



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

**FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES
CUAUTITLAN**

**METODOLOGIA PARA EL DISEÑO TERMICO DE
ENFRIADORES ATMOSFERICOS**

TESIS PROFESIONAL

**QUE PARA OBTENER EL TITULO DE
INGENIERO QUIMICO**

P R E S E N T A

GUSTAVO CORTES ALVARES

Dirigida por: M. en C. ARNULFO CHAVANDO RAMIREZ

CUAUTITLAN IZCALLI, ESTADO DE MEXICO

1985



UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

C O N T E N I D O

	Página
RESUMEN	1
CAPITULO I INTRODUCCION	5
CAPITULO II TRANSFERENCIA DE CALOR EN EN- FRIADORES ATMOSFERICOS	11
CAPITULO III SELECCION DE ELEMENTOS DE DISEÑO	54
CAPITULO IV METODOLOGIA DE CALCULO	70
CAPITULO V EJEMPLO NUMERICO	85
CAPITULO VI CONCLUSIONES	134
BIBLIOGRAFIA	138

R E S U M E N

La industria mexicana ha mostrado un desarrollo acelerado en las dos últimas décadas, principalmente las industrias de refinación y petroquímica han pasado de la simple importación a la investigación y aplicación de tecnología propia cada vez más compleja y eficiente.

Entre las diferentes operaciones que se llevan a cabo en una planta de refinación o petroquímica, la transferencia de calor se ha perfeccionado hasta un grado muy elevado de eficiencia mediante el uso y operación de equipos especializados en donde no se ha podido reducir en forma efectiva los problemas ocasionados por el manejo de fluidos con una viscosidad elevada, así como del enfriamiento de fluidos en paros de emergencia de una planta.

El diseño del equipo de transferencia de calor requiere que el especialista en esta área disponga de las características iniciales de la corriente y de las condiciones finales deseadas, asimismo, de la información del medio que va a ceder o absorber la energía requerida, y su función será determinar las dimensiones, geometría y disposición de flujos de las corrientes de un equipo que cumpla el servicio de una manera eficiente, económica y que considere los requerimientos de fabricación, transporte, instalación, operación y mantenimiento. Esto implica el establecimiento de criterios de diseño, de observación de códigos y estándares, así como de especificaciones de ingeniería.

El diseñador dispone de una amplia gama de variables, tan

to del proceso como de la geometría del equipo, que tendrá que con jugar para dar el servicio, los métodos de diseño son por lo tanto - muy complejos y el criterio del diseñador muy importante.

Uno de los equipos de intercambio térmico que es poco conocido y su uso es limitado, pero que tiene gran importancia en el área de transferencia de calor es el enfriador atmosférico, cuyas - aplicaciones se encuentran en los enfriamientos de emergencia y en el enfriamiento de fluidos con alta viscosidad.

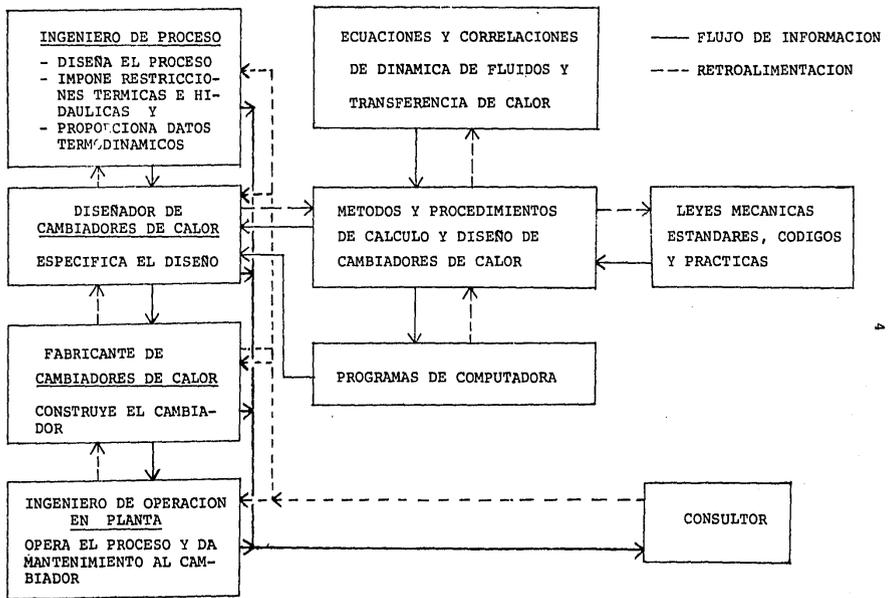
Hasta la fecha, el diseño térmico de los enfriadores atmos féricos, en la mayoría de las firmas de ingeniería en México, se ha venido realizando sin un conocimiento adecuado de los mecanismos de transferencia de calor que se involucran, descuidando aspectos técnicos importantes.

Lo anterior se ha debido, entre otras causas, a la caren- cia de procedimientos de cálculo para efectuar el diseño térmico y a la falta de establecimiento de criterios para éste.

Bajo estas consideraciones el presente trabajo lleva como finalidad primordial presentar una descripción general de los enfria- dores atmosféricos, así como una metodología para el diseño térmico de los mismos que garantice su funcionamiento, ya que los métodos co merciales no son muy exactos.

En el primer capítulo se da una clasificación general de - equipo de transferencia de calor, así como la clasificación, descrip- ción y usos de los enfriadores atmosféricos. En el capítulo segundo se tratan los aspectos relacionados con la transferencia de calor en estos equipos, tales como; el enfriamiento dentro de tubos, la - convección libre y la diferencia de temperaturas. También se es-

tudia la caída de presión dentro de tubos. En el capítulo tercero se estudia la selección de elementos de diseño, es decir, los parámetros del enfriador atmosférico que se tienen que especificar para cada diseño en particular. Para finalizar, se presenta la secuencia de cálculo para estos equipos ilustrándola mediante un ejemplo.



INTERRELACIONES ENTRE ESPECIALISTAS PARA EL
 DISEÑO DE UN CAMBIADOR DE CALOR

CAPITULO I

INTRODUCCION

C A P I T U L O I

INTRODUCCION

1.1 Importancia de la Transferencia de Calor

La transferencia de calor y en forma general el transporte de energía, constituye una rama de la ciencia de gran importancia para los ingenieros y científicos ocupados en el estudio, proyección, administración y aprovechamiento de la energía a través del intercambio de calor.

En el caso particular de los ingenieros químicos, la transferencia de calor constituye una de las asignaturas científico técnicas que ocupan uno de los primeros puestos, durante su formación profesional, ya que en la práctica tendrán que enfrentarse a problemas que pueden ser relativamente simples tales como el cálculo del espesor óptimo del aislamiento térmico o bien a problemas tan complejos como el diseño de reactores en los que sea necesario operar a temperaturas lo suficientemente elevadas para lograr una velocidad de reacción razonable y simultáneamente, lo suficientemente bajas para evitar la degradación de los productos principales.

Uno de los equipos de proceso más importantes dentro de una planta química moderna es el intercambiador de calor. De hecho, una mirada a la inversión total en equipo, muestra que la contribución de los intercambiadores de calor es considerable, siendo a veces hasta del 35%.

Los cambiadores de tubos y envolvente han ocupado siempre un lugar preponderante dentro de la industria, sin embargo, últimamente se ha dado énfasis creciente al desarrollo de otros tipos que

puedan satisfacer eficientemente las necesidades particulares de los diversos servicios de intercambio térmico.

1.2 Clasificaciones Generales de Equipo de Transferencia de Calor.

La industria de proceso en general cuenta en la actualidad con un gran número de diferentes tipos de equipo de transferencia de calor, con los que puede satisfacer cualquier requerimiento de transferencia de energía.

Los intercambiadores de calor pueden ser clasificados en forma general tomando como base diferentes conceptos, tales como los siguientes:

- a) Clasificación de acuerdo al tipo de servicio
 - b) Clasificación de acuerdo al tipo de construcción,
- a) Clasificación de acuerdo al tipo de servicio.

