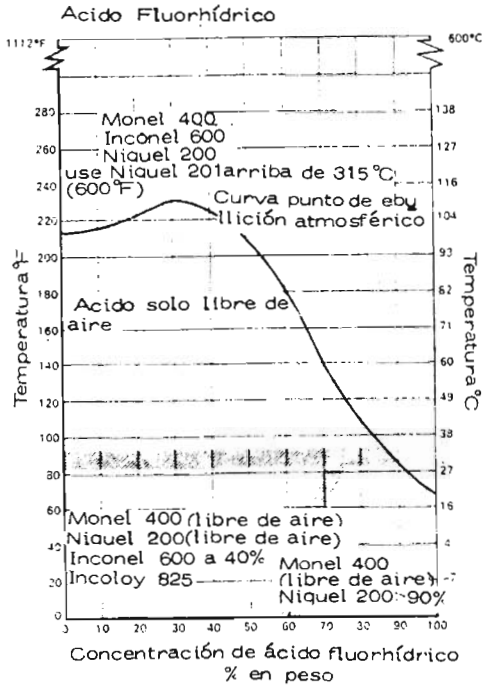


Carta de iso-corrosión para Incoloy 825 en ácido sulfúrico, basado en datos de laboratorio, usando ácido puro.

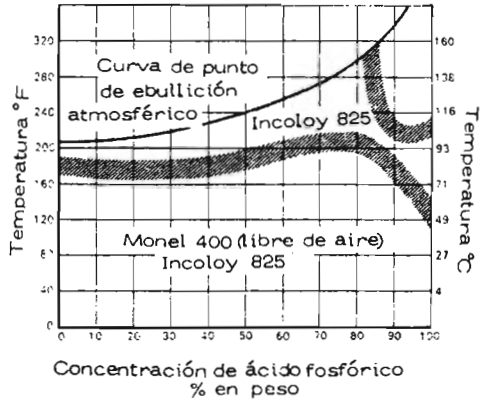


Carta de iso-corrosión para Incoloy 825 en ácido fosfórico basado en datos de laboratorio usando ácido puro.

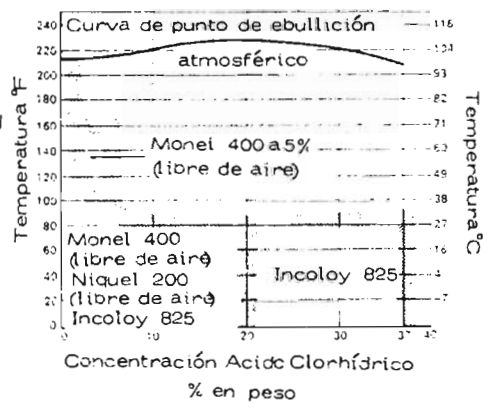


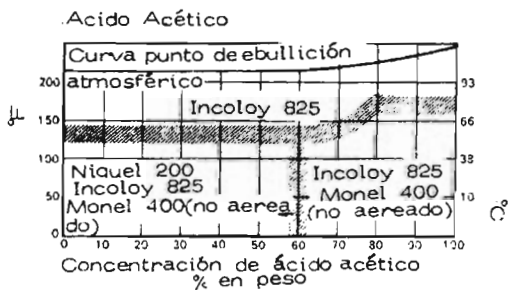
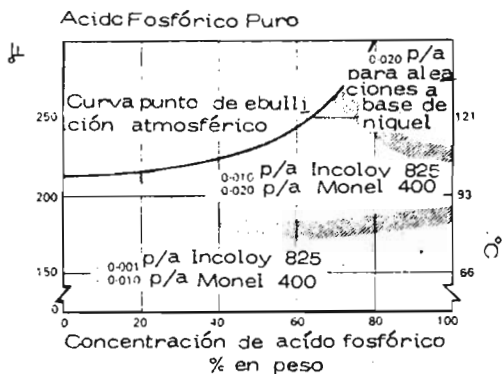
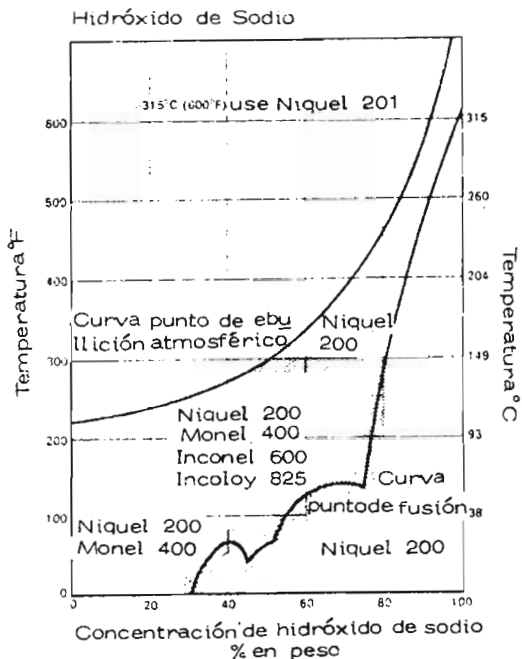


PLANTA DE ACIDO FOSFORICO



ACIDO CLORHIDRICO





APENDICE E-5

GUIA DE CORROSION DE ALEACIONES

La tabla adjunta resume las resistencias típicas de corrosión de varias aleaciones a base de níquel en un amplio rango de ambientes corrosivos. Cuando se use la tabla deberán tomarse en cuenta los siguientes puntos:

1.- Los datos son resumidos en esta forma solamente para guía y mostrar:

a) El rango de ambientes manejados por una aleación dada, ó

b) La aleación más adecuada para un ambiente dado, teniendo en cuenta que este margen no es hecho para efectos de transferencia de calor, efectos galvanizantes o la influencia de impurezas menores presentes en las mezclas.

2.- Los materiales son estimados de acuerdo a velocidades de corrosión determinados en ambientes particulares:

A = La velocidad de corrosión menor que 0.005 p/a
(0.12 mm/a)

B = La velocidad de corrosión menor que 0.020 p/a
(0.5 mm/a) pero mayor que 0.005 p/a (0.12 mm/a)

C = La velocidad de corrosión mayor que 0.020 p/a
(0.5 mm/a)

Las velocidades de corrosión menores que 0.020 p/a (Clasificaciones A y B) son aceptables para la mayoría de químicos y plantas de procesos.

3.- La información no se deberá tomar como una recomendación que se implique para un material en particular en un ambiente específico, esto no deberá ser sustituto para pruebas "dentro de planta" con muestra de cupones de prueba.

4.- Las concentraciones se refieren a soluciones acuosas o mezclas de gases en aire.

MEDIO	Conc. %	Temp. °C	Niquel 200	Monel 400	Inconel 600	Incoloy 800	Incoloy 825
Acetaldehido	99	40	A	A	A	A	A
Acido acético	0-99	30	C	B	B	A	A
Anhídrido acético	100	30	B	B	B	A	A
Acetileno	100	150	A			A	A
Aire	100		A	A	A	A	A
Acetona	0-100	100	A	A	A	A	A
Acriolina	100	100	B	B	B	B	B
Alcohol Alílico	100	30	A	A	A	A	A
Alcohol Etilico	100	30	A	A	A	A	A
Alcohol Metílico	100	30	A	A	A	A	A
Cloruro de alilo	100	30	A	A	B	B	A
Sulfato aluminio	100	30	C	B	C	B	A
Cloruro aluminio	0-30	30	B	B	B	C	B
Amonio líquido	0-100	30	C	C	B	A	A
Bicarbonato de amonio	0-100	100				B	B
Carbonato de amonio	0-20	30				C	B
Clorato amonio (seco)	0-20	20				A	A
	100	100	B	B	B	C	B
Hidroxido de amonio	0-30	70		C		A	A
Nitrato amonio	0-40	80				A	A
Fosfato amonio	5	100	B	B	B	A	A
Sulfato amonio	0-40	100	B	B	B	A	B
Acetato de amilo	100	30	A	A	A	A	A
Cloruro de amilo	100	30	A	B	B	B	B
Anilina	100	30	C	C	B	A	A
Cloruro de bario	0-40	100	B	B	B	B	B
Hidróxido de bario	100	1040	B		B	B	A
	0-50	100	A	B	B	B	A
Cerveza		30	A	A	A	A	A
Licores remolacha dulce	0-40	30	A	A	A	A	A