Los equipos de transferencia de calor pueden ser designados de acuerdo al servicio que desempeñan:

- a.1) Enfriador. Enfría líquidos o gases utilizando agua
- a.2) Chiller. Enfría un fluido hasta una temperatura inferior a la que se podría obtener si se usara agua. Usa refrigerantes como amoníaco, propileno, freón, etc.
- a.3) Condensador. Condensa un vapor o mezcla de vapores, ya sea solos o en presencia de un gas no condensable.
- a.4) Condensador Parcial. Condensa vapores hasta un punto suficientemente alto para proporcionar la diferencia de temperatura necesaria para precalentar una corriente fría de proceso. Esto ahorra calor y evita la necesidad de un precalentador separado.

- a.5) Condensador total. Condensa vapores hasta una temperatura final de almacenamiento de aproximadamente 100 °F. Usa agua de enfriamiento, lo que significa que el proceso pierde el calor transferido.
- a.6) Intercambiador. Desempeña una función doble: 1) calienta un fluido frío mediante 2) un fluido caliente que se enfría. El calor transferido no se pierde.
- a.7) Calentador. Suministra calor sensible a un líquido o un gas mediante vapor de agua o aceite de calentamiento,
- a.8) Rehervidor. Conectado al fondo de una columna de fraccionamiento, provee el calor necesario para la destilación. El medio de calentamiento puede ser vapor o un fluido caliente de proceso.

b) Clasificación de acuerdo al tipo de construcción

Desde este punto de vista, los intercambiadores de calor pueden clasificarse en :

- b.1) Intercambiadores de multitubo
 - b.1.1) Tubo y envolvente
 - b.1.2) Tubos en espiral
 - b.2) Intercambiadores de un solo tubo. Este es el tipo de equipo de transferencia de calor más sencillo. Su aplicación se encuentra limitada al intercambio de calor sensible, para calentar o enfriar un fluido de proceso.
- Dentro de esta categoría se pueden mencionar tres tipos básicos:
- b.2.1) Serpentes
 - b.2.2) Doble tubo
 - b.2.3) Enfriadores atmosféricos (objeto de este trabajo),

1.3 Clasificación, Descripción y Usos de Enfriadores Atmosféricos.

Se distinguen principalmente dos tipos de esta clase de equipos que se describen a continuación.

1.3.1 Caja enfriadora

Este es un equipo de construcción extremadamente sencilla, con el que se pueden obtener grandes superficies de transferencia.- El líquido que ha de enfriarse circula en el interior de un arreglo de tubos que se encuentra sumergido en un tanque con la fase de enfriamiento.

Los tubos están bridados en los extremos, se conectan mediante retornos en U, y se colocan dentro de una caja de madera, - concreto o acero, abierta en la parte superior. El fluido de proceso puede circular en una sola corriente en serie o en varias en paralelo, dependiendo del servicio en particular. El agua se introduce en la parte inferior en un extremo de la caja y sale por la parte superior en el otro extremo, lográndose un flujo casi cruzado al eje longitudinal de los tubos.

Los enfriadores de este tipo son de gran utilidad cuando - el fluido de proceso es erosivo o corrosivo, debido a que utilizan - tubos, cuyo espesor de pared es mayor al que tienen los utilizados - en un cambiador convencional de coraza y tubos. Se usan también en procesos catalíticos, en los que el catalizador es un polvo tan finamente dividido que forma lodos o una suspensión con el líquido de - acarreo. Tiene aplicaciones como enfriador de emergencia, cuando es necesario impedir que algún fluido sobrepase alguna temperatura límite; como enfriador final de fluidos antes de almacenarlos; como enfriador de fracciones de petróleo como keroseno, nafta, gasoil, etc.

El material de los tubos es acero al carbón para la mayoría de aplicaciones.

Un diagrama de este equipo se muestra en la figura N° 1.1.

1.3.2 Enfriador de trombón

Los enfriadores de trombón, consisten en una serie de tubos montados horizontalmente uno sobre otro, sobre los cuales gotea agua desde un distribuidor en la parte superior, evaporándose parte de ella durante el recorrido por los tubos hasta el drenaje. El fluido caliente fluye generalmente de abajo hacia arriba en el banco de tubos con flujo cruzado.

La construcción y operación de los enfriadores de trombón es sencilla y económica, y muchas veces se prefiere este tipo de intercambiadores en lugar del de tubos y envolvente cuando se enfrían fluidos a altas temperaturas, en los que el ensuciamiento en la parte exterior de los tubos puede ser considerable, ya que es muy fácil limpiar esa superficie.

Los tubos pueden ser de casi cualquier metal, pero pueden fabricarse también con tubos de vidrio, grafito o material cerámico, para enfriar fluidos altamente corrosivos como los vapores del HCl y NO_2 .

Un diagrama de este equipo se muestra en la figura N° 1.2.

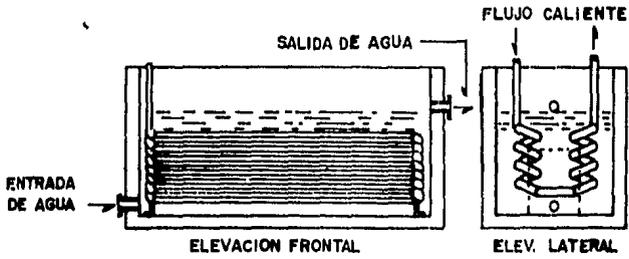


FIG. I.1 CAJA ENFRIADORA.

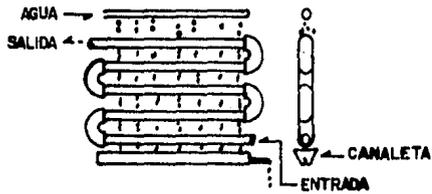


FIG. I.2 ENFRIADOR DE TROMBON.

C A P I T U L O I I

TRANSFERENCIA DE CALOR EN ENFRIADORES ATMOSFERICOS

C A P I T U L O I I

TRANSFERENCIA DE CALOR EN ENFRIADORES ATMOSFERICOS

La transferencia de calor en los enfriadores atmosféricos se lleva a cabo por convección, esto es, por el transporte de calor de un punto a otro, dentro de un mismo fluido, como resultado del movimiento macroscópico del fluido. El proceso de convección ha recibido una gran cantidad de atención tanto experimental como analíticamente; uno de los mecanismos más importantes de la transferencia de calor es la convección, se distinguen dos tipos de ésta, los cuales son: Convección libre o natural y la Convección forzada.

Cuando un flujo pasa sobre una superficie sólida caliente, la energía es transferida a través de la pared al fluido, por el mecanismo de conducción (transferencia de calor a través de un material fijo). Esta energía a su vez es llevada por el fluido y difundida dentro de sí misma. A este tipo de proceso de transferencia de energía se le denomina convección.

Si el fluido de proceso es inducido por una bomba o cualquier otro sistema de circulación, se le denomina convección forzada. En contraste, si el flujo del fluido se debe a gradientes de densidad (fuerzas de flotación) causados por el calentamiento, el proceso es llamado convección libre o natural.

Para muchos procesos de convección, el flujo de calor local es aproximadamente proporcional a la diferencia de temperaturas entre la pared y el seno del fluido esto es,

$$\frac{Q}{A} \propto (T_w - T_b) \quad (2.1)$$

Por lo cual definiremos una constante de proporcionalidad, que se conoce como "coeficiente de película de transferencia de calor" denominado generalmente como h :

$$\frac{Q}{A} = h (T_w - T_b) \quad (2.2)$$

El valor de h depende de la geometría del sistema, las propiedades físicas y la velocidad del fluido.

La definición del coeficiente de transferencia de calor es hasta cierto punto arbitraria y frecuentemente no existen teorías para éste y es necesario usar correlaciones empíricas.

Se cree que la transferencia de calor, es función de los siguientes parámetros del sistema.

- h , Coeficiente de transferencia de calor
- v , Velocidad del fluido
- D , Dimensión característica del sistema
- ρ , Densidad del fluido
- μ , Viscosidad
- C_p , Calor específico
- k , Conductividad térmica
- β , Coeficiente de expansión térmica
- g , Aceleración debida a la gravedad
- ΔT_w , Diferencia de temperatura a través de la pared
- $B = \beta g \Delta T_w$, Fuerza de flotación por unidad de masa

En este capítulo se describirán los puntos más sobresalientes de los trabajos hechos en este campo para definir términos y para establecer lo que tratan de representar las correlaciones que se usa

rán posteriormente en el cálculo de los equipos,

Ahora se discutirán los grupos adimensionales existentes para posteriormente definir los regímenes de flujo.

Número de Reynolds (Re). La magnitud del número de Reynolds es un indicador de la importancia relativa de los efectos inerciales y de los efectos viscosos en el movimiento del fluido. Cuando se tiene un número de Reynolds bajo, domina el efecto viscoso y el movimiento es laminar. Un alto número de Reynolds indica que los efectos inerciales ocasionan turbulencias, y que dominan los procesos de transferencia de calor y momentum en flujo turbulento.

$$Re = \frac{DG}{\mu} \quad (2.3)$$

Número de Prandtl (Pr). El número de Prandtl considera la capacidad relativa del fluido a difundir momentum y energía interna por mecanismos moleculares, y relaciona por lo tanto los perfiles de velocidad y temperatura. Entre los fenómenos que toma en cuenta están los cambios en el perfil de velocidad del fluido, ya sea debido al desarrollo de un perfil uniforme de velocidad, o a la distorsión por efectos de viscosidad o convección libre. Para aceites altamente viscosos, el número de Prandtl es típicamente alto (100 a 10 000) indicando una rápida difusión de momentum por acción viscosa, comparada con la baja difusión de energía interna. Es decir, se desarrolla más rápidamente el perfil de velocidad que el de temperatura. En contraste, los metales líquidos tienen por lo general número de Prandtl entre 0.003 y 0.01, lo que indica una rápida difusión de energía interna, por lo que el perfil de temperatura se desarrolla -

más rápido que el de velocidad. El número de Prandtl es un grupo - adimensional extremadamente importante en la transferencia de calor por convección y aparece como parámetro en las correlaciones de flujo laminar y turbulento,

$$Pr = \frac{C_p \mu}{k} \quad (2.4)$$

Número de Grashof (Gr). En convección natural, el número de Nusselt se relaciona generalmente con el número de Prandtl y con el número de Grashof. De este último puede decirse que es una medida de la intensidad relativa de las fuerzas de flotación y de las fuerzas viscosas. A medida que la relación Gr/Re se incrementa, las fuerzas de flotación pueden causar una distorsión del perfil de velocidad en una magnitud suficiente como para causar una transición de flujo laminar a turbulento. Tales transiciones son acompañadas por un incremento considerable en el número de Reynolds.

$$Gr = \frac{g \beta \Delta T_w L^3 \rho^2}{\mu^2} \quad (2.5)$$

Longitud/Diámetro interno (L/D). Generalmente un fluido entra a un tubo con un perfil de velocidad casi uniforme, más que totalmente desarrollado. Debido al incremento de velocidad cerca de la pared en la región de entrada al tubo, la velocidad de transferencia de calor es mayor en el caso de un perfil de velocidad en desarrollo que en el caso de un perfil totalmente desarrollado. Este último término se refiere a la conducción que ocurre después de que el fluido ha avanzado una distancia considerable a través de un ducto,

de manera que no hay cambios adicionales en el patrón de velocidad al continuar su avance a través del tubo. El flujo a la entrada -- del tubo es usualmente turbulento, aún cuando el flujo en un punto anterior sea laminar. Aunque los efectos de velocidad son importantes para razones pequeñas de L/D , éstos son despreciables siempre -- que $L/D > 40$. Finalmente, los efectos de entrada son bastante más importantes en flujo laminar que en flujo turbulento.

Número de Sieder y Tate (ϕ). Este número fué desarrollado por Sieder y Tate y consideran el gradiente de viscosidad ocasionado por -- la diferencia de temperaturas entre el seno del fluido y la pared -- del tubo. En general se utiliza la expresión:

$$\phi = (\mu/\mu_w)^{0.14} \quad (2.6)$$

Número de Nusselt (Nu). El número de Nusselt es la relación entre la transferencia de calor total (tanto por transporte molecular como por transporte turbulento) y la transferencia de calor por transporte molecular. Adicionalmente, este número proporciona el valor del coeficiente individual de transferencia de calor, para el fluido de referencia.

$$Nu = \frac{hD}{k} \quad (2.7)$$

Número de Euler (Eu). El número de Euler define el factor de fricción y relaciona la caída de presión del fluido con las propiedades geométricas del sistema y la velocidad del fluido.

$$Eu = \frac{\Delta P \cdot g_c \cdot D}{G^2 L} = \frac{f}{2} \quad (2.8)$$

Factor j , dentro de tubos (j_H). Los datos de transferencia de calor son frecuentemente representados en una gráfica $\ln\text{-}\ln$ de j_H contra Re (ver apéndice de ref. 19, fig. N° 24), donde j_H (refs. 19 y 33) es el grupo conteniendo Nu , Pr y ϕ .

$$j_H = Nu \cdot Pr^{-1/3} \cdot \phi^{-1} \quad (2.9)$$

Flujo laminar y flujo turbulento. Cuando un fluido fluye sobre una superficie se pueden identificar dos tipos o regímenes de flujo: - Laminar o viscoso y turbulento. En el primer caso el fluido se desplaza en forma de capas concéntricas una sobre otra, sin mezclarse en la dirección radial; las velocidades puntuales se incrementan -desde cero en la pared hasta un valor de aproximadamente el doble de la velocidad media en el centro del tubo-, dando lo que se denomina perfil parabólico de distribución de velocidades o simplemente perfil de velocidad. Los flujos en régimen laminar se deben a tres condiciones básicas: 1) el fluido es viscoso; 2) el fluido no es viscoso, pero la cantidad es pequeña comparada con el área de flujo disponible y 3) la cantidad y viscosidad del fluido son -intermedias, pero se combinan para dar el flujo laminar (fig. N° 2.1.a).

El calor es transferido por conducción dentro del fluido entre las capas, y no se desarrollan remolinos o vórtices que contribuyan a la transferencia de calor de capa a capa.

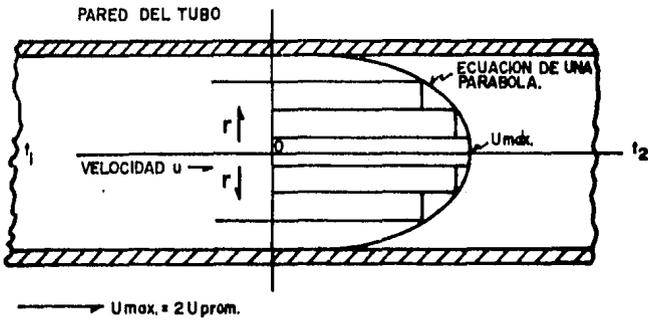


FIG. 2.1a. FLUJO LAMINAR EN TUBOS.

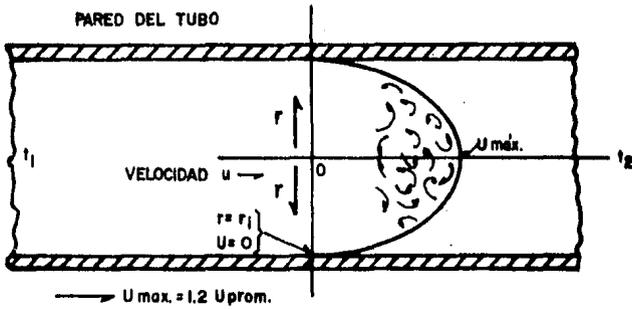


FIG. 2.1b. FLUJO TURBULENTO EN TUBOS.

Al aumentar la velocidad del fluido, arriba de un cierto valor crítico, se presenta un mezclado radial debido a la formación de vórtices y remolinos; en este caso, el movimiento del fluido es aleatorio, el cual se denomina flujo turbulento (Fig. N° 2.1.-b.).

En este caso, el mecanismo de conducción junto con las corrientes de mezclado llevan la energía a través de la corriente del fluido.

Entre estos dos tipos de flujo, existe un régimen de transición en el cual el flujo oscila entre laminar y turbulento, por lo que presenta características de ambos.