MEDIO	Conc. %	Temp. °C	Niquel 200	Monel 400	Inconel 600	Incoloy 800	Incoloy 825
Benzaldehido	100	30	B	B	B	A	A
Benzeno	100	30	A	A	A	A	A
Licor de sulfato negro	100	100			A	B	A
Acido bórico	0-20	100	B	B	B	A	A
Bromo seco	100	50	A	A	A	B	B
Butadieno	100	30	A	A	A	A	A
Butano	100	30	A	A	A	A	A
Acetato de butilo	100	30	B	B	B	A	A
Acido butírico	0-100	100	C	B	C	B	B
Cloruro de calcio	0-25	30	A	A	A	B	A
Hidroxido de calcio	0-30	100	B	B	B	B	B
Licores de caña de azúcar	100	90	A	A	A	A	A
Dioxido de carbón	100	450	A	A	A	A	A
Bisulfuro de carbón	100	30	A	B	A	A	A
Tetracloruro de carbón	100	30	A	B	A	A	A
Cloruro seco	100	550	B	B	A	A	C
Cloroformo	100	100	A	A	A	A	A
Acido crómico	0-100	30	C	C	C	C	B
Sosa caústica	Ver hidróxido de sodio						
Clorobenzeno	100	30	A	B	B	B	B
Acido Clorosulfónico	100	30	B	B	B		B
Acido cítrico	100	30	B	B	B	B	A
Café		100	A	A	A	A	A
Sulfato de cobre	0-30	100	C	C	C	B	A
Acido cresílico	100	30	B	B	B	B	B
Dicloroetano	100	30	A	A	A	B	A
	100	700			A	A	
Etil acetato	100	30	B	B	B	B	A
Etil celulosa	todos	30	B	B	B	B	A
Etil cloruro	100	30	A	A	A	A	A
Dicloruro de etileno	100	30	A	A	A	B	A
	100	700			A	A	
Etilenglicol	100	30	B	B	B	A	A
Acidos grasos	100	30	A	A	A	A	A
Cloruro férrico	100	30	C	C	C	C	B
Nitrato férrico	100	30	C	C	C	B	A
Sulfato férrico	0-30	30	C	B	C	B	A
Acido fluobórico	25	30	B	B	B	B	B
Acido fluosilícico	20	30	B	C	B	B	B
Formaldehido	0-100	30	A	A	A	A	A
Acido fórmico	0-100	100	B	B	B	C	A
Aceite combustible.	100	30	C	A	C	A	A

MEDIO	Conc. %	Temp. C	Niquel 200	Monel 400	Inconel 600	Incoloy 800	Incoloy 825
Furfural	30-100	100	B	B	B	B	A
Gelatina	0-40	50	B	B	A	A	A
Glucosa	todos	30	A	A	A	A	A
Acidoglutámico	todos	30	B	B	B	B	A
Glicerina	100	30	A	A	A	A	A
Glicerol	0-100	150	A	A	A	A	A
Sales de alta temperatura (nitrato/nitrato)		500	A		A	A	
Hidrazina	100	35	C	C	C	C	C
Aceite hidráulico			A	A	A	A	A
Acido Bromhídrico			C	C	C	C	C
Acido Clorhídrico	0-37	35					
Acido Cianhídrico	100	35	C	C	A	A	A
Acido Fluorhídrico	10-100	35	B	A	B	C	B
	100	350	B	B	B	C	B
Peróxido de hidrógeno (libre de acido)	todos	30	B	B	B	A	A
Sulfuro de hidrógeno	0-20	150		B		B	A
Hidroquinona	todos	35	B	B	A		A
Insulina	100	35	A	A	A	A	A
Acido láctico	80	30	C	C	B	B	A
Acetato de plomo	20	30	B	B	A	A	A
Jugo de limón	todos	30	A	B	A	B	A
Aceite de linaza	100	30	A	A	A	A	A
Cloruro de litio	todos	30	A	A	A	A	A
Hidróxido de litio	10	30	A	A	A	A	A
Carbonato de magnesio	todos	30	A	A	A	A	A
Cloruro de magnesio	0-50	30	A	A	A	A	A
Hidróxido de magnesio	todos	30	A	A	A	A	A
Nitrato de magnesio	todos	30	C	C	B	A	A
Sulfato de magnesio	30	30	B	A	A	A	A
Acido maleico	todos	30	B	B	B	B	A
Cloruro de mercurio	todos	30	C	C	C	C	C
Cianuro de mercurio	todos	30	C	C	C	C	B

MEDIO	Conc. %	Temp. °C	Niquel 200	Monel 400	Inconel 600	Incoloy 800	Incoloy 825
Ioduro de mercurio	todos	30	C	C	C	C	C
Nitrato mercurioso	todos	30	C	C	B	A	A
Mercurio	todos	100					
Alcohol metilo	0-100	100	A	A	A	A	A
Cloruro de metilo	100	30	A	A	A	A	A
Metil-etil-cetona	todos	100	B	B	B	A	A
Leche	todos	30	B	B	A	A	A
Agua mineral	todos	65	C	C	A	A	A
Melazas	todos	30	A	A	A	A	A
Fosfato de mono (sodio, potasio o amonio)	todos	30	A	A	A	A	A
Acido nafténico	100	30	B	A	A	A	A
Cloruro de niquel	todos	30	B	B	B	B	A
Nitrato de niquel	todos	30	C	C	B	B	A
Sulfato de niquel	todos	30	B	B	B	B	A
Acido nítrico	0-65	30	C	C	B	A	A
	100	80	C	C	C	B	A
Nitrobenzeno	100	100	B	B	B	B	B
Aceite crudo	100	30	A	A	A	A	A
Aceites esencia les	100	30	A	A	A	A	A
Aceites minera les	100	30	A	A	A	A	A
Aceites de palma	100	30	A	A	A	A	A
Aceites de caca huate	100	30	A	A	A	A	A
Aceites sulfona dos	100	30	A	A	A	A	A
Aceites vegetales	100	30	A	A	A	A	A
Acido oléico	100	30	B	B	A	A	A
Oleo	20	30	C	C	A	B	A
Jugo de naranja	todos	30	A	A	A	A	A
Acido Oxálico	todos	30	C	B	B	C	B
Gases oxidacios	100	°C	1000	550	1100	1100	900
Acido palmítico	100	30	A	A	A	A	A
Parafina	100	35	A	A	A	A	A
Petróleo	100	30	A	A	A	A	A
Fenol	100	30	A	B	A	A	A
Acido fenol sul fónico	100	30	B	B	B	B	A
Acido fosfórico	0-25	30	A	A	C	C	A
	25-85	85	A	A	C	C-85	A
Anhídrido Ftálico	100	30	B	A	A	B	A
Acido Picrico	100	30	C	C	C	C	B
Bicarbonato de potasio	0-30	30	A	A	A	A	A

MEDIO	Conc. %	Temp. °C	Niquel 200	Monel 400	Inconel 600	Incoloy 800	Incoloy 825
Carbonato de potasio	todos	30	A	A	A	A	A
Clorato de potasio	todos	30	B	B	B	B	A
Cloruro de potasio	todos	30	A	A	A	A	A
Cianuro de potasio	0-30	100	B		B	B	B
Cromato de potasio	0-30	30	A	B	A	B	A
Dicromato de potasio	0-20	30	B	B	B	B	A
Ferricianuro de potasio	0-30	30	B	B	B	B	B
Hidróxido de potasio	0-50	30	A	A	B	B	B
	0-50	100	A	A	B	B	B
Nitrato de potasio	todos	30	B	B	B	A	A
Sulfato de potasio	10	30	B	B	A	A	A
Propano	100	100	A	A	A	A	A
Agua de mar	100	100	A	A	A	A	A
Tetracloruro de silicón	100	30	A	A	A	B	A
Jabón	100	30	A	A	A	A	A
Acido salicílico	todos	30	A	A	A	A	A
Nitrato de plata	todos	30	C	C	B	B	B
Acetato de sodio	todos	30	B	B	B	B	A
Bicarbonato de sodio	todos	30	B	B	B	B	A
Bisulfato de sodio	10	30	B	A	B	B	A
Bromuro de sodio	0-50	30	B	B	B	B	B
Carbonato de sodio	30	30	A	B	B	B	A
Cloruro de sodio	todos	30	B	A	B	A	A
Hidróxido de sodio	0-50	30	A	A	A	A	A
	50-75	30	A	A	A	B	A
Metafosfato de sodio	todos	30	B	B	A	B	A
Metasilicato de sodio	0-50	30	A	A	A	A	A
Nitrato de sodio	10	30	B	B	A	A	A
	todos	30	B	B	A	A	A
Peróxido de sodio	100	100	B	B	B	C	B
Fosfato de sodio	todos	30	A	A	A	A	A
Sulfato de sodio	todos	30	A	A	A	A	A
Sulfuro de sodio	todos	30	B	B	A	B	A