El régimen de flujo está determinado por el número de Reynolds. Esto quiere decir que el tipo de flujo es afectado por la geometría del sistema y por la velocidad, densidad y viscosidad del fluido. Para propósitos de cálculo y correlación, se tienen los siguientes límites para flujo de fluidos dentro de tuberías:

$$\begin{aligned} \text{Re} < 2100 & \quad (\text{flujo laminar}) \\ 2100 < \text{Re} < 10\,000 & \quad (\text{flujo de transición}) \\ \text{Re} > 10\,000 & \quad (\text{flujo turbulento}) \end{aligned}$$

En flujo turbulento los remolinos sirven como transportadores de momentum y energía dentro del fluido. Estos remolinos son muy eficientes en el transporte de energía, por lo que los coeficientes de transferencia de calor en flujo turbulento son típicamente más grandes que en flujo laminar, por lo tanto para mantener un flux de calor dado, se requieren menores diferencias de temperaturas. De aquí que se prefiere que los equipos de transferencia de calor sean

diseñados para flujo turbulento.

2.1 Enfriamiento Dentro de Tubos.

En los enfriadores atmosféricos, la transferencia de calor se realiza entre una superficie, generalmente metálica y un fluido-- que es enfriado. En la industria del petróleo interviene una gran variedad de productos, que van desde hidrocarburos gaseosos a líquidos muy viscosos, como los aceites lubricantes y asfaltos.

Existe una clara diferencia entre los mecanismos de transferencia calorífica para fluidos fluyendo en régimen turbulento o en régimen laminar. Consecuentemente, ciertos factores, principalmente la velocidad media del paso del fluido por la superficie de transferencia de calor, tienen en general una mayor influencia sobre la velocidad de transmisión calorífica en el caso de movimiento turbulento que en el de movimiento laminar. Otros factores, como por ejemplo la longitud del tubo, tienen mayor importancia para flujo en régimen laminar que en régimen turbulento.

De aquí que estos dos casos se estudien separadamente, empezando por el más común, que es el flujo turbulento.

2.1.1 Flujo turbulento

En régimen turbulento isotérmico, las medidas de velocidad a distintas distancias de la pared, dentro de la masa principal de fluido, muestran que en una capa próxima a la pared el régimen es laminar, a continuación viene la capa amortiguadora o de transición, y finalmente, la zona turbulenta en la masa principal del fluido. Son de un interés considerable las medidas de velocidad y temperatu

ra en la corriente fluida, para establecer los mecanismos mediante los cuales se transfiere el calor de la pared al fluido, e investigar las hipótesis establecidas para la obtención de relaciones teóricas en las que intervengan las velocidades de transferencia calorífica desde el tubo al fluido.

Woolfenden (ref. 36) midió las temperaturas locales t_y en una sección recta vertical de una corriente de agua, en régimen turbulento, a lo largo de una tubería horizontal de cobre de 2.06 pulgadas de diámetro interior, calentada mediante vapor saturado. En la fig. N° 2.2 se representa la relación de la diferencia de temperaturas (entre la tubería y el agua) local a máxima, como función de su distancia relativa al eje de la conducción, r/r_w . El experimento realizado para un $Re = 11200$, representado por la curva AA de la fig. N° 2.2, pone de manifiesto el importante hecho de que la distribución de temperaturas no es simétrica respecto del eje de la tubería. A causa de su menor densidad, el agua caliente sube hacia la parte superior de la tubería horizontal. Algunas ecuaciones semiteóricas no tienen en cuenta esta falta de simetría de la distribución de temperaturas. En relación con los dos experimentos con agua que se comparan en la fig. N° 2.2, se hace notar que el valor de Δt_m , diferencia de temperaturas entre la superficie y el fluido, obtenida por mezclado de todo el fluido que abandona la sección, es del 86 al 89% de Δt_{max} , entre la superficie y el eje. Es claro que la omisión de un mezclado correcto en la medida de la temperatura media del fluido introduciría un error sustancial en el cálculo del coeficiente de transferencia de calor.

En la curva BB, con número de Reynolds igual a 77.300, el

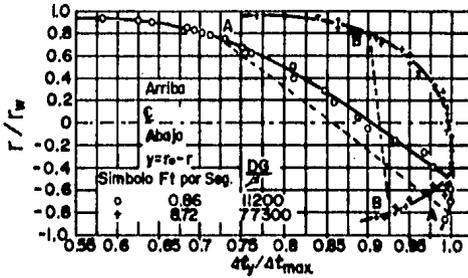


FIG. 2.2 MEDIDAS DE WOOLFENDEN DE LA TEMPERATURA DEL AGUA FLUYENDO, POR EL INTERIOR DE UNA TUBERIA HORIZONTAL, CALENTADA CON VAPOR $D=2.06'$

(ref. 36)

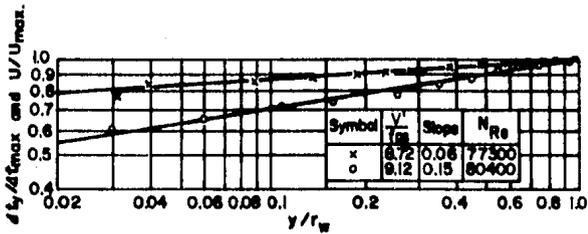


FIG. 2.3 DATOS DE WOOLFENDEN PARA LA PARTE SUPERIOR DE LA TUBERIA HORIZONTAL. LA CURVA MAS ALTA DA LA DISTRIBUCION DE TEMPERATURAS, Y LA MAS BAJA LA DISTRIBUCION DE VELOCIDADES.

(ref. 36)

arco dibujado a trazos es casi vertical, y la distribución de temperatura se acerca a la distribución simétrica. Para valores de Re de 77,000 a 80,000, la fig. N° 2.3 muestra la distribución de velocidades y temperaturas relativas, como función de y/r_w , en coordenadas logarítmicas. Se observa que los campos de temperatura y velocidad no coinciden, ya que las pendientes de las curvas son 0.06 y 0.15 respectivamente. En experimentos con valores más bajos de Re se encontró una mayor discrepancia en las pendientes. El número de Prandtl estaba comprendido entre 1.8 y 7.0.

2.1.1.a Correlaciones para coeficientes de transferencia de calor dentro de tubos, convección forzada y flujo turbulento.

1. Dittus - Boelter (ref. 4)

$$Nu = 0.02638 Re^{0.8} Pr^{0.3} \quad (2.10)$$

Condiciones

- a) Líquidos, $Re > 2100$
- b) Propiedades físicas a temperatura promedio $(T_1 + T_2)/2$
- c) $0.7 < Pr < 100$
- d) $L/D > 60$

2. A.P. Colburn (ref. 7)

$$St = 0.023 Re^{-0.2} Pr^{-2/3} \phi^{-1} \quad (2.11)$$

Donde: $St =$ Número de Stanton $= h/C_p G = Nu/Re.Pr$

Condiciones

- a) Líquidos y gases, $Re > 10,000$
- b) Todas las propiedades físicas a temperatura de "Película", es decir, promedio de temperaturas de pared y temperatura -

media del fluido, excepto Cp en el número de Stanton, el cual es a temperatura promedio.

c) $0.7 < Pr < 750$

d) $L/D > 25$

3. Sieder - Tate (ref. 33)

$$Nu = 0.027 Re^{0.8} Pr^{1/3} \phi \quad (2.12)$$

Condiciones

a) Líquidos, $Re > 10,000$

b) Todas las propiedades físicas excepto μ_w en ϕ a temperatura promedio si el coeficiente de transferencia de calor externo es constante, fuera de eso usar temperaturas calóricas.

c) Intervalo de Pr no especificado; $0.7 < Pr < 16,700?$

d) $L/D > 60 ?$

Generalmente $\phi < 1$ para enfriamiento de líquidos y $\phi > 1$ para enfriamiento de gases.

4. TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association) (ref. 34)

$$Nu = 0.0258 Re^{0.8} Pr^{1/3} \phi \quad (2.13)$$

Condiciones

Igual que Sieder - Tate, pero la correlación es válida también para gases.