MEDIO	Conc. %	Temp. °C	Niquel 200	Monel 400	Inconel 600	Incoloy. 800	Incoloy 825
Acido estearico	todos	30	A	A	A	A	A
Vapor	100	450	A	A	A	A	A
Azúcar líquida	todos	30	A	A	A	A	A
Acido sulfúrico	0-15	30	B	A	B	B	A
	15-75	30	C	B	C	B	A
	75-96	30	C	C	C	C	A
Acido sulfuroso	0-60	100				C	B
Aceite elevado	100	30	A	A	A	A	A
Acido tánico	10	30	B	B	B	B	B
Acido tartárico	58	30	B	B	B	B	A
Acido tetrafos- fórico	100	30	C	C	B		A
Tolueno	100	100	A	A	A	A	A
Tricloretileno	100	100	A	A	B	B	B
Aguarráz	100	30	A	A	A	A	A
Urea	50-100	375			B	B	A
Cloruro de vinil	100	30	A	A	A	A	A
Vinagre	100	30	A	A	A	B	A
Agua	100	100	A	A	A	A	A
Xileno	100	100	B	B	A	B	A
Cloruro de zinc	0-100	30	B	B	B	C	B
Zing, amonio y cloruro	0-40	100		B	B	C	B
Nitrato de zinc	10	30	C	C	B	B	A
Sulfato de zinc	20	30	B	B	B	B	A

Velocidades típicas de penetración en medios
corrosivos para HASTELLOY C

D-6

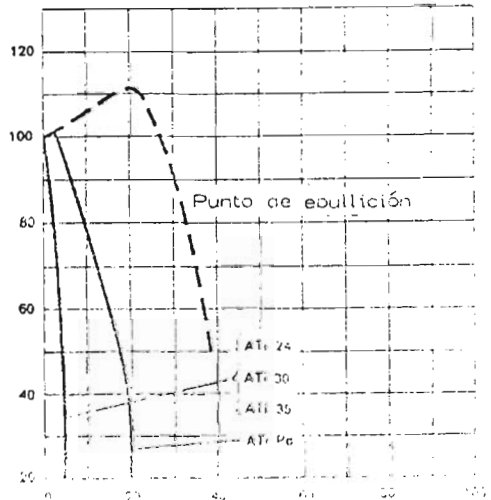
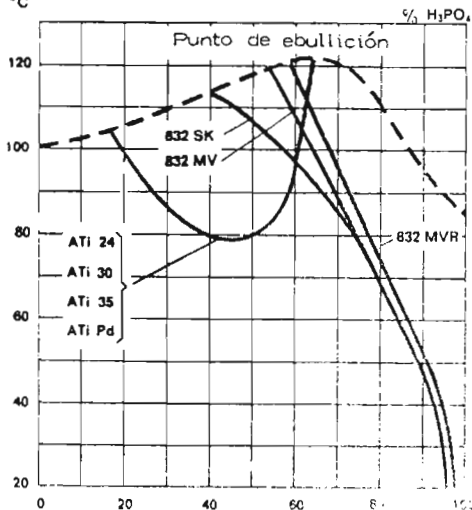
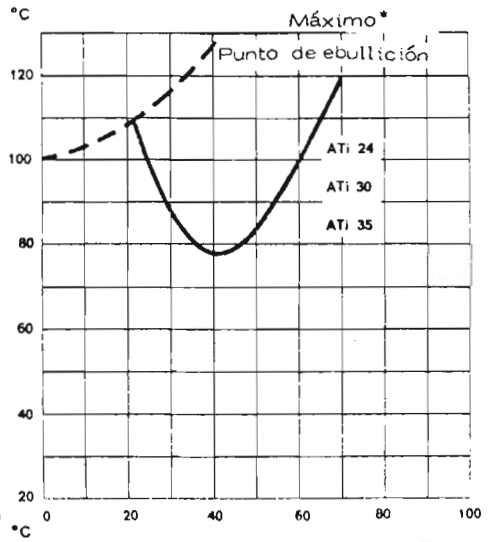
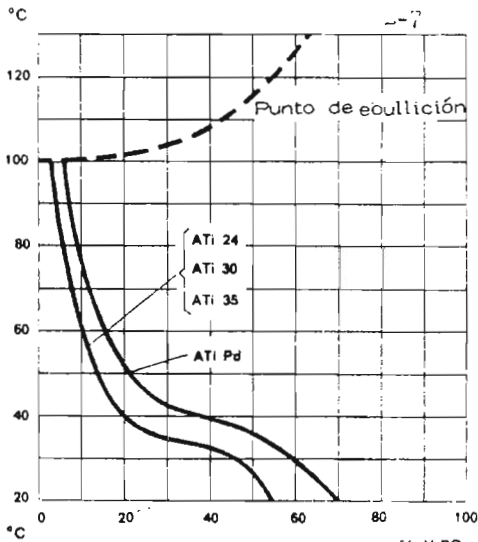
MEDIO	Concentración en % en peso	Velocidad de penetración, mpa		
		Temperatura ambiente	150 °F	Punto de ebullición
Acido acético	10	0.2	0.2	0.4
	50	0.1	0.1	0.1
	99 Glacial	0.2	0.1	0.1
Gas cloro seco	—	0.1	—	—
Acido crómico	2	Nil	Nil	2
	10	Nil	2	17
	20	0.1	5	58
Cloruro cúprico	2	Nil	—	—
	2 + 5% NaCl	—	Nil	Nil
	5 + 10% NaCl	—	Nil	0.2
	10	Nil	—	—
Cloruro férrico	10 + 10% NaCl	—	Nil	—
	2	Nil	—	—
	2 + 5% NaCl	—	Nil	Nil
	5 + 10% NaCl	—	Nil	—
Acido fórmico	10	0.3	0.2	5
	20	0.1	0.4	7
	40	0.3	0.1	5
	89	0.1	0.3	2
Acido clorhídrico	1	0.3	0.1	20
	2	0.9	0.1	52
	10	2	22	332
	20	2	25	407
	37	1	11	—
Acido fluorhídrico	5	1	—	—
	25	5	—	—
	45	6	—	—
Acido nítrico	10	0.1	1	7
	20	0.2	2	48
	30	0.1	3	153
	40	1	6	218
	60	1	15	809
70	1	23	780	
Acido fosfónico QP	10	0.1	0.2	0.6
	30	0.1	0.1	4
	50	0.1	0.3	4
	85	Nil	0.3	45
Acido sulfúrico	2	0.2	0.5	11
	5	0.2	0.2	21
	10	0.1	0.5	33
	25	0.2	1	64
	60	2	4	958
	85	0.1	1	> 1000
96	0.2	1	254	

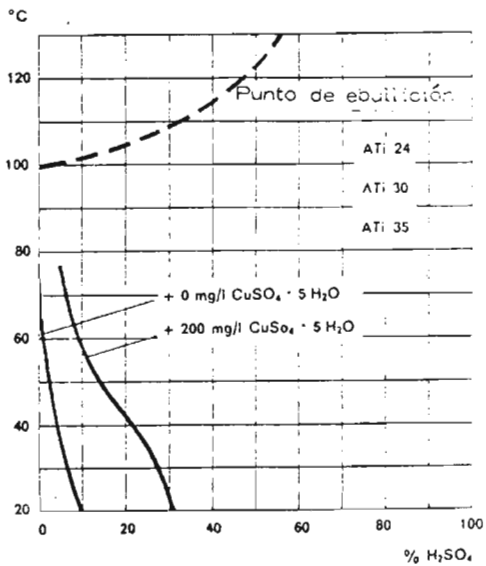
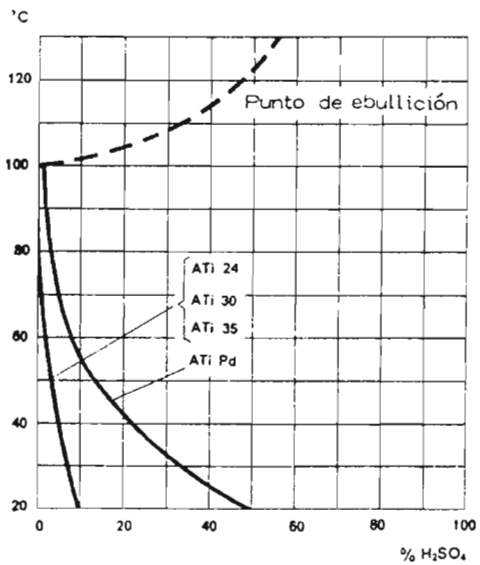
* Determinado en pruebas de laboratorio. Se recomienda que las muestras sean probadas bajo condiciones de planta.

HASTELLOY C, composición química porcentual

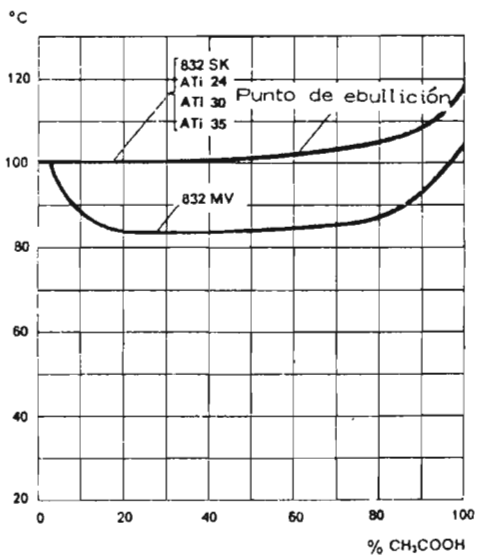
D-0

Forma	Ni	Co	Cr	Mo	Ti	Fe	Si	Mg	C	Otros
Forjado	Balance	2.50*	14.50-16.50	15.00-17.00	3.00-4.50	4.00-7.00	1.00*	1.00*	0.08*	V-0.35* P-0.04* S-0.03*
Fundido	Balance	2.50*	15.50-17.50	16.00-18.00	3.75-5.25	4.50-7.00	1.00*	1.00*	0.12*	V-0.70-0.40 P-0.04* S-0.03*





-7



- ATi 24 Especialmente recomendable para grabado profundo
 ATi 30 Generalmentese usa para revestimiento de recipientes, para recipientes sometidos a presión y para tubos.
 ATi 35 Para uso donde se encuentra sometido a esfuerzos mecánicos
 ATi Pd Para ácidos diluidos no oxidantes como el H_2SO_4 y el HCl severos.

Grado	Avesta	ATi 24	ATi 30	ATi 35	ATi Pd
Análisis %	Fe max	0.20	0.25	0.25	0.20
	O ₂ »	0.10	0.20	0.25	0.10
	N ₂ »	0.03	0.06	0.06	0.03
	C »	0.05	0.08	0.08	0.05
	H ₂ »	0.012	0.012	0.012	0.012
	Pd approx.	—	—	—	0.2

PROPIEDADES DE CORROSION:

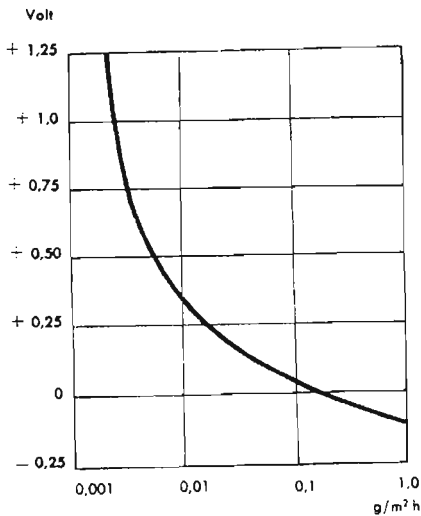
El Titanio activo tiene una posición baja en la tabla electro-lítica de potenciales como el brass y el cobre casi siempre en la misma forma como el cromo en el acero inoxidable, el Titanio tiene la propiedad de combinarse con el oxígeno para formar una película inerte de alta resistencia. El Titanio una vez recubierto con esta película queda justamente abajo del platino en la tabla de potenciales.

Así el Titanio tiene excelentes propiedades químicas. De especial interés es la resistencia a la mayoría de las combinaciones de halógenos. El Titanio entonces no es atacado por picaduras o esfuerzos de corrosión en soluciones de cloro. Las pruebas han demostrado que el Titanio es altamente resistente al ataque de agua de sal. Un medio en el cual el acero inoxidable y el Monel son menos resistentes.

El ácido nítrico tiene la misma influencia sobre el Titanio que sobre el acero inoxidable, principalmente el ácido inhibe la corrosión, esto se debe al hecho de la propiedad oxidante del ácido nítrico de formar y mantener una película inerte sobre el

metal. La resistencia al ácido clorhídrico, ácido sulfúrico y ácido fosfórico es menor, pero por la adición de ácido nítrico es posible incrementar la resistencia considerablemente.

El Titanio puede hacerse resistente a medios altamente corrosivos tales como ácido clorhídrico, ácido fosfórico, ácido sulfúrico, ácido oxálico y ácido fórmico, haciendo uso de una protección anódica, ésta protección es activada aplicando un potencial de 1 a 1.5 volts, entre el metal Titanio y la solución, esto previene la película pasiva de ser disuelta.



En medio agresivo, el titanio puede ser protegido por aplicación de un potencial entre el metal y la solución. La curva muestra como la corrosión decrece con el incremento del potencial. El potencial deberá ser entre 1 y 1.5 volts.

RESISTENCIA QUIMICA

La siguiente tabla de corrosión muestra la resistencia del Titanio a algunos de los importantes medios corrosivos. La pérdida en peso por corrosión es dada en g/m^2h . Si la corrosión no excede de $0.1g/m^2h$ el material puede ser usado solo para ciertos propósitos. Aceros con valores altos en pérdida del peso significará que el material no es recomendable para el uso. La tabla de corrosión sirve únicamente como una guía para la selección del material. Esto sucede frecuentemente en procesos químicos en los que las soluciones corrosivas contienen inhibidores que influyen sobre la corrosión, entonces es recomendable proveer los materiales bajo las condiciones normales de operación antes que la solución del material sea hecha.

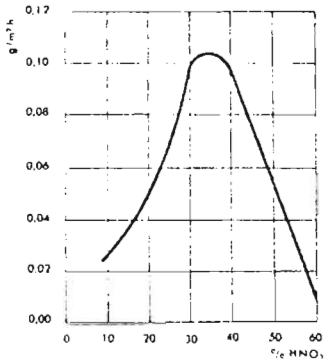
Medio corrosivo	Condiciones de corrosión		Pérdida en peso g/m^2h
	Concentración %	Temperatura °C	
Cloruro de aluminio $AlCl_3$	10	100	< 0.1
	25	60	< 0.1
		100	< 10
Cloruro de amonio NH_4Cl	20	100	< 0.1
	Saturado	100	< 0.1
Hidrocloreto de anilina $C_6H_5NH_2 \cdot HCl$	20	100	< 0.1
Agua regia	3 partes HCl + 1 parte HNO_3	20	< 0.1
Cloruro de boro B_2Cl_4	20	100	< 0.1
Cloruro de calcio $CaCl_2$	25	0	< 0.1
Tetracloruro de carbono CCl_4	100	20	< 0.1
		0	< 0.1
Hipoclorito de calcio $CaOCl_2$	Solución saturada	20	< 0.1
Dioxido de cloro ClO_2	Solución Eleaching	70	< 0.1
Gas cloro Cl_2	100 Dry	20	Ataque explosivo
	100 Saturado con vapor	100	< 0.1
Dicloruro de cromo $CrCl_2$	90	20	< 0.1
Trióxido de cromo CrO_3	10	0	< 0.1
	20	20	< 0.1