5. Mikheyev (ref. 26)

$$Nu = 0.021 Re^{0.8} Pr^{0.43} (Pr/Pr_w)^{0.25} \quad (2.14)$$

Condiciones

a) Líquidos y gases, $Re > 10^4$

b) Propiedades físicas en $Pr^{0.43}$ a temperatura de pared, todas

las otras a temperatura promedio

c) $0.6 < Pr < 2.500$

d) $L/D > 50$

6. ESDU (Engng. Sciences Data Unit) (ref. 10)

$$Nu = 0.0204 Re^{0.805} Pr^{0.415} \quad (2.15)$$

Condiciones

a) Líquidos y gases, $Re > 4000$

b) Propiedades físicas a temperatura promedio, pero las diferencias de temperatura deben ser pequeñas.

c) $0.3 < Pr < 316$

d) $L/D > 40$

2.1.2 Flujo laminar

Cuando un fluido se mueve en flujo isotérmico laminar completamente desarrollado, a caudal constante, en un tubo largo, el perfil de velocidades a través de una sección recta cualquiera es parabólico, con la velocidad máxima en el eje y velocidad nula en la pared (curva A. fig. N° 2.4). Entre las diversas capas de fluido no hay un mezclado apreciable, y el movimiento puede imaginarse como una serie de superficies cilíndricas deslizándose cada una respecto de las otras.

Considérese un tubo largo vertical por el interior del cual fluye a pequeña velocidad un fluido a la temperatura ambiente. El primer tramo del tubo está desnudo y el siguiente envuelto por una camisa llena de vapor saturado a temperatura constante. En la sección no calentada, la distribución de velocidad será parabólica,

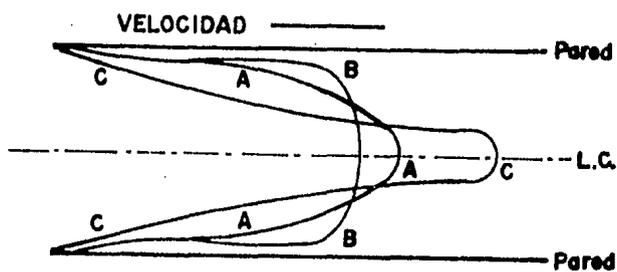


FIG. 2.4 INFLUENCIA DE LA TRASMISION DE CALOR SOBRE LA DISTRIBUCION DE VELOCIDADES EN EL MOVIMIENTO EN REGIMEN LAMINAR. CURVA A, FLUJO ISOTERMICO; CURVA B LIQUIDO CALENTADO O GAS ENFRIADO; CURVA C LIQUIDO ENFRIADO O GAS CALENTADO.

pero poco después de entrar en la sección calentada, se establece un gradiente de temperatura en el líquido, con temperatura alta cerca de la pared y baja en el eje. Ya que la viscosidad de los líquidos disminuye al aumentar la temperatura, habrá un gradiente de viscosidad con viscosidad baja cerca de la pared y más elevada en el eje. Como consecuencia de lo anterior, las capas de líquido cercanas a la pared fluirán a velocidad mayor que en la sección menos caliente. Como el flujo total a través de las dos secciones es el mismo, es claro que parte del líquido del centro de la tubería debe moverse hacia la pared con el fin de mantener el aumento de velocidad en esta zona. Por tanto, el calentamiento del líquido desarrolla una componente radial de la velocidad distorsionando la parábola (curva B, fig. N° 2.4). Si el líquido se enfriara, se desarrollaría también un flujo radial, pero en este caso iría hacia el centro, cambiando la distribución de velocidades, como muestra esquemáticamente la curva c, (fig. N° 2.4). Cuando la densidad varía apreciablemente con la temperatura, pueden introducirse nuevas anomalías en la convección natural.

En el caso de líquidos, la viscosidad decrece al aumentar la temperatura. Pero en los gases la viscosidad aumenta con la temperatura. Por tanto, la curva B para el calentamiento de un líquido es aplicable también para el enfriamiento de un gas, y la curva C, lo es para el enfriamiento de un líquido y el calentamiento de un gas. Por ser, en general, la velocidad de variación de la viscosidad con la temperatura, mucho menor en un gas que en un líquido, puede esperarse que la influencia de la transmisión de calor sobre la distribución de velocidades en un flujo laminar, sea mucho menor

para un gas que para un líquido.

Como cuando se realiza en el seno del fluido una transmisión de calor, la distribución de velocidades del movimiento laminar isotérmico se distorsiona, se emplea a veces el término movimiento laminar modificado para referirse al flujo laminar no isotérmico. No se dispone de datos experimentales que demuestren el diagrama presentado, pero las conclusiones cualitativas parecen obligadas. Consecuentemente, las relaciones teóricas, que no tienen en cuenta la distorsión de la parábola, serán aplicables únicamente al caso de diferencias pequeñas de temperatura, o bien a fluidos cuyas propiedades físicas varían poco con la temperatura.

2.1.2.a Correlaciones para coeficientes de transferencia de calor dentro de tubos, convección forzada y flujo laminar.

1. ESDU (Engng. Sciences Data Unit) (ref. 11)

$$\text{Nu} = 1.75 \text{Gz}^{1/3} = 1.615 \left(\text{Re} \text{Pr} \frac{D}{L} \right)^{1/3} \quad (2.16)$$

Condiciones

- a) Líquido y gases, $\text{Re} < 2100$
- b) $\text{Gz} > 9$
- c) Temperatura de pared constante, es decir, la resistencia al flujo de calor a través de la pared es nula
- d) Propiedades físicas constantes
- e) Diferencias pequeñas de temperatura
- f) Coeficiente basado en la MLDT (media logarítmica de la diferencia de temperaturas)

Arriba de $\text{Gz} = 100$, la precisión es muy buena, pero abajo de -

$Gz = 100$ la ecuación tiene los siguientes porcentajes de error aproximadamente.

1.3% para $Gz = 50$

4.6% para $Gz = 20$

14% para $Gz = 9.0$

2.1.2.b Correlaciones para coeficientes de transferencia de calor dentro de tubos, convección libre y régimen laminar combinados en tubos horizontales.

De la misma forma como hay una región de transición y no un punto único de separación entre el flujo turbulento y laminar, debe haber también una región de transición entre la convección libre de un fluido que permanece estacionario y el flujo laminar. A bajas velocidades lineales, la resistencia al flujo de calor por convección libre es muy similar a la resistencia que existe por flujo laminar, por tanto, ambos deberán ser considerados para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor. La ecuación de Sieder - Tate (ref. 33) para flujo laminar donde $Re < 2100$ en tubos horizontales y verticales, es la siguiente:

$$Nu = 1.86 [(Re)(Pr)(D/L)]^{1/3} \cdot \phi = 1.86 (4W Cp/\pi kL)^{1/3} \phi$$

(2.17)

Donde L es la longitud total de la trayectoria de transferencia de calor antes de que haya mezcla. Se correlacionó de datos obtenidos en tubos de poco diámetro con fluidos de viscosidad y tem

peraturas moderadas tales que los números de Grashof fueron relativamente pequeños.

Kern y Othmer (ref. 18) investigaron esta región en tubos horizontales bajo grandes diferencias de temperatura y diámetro de tubo, y evaluaron la convección libre como una corrección a la ecuación de Sieder - Tate, su ecuación final es:

$$\text{Nu}_\phi^{-1} = 1.86 [(\text{Re}) (\text{Pr}) (\text{D/L})]^{1/3} \frac{2.25 (1 + 0.010 \text{Gr}^{1/3})}{\log \text{Re}} \quad (2.18)$$

Donde el número de Grashof se evalúa de las propiedades del fluido a la temperatura $T_a = (T_1 + T_2)/2$. El coeficiente de transferencia de calor se calcula ordinariamente por la ecuación N° 2.17 y se puede corregir para convección libre multiplicando por:

$$\psi = \frac{2.25 (1 + 0.010 \text{Gr}^{1/3})}{\log \text{Re}} \quad (2.19)$$

Una inspección de la ecuación N° 2.18 indica que la influencia de las corrientes de convección libre se disipan en la región de transición y de turbulencia. Esto es plausible en vista de la delicada naturaleza de las corrientes de convección libre. Los dos factores que de ordinario tienen más influencia en la convección libre son la baja viscosidad y la grande diferencia de temperatura. Martinelli (ref. 22) y colaboradores estudiaron la influencia de la convección libre en flujos ascendentes y descendentes dentro de tubos verticales. Encontraron un pequeño aumento en el coeficiente cuando el calentamiento del agua se efectúa en flujo ascendente, en

comparación con el descendente. Su correlación final es:

$$\text{Nu} = 1.75 \left[\text{Gz} + 0.0722 \text{F} \left(\text{Gr}_w \text{Pr}_w \frac{\text{D}}{\text{L}} \right)^{0.84} \right]^{1/3} \quad (2.20)$$

Donde:

$$\text{F} = \exp \left(-X/2.043 + X^2/59.09 + X^3/2431 - X^4/24210 \right) \quad (2.20a)$$

y

$$X = \pi \cdot \text{Nu} / \text{Gz} \quad (2.20b)$$

2.1.3 Región de transición

La zona o región de transición está limitada por el final de la región laminar y el principio de la zona turbulenta bien desarrollada. El número de Reynolds correspondiente al límite más bajo de la zona de transición está frecuentemente comprendido entre 2100 y 2500 para flujo de fluidos dentro de tuberías.