Mezcla de sustancias

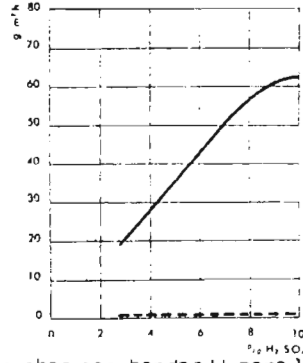
Condiciones de Corrosión			Pérdida en peso g/m ² h
Medio corrosivo, %		Temperatura °C	
Acido Clorhídrico HCl	CuSO ₄		
10	0,5	60	< 0,1
12	2,1	60	< 0,1
Acido Nítrico HNO ₃	HCl		
37	10	60	< 0,1
Acido Nítrico HNO ₃	H ₂ SO ₄		
37	65	20	< 0,1
45	52	20	< 0,1
86	14	20	< 0,1
Cloruro de Sodio NaCl	H ₂ O ₂		
3	3	20	< 0,1
Acido sulfúrico H ₂ SO ₄	CuSO ₄		
65	0,05	20	< 0,1
Acido sulfúrico H ₂ SO ₄	MnO ₂		
Acido sulfúrico H ₂ SO ₄	0,25	20	< 0,1
	10	20	< 1,0
		50	< 10
	25	20	< 10
	40	20	< 10
	50	20	< 10
	65	20	< 1,0
	70	20	< 1,0
95	20	< 10	
Acido sulfuroso H ₂ SO ₃	6	20	< 0,1
Cloruro de estaño SnCl ₄	24	60	< 0,1
Tricloro etileno CCl ₂ CHCl	100	11	< 0,1
Agua saturada con cloro	Saturado	80	< 0,1
Agua saturada con acido sulfuroso	Saturado	20	< 0,1
Cloruro de zinc ZnCl ₂	20	100	< 0,1

Condiciones de corrosión			Perdida en peso g·m ² ·h
Medio de corrosión	Concentración %	Temperatura °C	
Cloruro de cobre CuCl ₂	50	90	< 0,1
Acido dicloroacético CHCl ₂ COOH	100	100	< 0,1
Cloruro férrico FeCl ₃	10	B	< 0,1
	20	B	< 0,1
Acido clorhídrico HCl	0,5	90	< 0,1
		75	< 0,1
		90	< 1,0
	1	100	< 1,0
		20	< 0,1
		75	< 1,0
	2	100	< 10
		60	< 0,1
		75	< 10
	3	20	< 1,0
		100	< 10
	4	20	< 0,1
		60	< 10
	5	100	< 10
		20	< 1,0
75		< 10	
10	20	< 1,0	
	20	> 10	
37	20	< 10	
Acido Fluorhídrico HF	1	20	> 10
Cloruro de magnesio MgCl ₂	20	100	< 0,1
Cloruro de manganeso MnCl ₂	20	100	< 0,1
Cloruro de mercurio HgCl ₂	Saturado	100	< 0,1
Acido de monocloroacético CH ₂ Cl COOH	100	B	< 0,1
Cloruro de níquel NiCl ₂	20	100	< 0,1

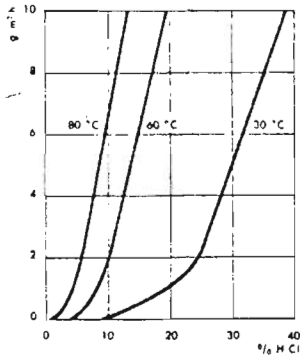
Condiciones de corrosión			Pérdida en peso g/m ² h
Medio de corrosión	Concen- tración %	Tempera- tura °C	
Acido nítrico HNO ₃	5	100	< 0,1
	10	100	< 0,1
	20	20	< 0,1
		290	< 1,0
	30	100	< 0,1
	40	100	< 0,1
		200	< 1,0
	50	100	< 0,1
60	100	< 0,1	
65	175	< 1,0	
Acido fosfórico H ₃ PO ₄	10	20	< 0,1
		B	< 10
	85	20	< 10
Soluciones fotográficas	Normal	20	< 0,1
Aire de mar	Natural	20	< 0,1
agua de mar	Natural	20	< 0,1
		B	< 0,1
Clorato de sodio NaClO ₃	Saturado	20	< 0,1
Cloruro de sodio NaCl	20	20	< 0,1
	Saturado	B	< 0,1
Hipoclorito de sodio NaClO	5	20	< 0,1
Azufre S ₂	100	Fundido	< 0,1
Acido sulfúrico H ₂ SO ₄	0,5	60	< 1,0
		90	< 10
	1	20	< 0,1
		60	< 10
	3	90	< 10
		20	> 0,1
	5	60	< 10
		20	< 1,0
		90	< 10
		B	> 10



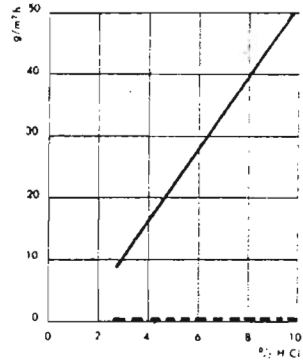
La resistencia de Titanio en ácido nítrico hirviendo a diferentes concentraciones.



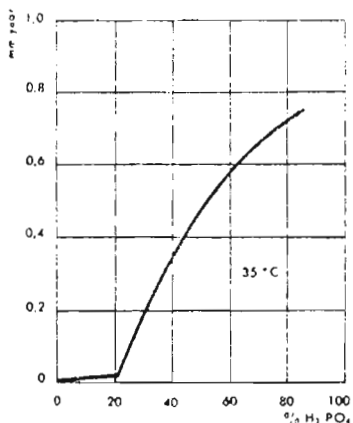
Pruebas con bandas U para la determinación de esfuerzos bajo corrosión en ácido sulfúrico de diferentes concentraciones. La línea de rompimiento muestra una pérdida en peso menor que 0.05g/m²h. Estos valores fueron obtenidos por la adición de 1g de bicromato de sodio cristalizado por Lt. de ácido. En ningún caso se observaron rompimientos.



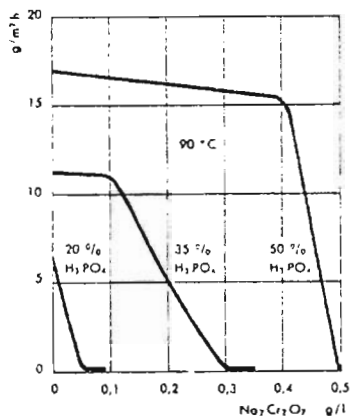
La resistencia de Titanio en ácido clorhídrico de diferentes concentraciones y temperaturas 30, 60 y 80°C.



Pruebas con bandar U para la determinación de esfuerzos bajo corrosión en ácido clorhídrico hirviendo en diferentes concentraciones. La línea de rompimiento muestra una pérdida en peso menor que 0.09g/m²h. Estos valores fueron obtenidos por la adición de 5g. de bicromato de sodio cristalizado por Lt. de ácido. En ningún caso se observaron rompimientos.

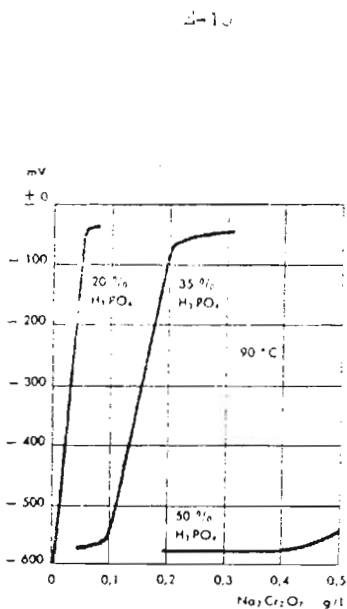


La resistencia de Titanio en ácido fosfórico Q.P. a 35°C y diferentes concentraciones. Por adición de un inhibidor el potencial puede ser incrementado y la resistencia disminuida. Ver las dos figuras siguientes.

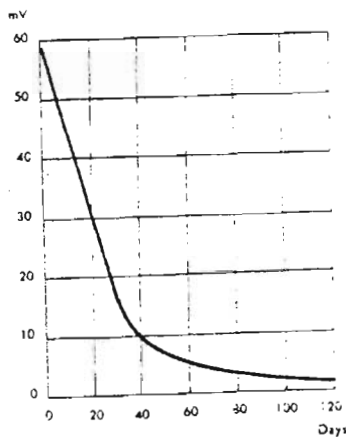


La corrosión de Titanio en ácido fosfórico es reducida añadiendo bicromato de sodio como inhibidor. A una concentración de 50% la adición de 0.5g de bicromato de sodio cristalizado por litro es necesario para conservar la propiedad en peso inferior a 0.1 g/m²h las pruebas fueron llevadas a cabo a 90°C

La diferencia de potencial entre el Titanio y el acero grado 453 S como una función del tiempo. Las pruebas han sido llevadas a cabo en agua sintética de acuerdo con la fórmula de Phragmen A una temperatura de 45°C. La diferencia de potencial muy pequeña al principio es rápidamente balanceada y entonces no hay riesgo de que ocurra la corrosión galvánica.



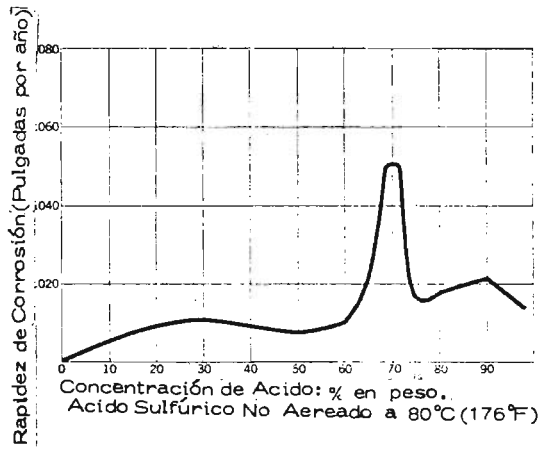
El potencial de Titanio en ácido fosfórico se incrementa con el bicromato de sodio añadido. Las pruebas fueron llevadas a cabo a 90°C y el potencial medido contra un electrodo de calomel. Como se puede ver en la figura siguiente el incremento de potencial dio como resultado una disminución en la corrosión.



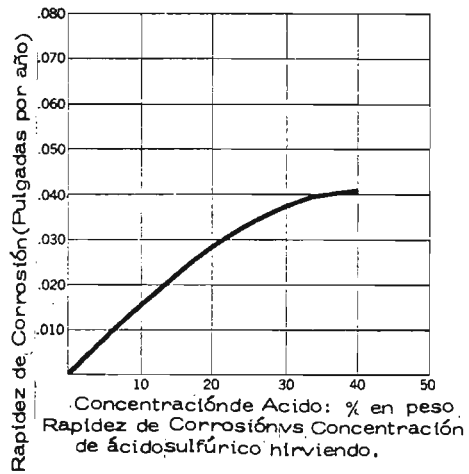
APENDICE E-11

Composición Típica del Acero Carpenter No. 20 Cb-3

Carbón	-----	-0.060% máx.
Manganeso	-----	- 2.000% máx.
Fósforo	-----	-0.035% máx.
Azufre	-----	- 0.035% máx.
Silicón	-----	- 1.000% máx.
Cromo	-----	-19.00/21.00%
Niquel	-----	- 32.50/35.00%
Molibdeno	-----	- 2.00/3.00%
Cobre	-----	-3.00/4.00%
Columbio + Tantalio	-----	- 8 x c mín./1.00% máx.



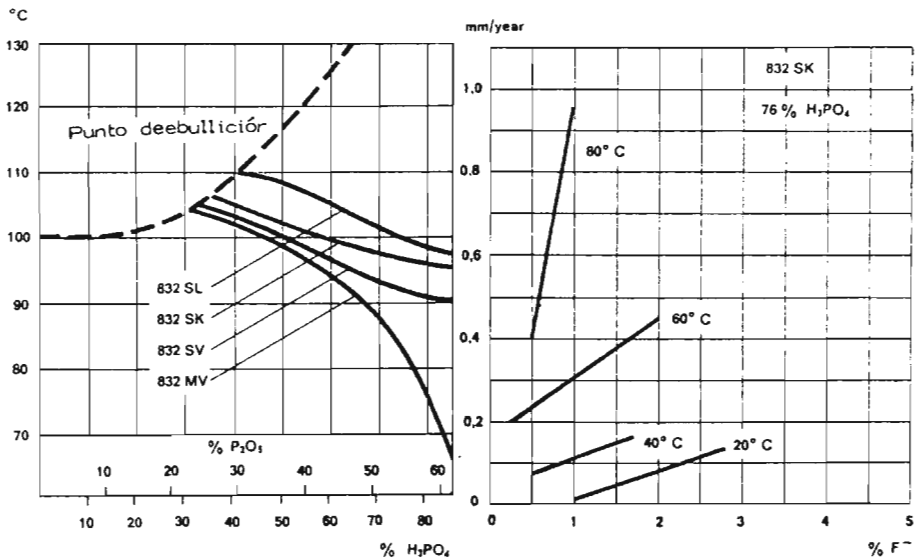
2-12

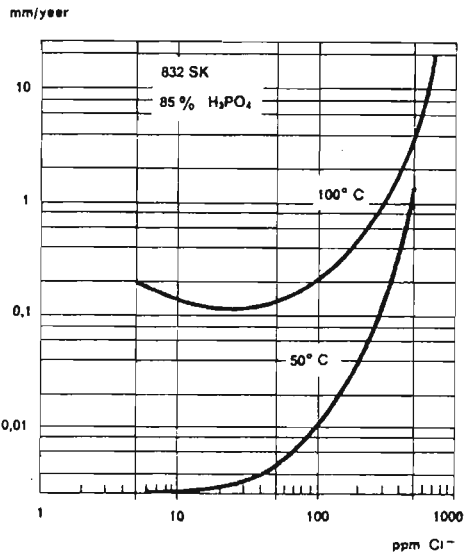
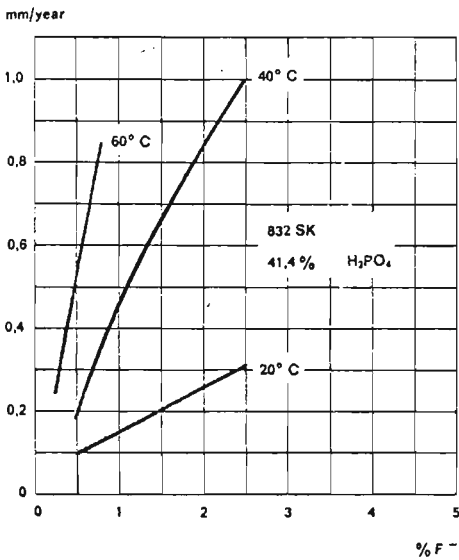
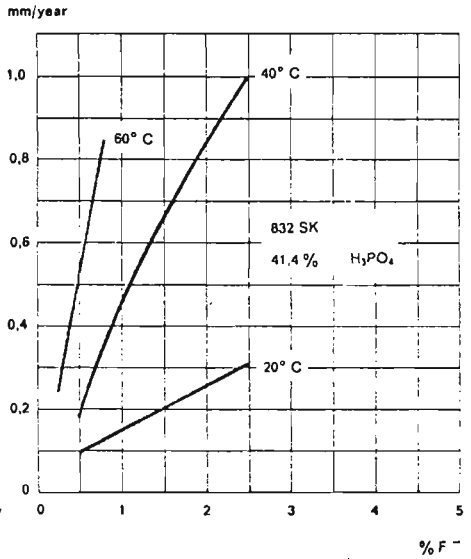
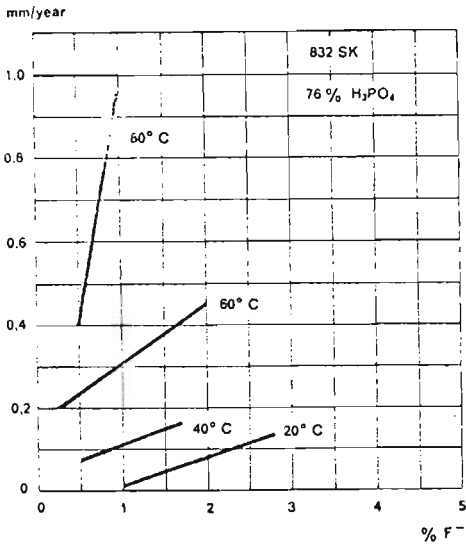