2.1.3.a Coeficientes de transferencia de calor dentro de tubos con vección forzada y flujo de transición

Los datos existentes son muy escasos para la región de transición. Sin embargo, Mc Adams da la correlación de Hausen (ref. 13) para esta región y por encima de esta.

$$\text{Nu} = 0.116 \left(\text{Re}^{2/3} - 125 \right) \text{Pr}^{1/3} \left[1 + \left(\text{D}/\text{L} \right)^{2/3} \right] \phi \quad (2.21)$$

La ecuación anterior debe ser usada con precaución, y de preferencia la región de transición debe ser evitada para propósitos

de diseño.

2.1.4 Caída de presión dentro de tubos

Para que un fluido pase a través del cambiador es necesario crear una diferencia de presiones entre la entrada y la salida; a su vez, una mayor caída de presión aumentará la velocidad de la transferencia de calor. Sin embargo la creación de este gradiente de presión tiene un costo monetario; por lo tanto, debe haber un balance razonable entre la caída de presión y la mejora global en la velocidad de transferencia de calor y el costo del equipo.

La diferencia de presión entre dos puntos en un fluido en movimiento, es consecuencia de tres fuentes diferentes; Pérdidas por fricción, efectos hidrostáticos y contribuciones de aceleración/desaceleración. De éstos, el aspecto relacionado directamente a la velocidad de transferencia de calor es el término de fricción, ya que los mismos mecanismos que producen la fricción del fluido (transfiriendo momentum) también afectan a la transferencia de calor.

Por todo lo anterior, es necesario determinar la caída de presión de ambas corrientes, ya sea en diseño o simulación, con objeto de asegurar que las pérdidas no excedan valores aceptables.

La caída de presión en el fluido dentro de los tubos está constituida por dos términos que son aditivos.

- a) ΔP_f - Pérdida por fricción causada por la fricción dentro de los tubos .
- b) ΔP_r - Pérdida en los retornos

Una vez evaluados estos términos, la caída de presión to

tal en el enfriador será:

$$\Delta P_T = \Delta P_f + \Delta P_r \quad (2.22)$$

donde generalmente

$$\Delta P_f > \Delta P_r$$

Para el cálculo de las pérdidas por fricción, se emplea - la ecuación de Fanning.

$$\Delta P_f = \frac{4f \rho v^2 L}{2g D} \quad (2.23)$$

donde:

- f = Factor de fricción
- ρ = densidad
- v = velocidad
- L = Longitud de los tubos
- g = Constante gravitacional
- D = Diámetro interno de los tubos

El factor de fricción, está definido por el número de Euler. Las correlaciones de este factor se obtienen de datos experimentales como una función del número de Reynolds y la rugosidad del tubo. Como en el caso de los coeficientes de transferencia de calor, este factor depende del régimen de flujo presente en el tubo. Las correlaciones recomendadas son:

1. Región laminar. $Re < 2100$. Para este régimen, "f" tiene un valor de (ref. 19).

$$f = \frac{16}{Re} \quad (2.24)$$

En flujo laminar no se incluye ningún efecto debido a la rugosidad de la pared del tubo, ya que f es una función de Re .

2. Región de transición, $2100 < Re < 10000$. Este tipo de flujo es inestable y difícil de definir o la mayoría de las referencias evitan alguna recomendación, ya que la aplicabilidad de los datos experimentales (usualmente tomado bajo condiciones ideales de laboratorio) a la práctica industrial es cuestionable. En esta región, el efecto de la rugosidad comienza a ser apreciable. Se sugiere la siguiente ecuación (ref. 12).

$$f = 2.67 (10^{-6}) Re^{1.04} \quad (2.25)$$

3. Región turbulenta. $Re > 10000$. Las correlaciones para esta región se han obtenido de numerosos estudios experimentales. En este caso la rugosidad del tubo es un parámetro importante, debido a que f es una función de Re y de ϵ/D . Las siguientes ecuaciones son aplicables:

Para tubos lisos (Drew, Koo, y Mc Adams) (ref. 9).

$$f = 0.0014 + \frac{0.125}{Re^{0.32}} \quad (2.26)$$

Para tubería comercial y tubería de acero (Wilson, Mc Adams

y Seltzer). (ref. 23)

$$f = 0.0035 + \frac{0.264}{\text{Re}^{0.42}} \quad (2.27)$$

Las pérdidas de presión en los retornos se pueden obtener usando la ecuación (ref. 12).

$$\Delta P_r = 1.75 \frac{\rho v^2}{144 2g} \quad (2.28)$$

Donde ΔP_r está dada en lb/plg²

2.2 Convección Libre

Supongamos una superficie caliente expuesta al contacto de aire más frío de la habitación. Por ser la densidad del aire en las proximidades de la superficie caliente menor que la densidad de la masa principal del aire, las fuerzas ascensionales producirán un flujo vertical y hacia arriba del aire inmediato a la superficie. Si la superficie estuviera más fría que el aire, a causa de la mayor densidad, el aire fluiría hacia abajo. En uno y otro caso el calor es conducido a través de la capa de aire y también transportado por el movimiento de la masa del mismo o, en otras palabras, por CONVECCION. Aunque en el proceso intervienen tanto la conducción como la convección, ésta predomina y el mecanismo se conoce con el nombre de convección "NATURAL" o "LIBRE".

2.2,1 Convección libre fuera de tubos y tuberías

El mecanismo de la convección libre fuera de las formas -

cilíndricas horizontales difiere grandemente de aquel dentro de los tubos. Fuera de los tubos, las corrientes de convección no están restringidas como dentro de ellos, y el fluido que se calienta usualmente tiene libertad para subir a mayores alturas del fluido frío, aumentando con esto la convección. La atmósfera alrededor de un tubo ha sido explorada por Ray (ref. 32), y en la fig. N° 2.5 se muestran esquemáticamente las isotermas. El aire frío de la atmósfera ambiental se mueve hacia el tubo caliente, calentándose por consiguiente, y luego asciende. Numerosos investigadores han establecido la influencia de los números de Grashof y Prandtl en la correlación para el coeficiente de transferencia de calor de la convección libre. Desafortunadamente la mayoría de la información experimental se ha obtenido de aparatos tales como un tubo simple y alambres, en lugar de equipo industrial. De acuerdo con estas investigaciones, sin embargo, el coeficiente de película para la convección libre para gases desde cilindros horizontales se puede representar por:

$$\frac{h_c D_o}{k_f} = a [(D_o^3 \rho_f^2 g \beta \Delta t / \mu_f^2) (Cp_f \mu_f / k_f)]^{0.25} \quad (2.29)$$

Donde h_c es el coeficiente de transferencia de calor de convección libre y todas las propiedades se evalúan a la temperatura de la película ficticia t_f tomada como la media de la temperatura de la superficie de calefacción y la temperatura del fluido que se va a calentar. Así,

$$t_f = \frac{t_w + t_a}{2} \quad (2.30)$$

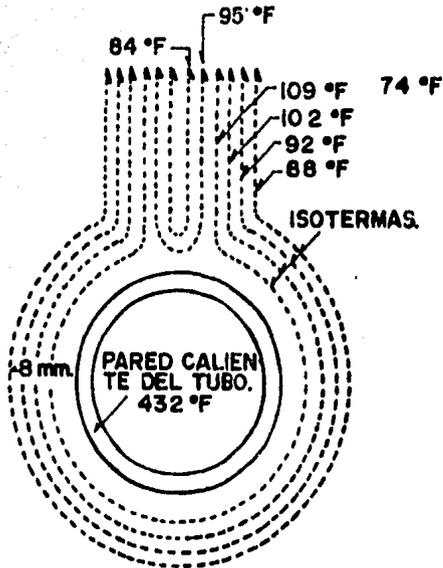


FIG. 2.5 CONVECCION LIBRE FUERA DE LOS TUBOS.