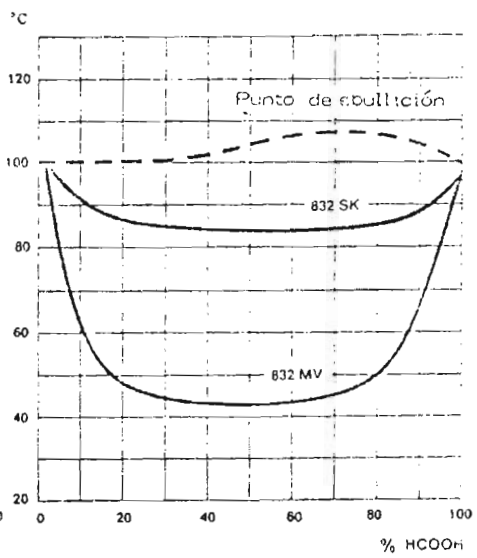
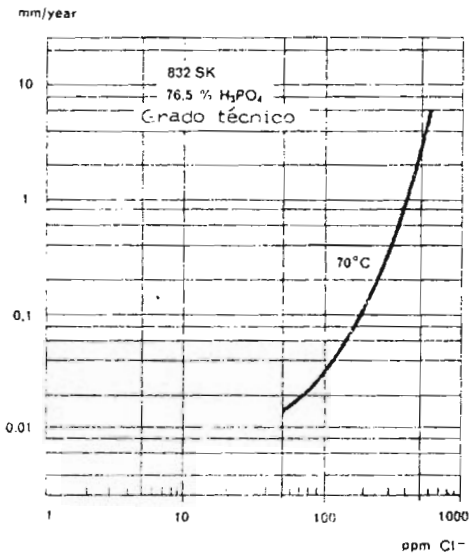
Kvalitet Grade Avesta	SIS	AISI	Analys %.		Analysis %.		
			C	Cr	Ni	Mo	Övrigt Other
739 S	—	—	0.14	13.5	—	1.0	—
739 SG	Gjutgods Castings	—	0.13	12.5	1.0	1.0	—
248 SV	—	—	0.04	16.0	5.0	1.0	—
249 MV	2320	430	0.05	18.0	—	—	—
453 SG	Gjutgods- Castings	—	0.10	24.0	6.0	1.5	—
453 S	2324	329	0.08	26.0	5.0	1.5	—
832 MV	2333	304	≤ 0.05	18.0	9.5	—	—
832 MVR	2352	304L	≤ 0.03	18.5	10.5	—	—
832 MVT	2337	321	≤ 0.08	17.5	10.5	—	Ti
832 MVNb	2338	347	≤ 0.08	17.5	10.5	—	Nb
832 SV	2341	—	≤ 0.05	17.0	10.0	1.5	—
832 SF	—	316	≤ 0.05	17.0	11.0	2.3	—
832 SK	2343	316	≤ 0.05	17.0	11.5	2.7	—
832 SKR	2353	316L	≤ 0.03	17.5	13.0	2.7	—
832 SKT	2344	316Ti	≤ 0.08	17.0	13.0	2.7	Ti
832 SKNb	2345	318	≤ 0.08	17.0	13.5	2.7	Nb
832 SN	—	317	≤ 0.05	18.5	14.5	3.5	—
832 SL	—	—	≤ 0.05	17.0	15.0	4.5	—
254 SKX	—	—	≤ 0.04	20.0	24.0	3.0	Cu 2.0 Ti

— 1 —

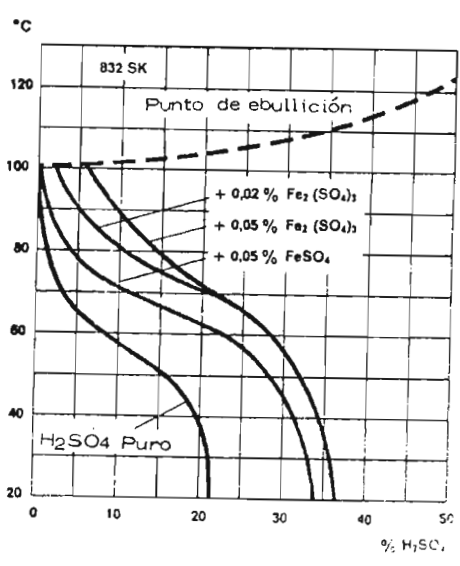
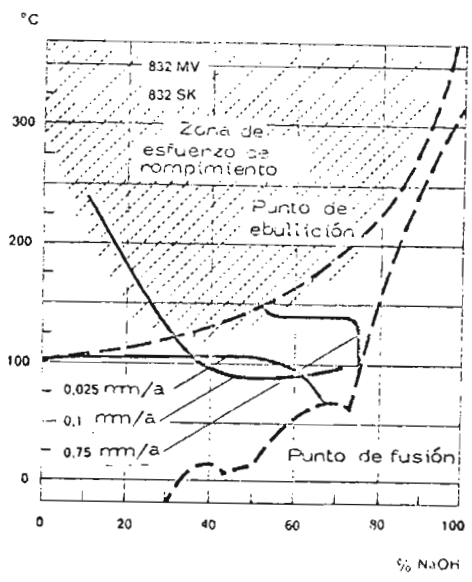
2-14

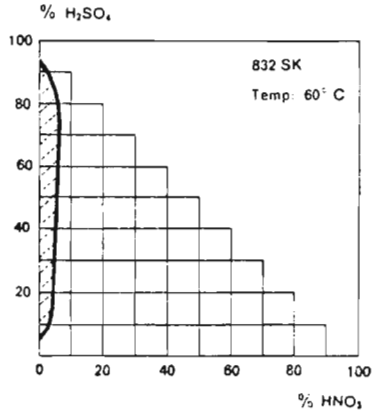
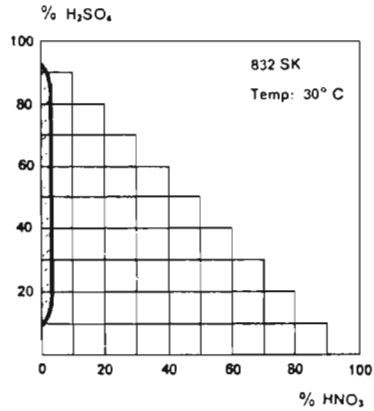
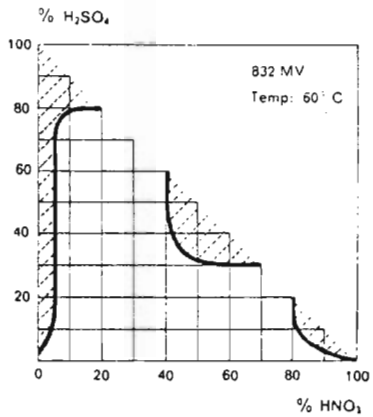
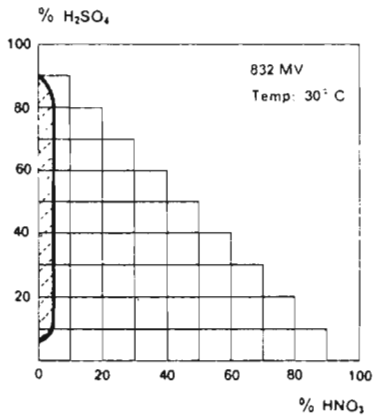
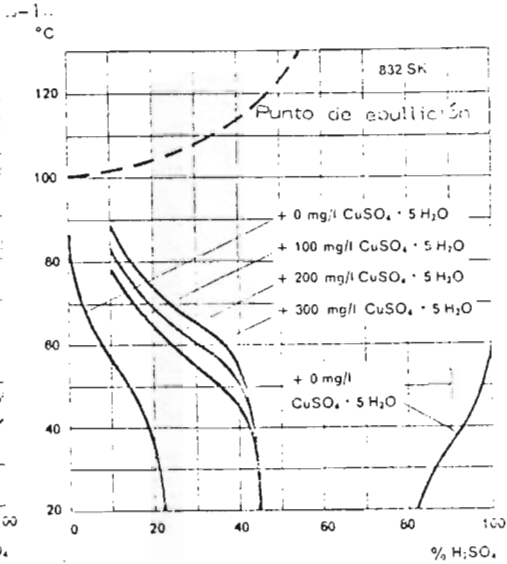
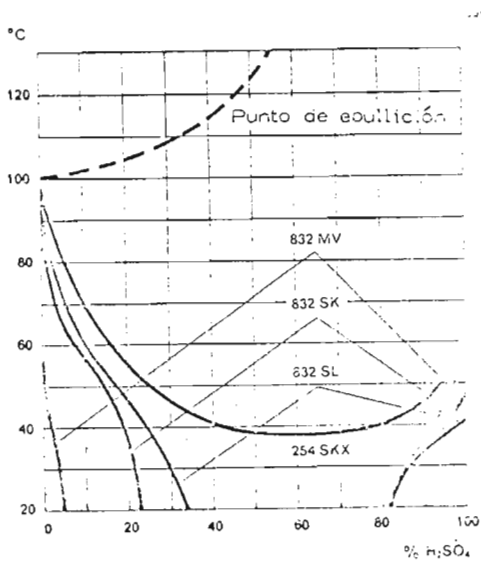


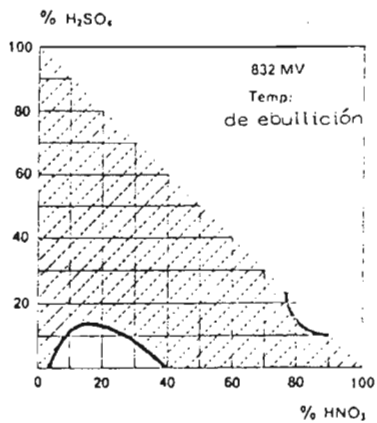
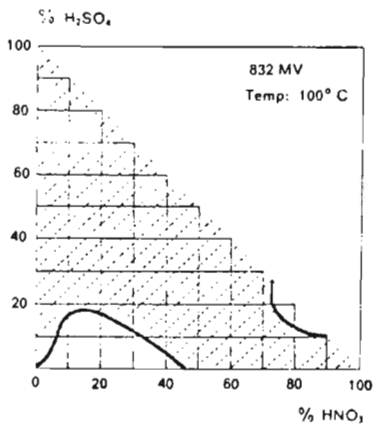




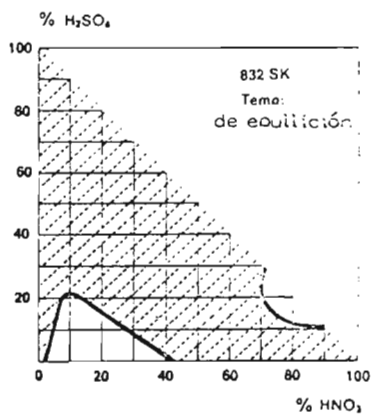
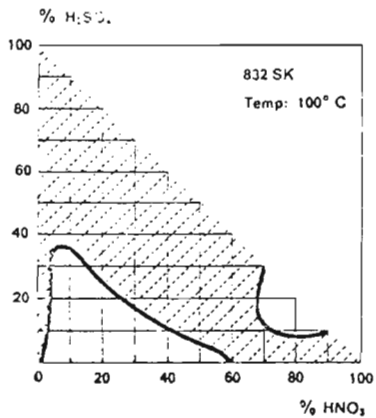
E-14







-1-



BIBLIOGRAFIA

1. "Principles of Unit Operations". Foust; John Wiley, New York, 1969.
2. "Termodinámica", Saad; Ediciones Vermo, Bilbao, 1971.
3. "Thermodynamics", Faires; Macmillan, New York, 1962.
4. "Thermodynamics of Heat Power", Faires; Macmillan, New York, 1960.
5. "Heat Transmission", McAdams; McGraw-Hill, New York, 1971.
6. "Process Heat Transfer", Kern; McGraw-Hill, New York, 1960.
7. "Seminario de Ingeniería Mecánica Petrolera", V Mesa Redonda PEMEX, 1972.
8. "Heat Exchanger Design", Fraas y Necati; John Wiley, New York, 1968.
9. "Heat Exchanger Design Handbook", Gulf Publishing Co., 1968.
10. "Handbook of Heat Transfer", Rohsenow y Hartnett, McGraw-Hill, New York, 1973.
11. "Unit Operations of Chemical Engineering", McCabe; McGraw-Hill, New York, 1956.
12. "Introduction to Heat Transfer", Brown y Marco; McGraw-Hill, New York, 1958.
13. "CPE, Heat Transfer Survey", Dahlgren y Jenssen; Morgan-Grampian, London, 1970.

14. "Australian Chemical Processing and Engineering", Vol. 23 No. 9 Lars Rylander, 1970.
15. "Heat Exchangers for the Chemical Industry", Gangel; Australian Chemical Engineering, May, 1970.
16. "Fouling: The Mayor Unresolved Problem in Heat Transfer". Taborek, Aoki, Retter, Palen y Knudsen; Chemical Engineering Progress, February, 1972.
17. "Intercambiadores de Calor de Celdas", Ericsson; Ingeniería Química, Madrid, Abril, 1971.
18. "The Plate Heater Versatile Chemical Engineering Tool", R.A. Troupe, J.C. Morgan, and J. Prifti; Northeastern University Publication, Boston, Mass., 1960.
19. "The Feasibility of Plate Heat Exchangers", P.H. Flack; Chemical & Process Engineering, August, 1964.
20. "Plate - Type Heat Exchangers", F.J. Lawry, Chemical Engineering, Vol. 52, 1959.
21. "Assessment of Heat Transfer Data", S.K. Jenssen; Chemical Engineering Progress Symposium Serie, Heat Transfer, Vol. 52 No. 30, 1960.
22. "Plate Heat Exchangers-Heat Transfer", A.A. JcKillop and W.L. Dunkley; Industrial & Engineering Chemistry, Vol. 52 No. 9, 1960.
23. "Heat Transmission", McGraw-Hill Book Company Inc., New York, N.Y., 3rd. Edition, 1954.
24. "Laminar Flow in a Plate Heat Exchanger", B.W. Jackson and R.A. Troupe; Chemical Engineering Progress, Vol. 60 No. 7, 1964.
25. "AB Rosenblads Patenter", unpublished, L. Andersson; Stockholm, Sweden, 1964.

26. "Plate Heat Exchangers Design by NTU Method" B.W. Jackson and R.A. Troupe; AICHEASME Eight National Heat Transfer Conference, Los Angeles, Calif., August 1965.
27. "Heat Transfer in Plate and Frame Exchangers", R.D. Rozier, J.R. Booth, and J.E. Stewart; Chemical Engineering Progress, Vol.60 No.8, 1964.
28. "Pressure Drop Studies in a Plate Heat Exchanger", V.C. Smith and R.A. Troupe; AICHE Fifty-Fifth National Meeting Houston, Texas, February, 1965.
29. "Plate Heat Exchangers Flow Characteristics", E.L. Watson, A.A. JcKillop, W.L. Dunkley and R.L. Perry; Industrial and Engineering Chemistry, Vol.52 No. 9, 1960.
30. "Heat Transfer Design Method for Plate Heat Exchangers", R.A. Buonopane, R.A. Troupe and J.C. Morgan; Chemical Engineering Progress, Vol. 59 No. 7, 1963.
31. "Heat Exchangers in Breweries", D.F. Clark; The Brewers Guardian, April, 1962.
32. "Plate Evaporator System", R. Ruths; Industrial & Engineering Chemistry, Vol. 57 No. 6, 1965.
33. "The Plate Heater - a Continuous Flow - Type Reactor", J.C. Morgan, R.A. Troupe, R.D. Anderson, T. Cavanaugh and A. Maranci; Industrial & Engineering Chemistry, Vol. 52 No. 10, 1960.
34. "Decheme Monographien", G.A. Dummott, Vol. 26, 1956.
35. "Alfa Laval Thermal Handbook", 1969.
36. "AICHE J", Buonopane, R., and R.A. Troupe, July, 1969.
37. "Nat. Eng. Lab., Scotland" report No. 303, Foote, R.

38. "The Plate Heat Exchanger", Hargis, A., Beckmann, A., and Loiacono, R.; SME publication 66 PET 21, 1966.
39. "The Feasibility of Plate Heat Exchangers", Fack, P.; Chemical & Proc. Eng., August, 1964.
40. "Plate Heat Exchangers in Chemical Engineering", Jones R., and Usher, J.; 4th. International Congress of the European Federation of Chemical Engineering.
41. "Evaluating Plate Heat Exchangers", Usher, J.; Chem. Eng., February 23, 1970.