La mayoría de las veces es difícil obtener buenos datos de los diversos tamaños y tipos del equipo usado en la industria. Esto se debe en parte a la interferencia y complejidad de los elementos del calentamiento por convección libre, tales como los bancos de tubos y la imposibilidad de controlar una atmósfera del fluido al grado necesario para obtener buenos resultados experimentales.

Para tuberías horizontales la ecuación N° 2,29 se aplicará, excepto que α varía entre 0,47 y 0,53 entre tubos pequeños y grandes.

Chilton, Colburn, Generaux, y Vernon (ref. 6) han desarrollado un nomograma que da coeficientes conservadores para tubería simple, pero que ha sido usado sin error notable para el cálculo de convección libre en la parte exterior de bancos de tubos. La ecuación dimensional, cuyo nomograma está en la figura N° 2.6 para gases y líquidos, es

$$h_c = 116 \left[(k_f^3 \rho_f^2 C_{p_f} \beta / \mu_f) (\Delta t / D') \right]^{0.25} \quad (2.31)$$

Donde μ_f está en centipoises. De los cuatro ejes con que cuenta el nomograma, uno es la línea de referencia para los valores $k_f^3 \rho_f^2 C_{p_f} \beta / \mu_f$ que permite usarlo para otros fluidos no incluidos en la tabla dada en la fig. N° 2.6. El uso del nomograma para haces de tubos requiere que la tubería o tubos no se localicen muy cerca del fondo del recipiente o que estén cercanamente espaciados unos a otros, de manera que interfieran con las corrientes de convección natural. Los tubos no deberán estar localizados

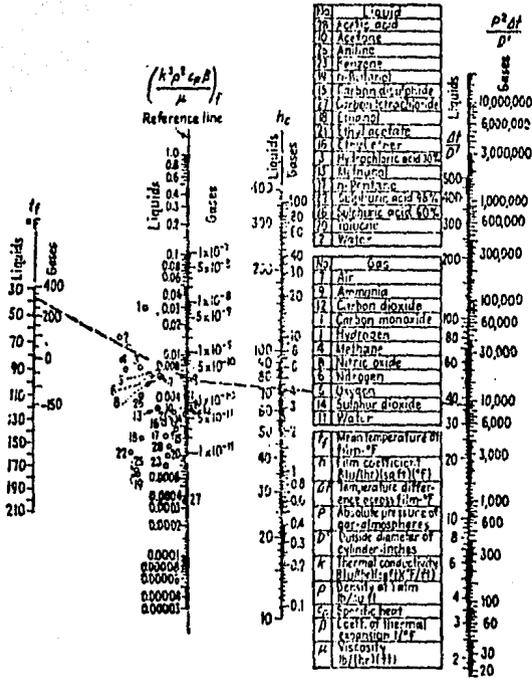


Fig. 2.6 Convección libre fuera de tubería y tubos.

(ref. 6)

a menos de tres diámetros del fondo del recipiente, ni la distancia entre tubos deberá ser menor que un diámetro. A pesar de los datos disponibles, el diseño para convección libre no es muy certoro, y se recomiendan factores de seguridad razonables tales como - mayores factores de obstrucción que los usuales.

Las correlaciones para convección libre de superficies externas de diferentes formas, que son de valor directo en la ingeniería, están catalogadas principalmente en dos clases: Convección libre respecto a tubos simples o tuberías y convección libre respecto a recipientes y paredes.

En los enfriadores atmosféricos existen velocidades muy - bajas que ocasionan que el calor se transfiera por convección natural. Además los cálculos para el lado del tanque son solo aproximados, ya que el agua fluye en el tanque y no es la resistencia - limitante, excepto, cuando el equipo se usa para condensar vapor - de agua.

A continuación se presenta un resumen de los puntos más sobresalientes de los trabajos hechos en este campo.

2.2.2 Cilindros horizontales

El campo de distribución de temperaturas y velocidades en la región próxima a un cilindro horizontal caliente ha sido medido por Jodlbauer (ref. 16). Hermann (ref. 14) ha predicho estos datos aunque con poca aproximación, por consideraciones teóricas; para números de Grashof superiores a 10^4 , Hermann llegó a la fórmula siguiente:

$$\frac{h_c D_o}{k_w} = 0.37 Gr_w^{0.25} \quad (2.32)$$

Esta ecuación se aplica para convección natural desde cilindros horizontales únicos, a gases diatómicos ($Pr = 0.74$). Si esta ecuación para gases se generalizara por adición de $(Cp \mu/k)$, se obtendría:

$$\frac{h_c D_o}{k_w} = 0.4 [(D_o^3 \rho_w^2 g \beta_w \Delta t / \mu_w^2) (Cp \mu/k)_w]^{0.25} \quad (2.33)$$

Para valores pequeños de Δt , la ecuación anterior predice valores de $h_c D_o/k$ que son el 25% menores que los experimentales para gases y líquidos.

Se dispone de datos sobre transferencia calorífica por convección natural desde cilindros horizontales únicos a diversos gases y líquidos, tales como aire, hidrógeno, anhídrido carbónico, oxígeno, agua, anilina, tetracloro de carbono, glicerina, tolueno y aceite de oliva.

Estos datos cubren un intervalo caracterizado por las relaciones de 7,300 en diámetros, de 100,000 en presiones, de 11,000 en valores de $Cp \mu/k$, y un intervalo de Δt desde unos pocos grados a 2850 °F. La figura N° 2.7 muestra la correlación de datos en forma adimensional. Las propiedades físicas Cp , k , ρ , μ y β se calcularon para la temperatura pelicular, media aritmética entre la temperatura de la superficie del cilindro y la temperatura de la masa del fluido. Para calcular los coeficientes de transferencia calorífica desde alambres o tuberías horizontales hacia un fluido --

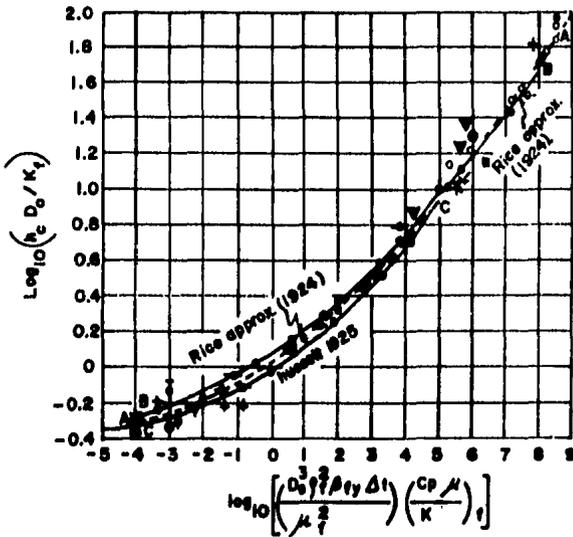


FIG. 2.7. CONVECCION NATURAL DESDE CILINDROS HORIZONTALES HACIA GASES Y LIQUIDOS.

Symbol	Source	Fluid	Diameter cm.	Press. Atms.	Fluid Cylinder.		Co-ordinates of Recommended Curve	
					Temp.	Temp.	N_{Nu-f}	$N_{Gr-f} - N_{Pr-f}$
+	Kennelly	Air	0.01-0.07	1-22	20 °C	185 °C		
x	Langmuir	Air	0.004-0.05	1	27 °C	102 °C	-0.490	10^{-4}
+	Ayrton & King	Air	0.005-0.035	1	10-14	300	-0.550	10^{-3}
o	Rice	Air	4.3-11.3	0.1-1	12-103	82-150	-0.661	10^{-2}
o	Petaval	Air	0.11	0.97-108	16	916	-0.841	10^{-1}
o	Petaval	Hydrogen	0.11	0.97-114	16	916	1.06	0
→	Petaval	CO ₂	0.11	1-35	16	916	1.51	10^0
▲	Davis	Aniline	0.015	1	14	18-84	2.11	10^2
□	Davis	CCl ₄	0.015	1	13	18-84	3.16	10^3
+	Davis	Glycerine	0.015	1	19	24-88	5.37	10^4
▽	Davis	Toluene	0.015	1	15.5	20-85	9.33	10^5
▲	Eberle	Air	7.6-16	1	20	140-180	16.2	10^6
■	Acherman	Water	5	1	30-50	34-82	28.8	10^7
→	Koch	Air	1.4-10	1	20	30-190	51.5	10^8
■	Wamster	Air	2.05-8.9	1	15-30	55-240	93.3	10^9
■	Seunders	Nitrogen	0.11	250-1000				
o	Curve recommended by Davis A. H.							
+	Curve recommended by King W. J.							

cualquiera, se recomienda el empleo de la curva AA (fig. N°. 2.7). Los resultados sobre transferencia de calor desde tuberías horizontales hacia el aire y hacia el agua (ref. 1) para X variando de 10^3 a 10^9 , vienen representadas por la ecuación N° 2.29, donde $\alpha = 0.53$.

El coeficiente de transferencia de calor desde un tubo horizontal calentado interiormente, de un diámetro de 0.75 pulgadas y una longitud de 1 pie, sumergido en un baño de agua, aumentó hasta cinco veces al someter la tubería a una vibración sinusoidal en una dirección vertical. Pero cuando la velocidad de vibración era menor de un cierto valor crítico, no se obtuvo ningún incremento en el coeficiente de transferencia.

Para placas verticales y cilindros y $1 < Pr < 40$, Kato, Nishiwaki e Hirata (ref. 15) recomiendan las relaciones siguientes:

Para $Gr > 10^9$

$$Nu = 0.138 Gr^{0.36} (Pr^{0.175} - 0.55) \quad (2.34a)$$

y para $Gr < 10^9$

$$Nu = 0.683 Gr^{0.35} Pr^{0.25} [Pr / (0.861 + Pr)]^{0.25} \quad (2.34b)$$

2.2.3 Flujo por gravedad de capas líquidas sobre tubos horizontales

En las aplicaciones industriales, el enfriamiento de diversos líquidos se realiza haciéndolos pasar por el interior de tu

berías horizontales, sobre el exterior de las cuales cae una capa de agua. Los datos (refs. 2, 35) publicados se obtuvieron con tuberías ligeramente inclinadas, causando esto el rizado de la película de agua, obteniéndose el coeficiente de transferencia de calor proporcional a $(\tau_H)^{1/3}$. El símbolo τ_H representa $W/2L$, donde W es el caudal de agua sobre cada tubo recto de longitud L . Para valores de $4\tau_H/\mu$ menores de 2,100, los datos se correlacionan con una tolerancia de ± 25 por 100 por la ecuación dimensional (ref. 3)

$$h_w = 65 (\tau_H/D_o)^{1/3} \quad (2,35)$$

donde h_w es el coeficiente de transferencia de calor del agua en flujo por gravedad y D_o es el diámetro exterior del tubo en pies. Los datos correspondientes se muestran en la figura N° 2.8.

Si el diámetro de la tubería fuera muy grande o W muy pequeño, un líquido no volátil abandonaría la parte inferior del tubo a una temperatura prácticamente igual a la temperatura de la parte exterior de la pared de la tubería. Para este caso límite, la definición de h_w nos da, suponiendo la evaporación despreciable.

$$h_w = (2\tau_H L) (C_p) (t_w - t_l) / (\pi D_o L) (t_w - \frac{t_l + t_w}{2}) = 4 C_p \tau_H / D_o \pi \quad (2.36)$$

que es la ecuación de la asíntota AB de la figura N° 2.8.

Para caudales de agua bajos, la aparición de puntos a la izquierda de AB se debe a la evaporación.

$$h_w = 65 (\tau_H / D_o)^{1/3}$$

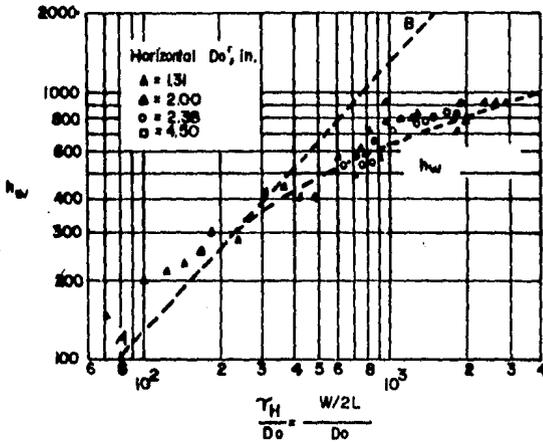


FIG. 2.8 COEFICIENTES PARA FLUJO GRAVITATORIO DE AGUA EN FORMA DE TABIQUE LIQUIDO, POR TUBERIAS CASI HORIZONTALES. (ref. 3).

2.3 Diferencia de Temperaturas

La transferencia de calor entre dos sistemas, ya sea por conducción, convección o radiación, se debe al establecimiento de un gradiente o potencial de temperaturas entre ellos. El sistema de mayor temperatura (T) se denomina emisor, y el de menor temperatura (t) es llamado receptor. En el caso más sencillo, cuando el calor es transferido por conducción, el potencial será simplemente $(T - t)$. Cuando la transferencia de calor se lleva a cabo por convección, como es el caso de los enfriadores atmosféricos, la determinación de la fuerza directriz efectiva o diferencia efectiva de temperaturas presenta una situación más compleja. Esto obedece a que el calor es transferido gradualmente de un fluido a otro, y generalmente, dicho intercambio va acompañado de variaciones en la temperatura de ambos fluidos a lo largo del equipo.

A continuación se analizarán los diferentes factores que intervienen o que deben ser considerados en el cálculo del potencial térmico de enfriadores atmosféricos.

2.3.1 Diferencia de temperaturas en la caja enfriadora

Puesto que el flujo de agua por fuera del serpentín es casi exclusivamente a lo largo del eje de los tubos, la verdadera diferencia de temperaturas depende del arreglo de los tubos, el tanque usualmente se arregla para un solo paso.

Así pues, deberán tomarse en cuenta las siguientes consideraciones (ref. 19).

1. Si los tubos se conectan mediante un cabezal en cada extremo y

con un solo paso, de manera que el fluido dentro de tubos esté en contracorriente con el agua, la verdadera diferencia de temperaturas está dada por la MLDT (media logarítmica de la diferencia de temperaturas).

2. Si los tubos se conectan por codos a 180° en un arreglo de múltiples pasos, la trayectoria de flujo puede tratarse como un flujo contracorriente paralelo, aplicando la corrección para intercambiadores 1-2. Se supone que el líquido dentro del tanque se mezcla razonablemente en todos los puntos de la longitud de los tubos.
3. Para arreglos con flujo cruzado, se pueden obtener las correcciones correspondientes indicadas en las gráficas: 2.9a, 2.9b, 2.9c, 2.9d y 2.10b, siempre y cuando cualquiera de estos tipos de flujo se aplique.

2.3.2 Diferencia de temperaturas en el enfriador de trombón

Para este tipo de equipo se tiene un arreglo en flujo cruzado, el cual difiere de cualquiera otro de los casos en que el fluido que fluye por fuera de los tubos de múltiple paso, no se mezcla sobre la longitud de los tubos, mientras que en la tubería de múltiple paso, sí se mezcla. Bowman, Mueller y Nagle (ref. 5) han preparado factores de corrección F_T mediante los cuales la verdadera diferencia de temperatura Δt puede obtenerse como producto de:

$$\Delta t = F_T (\text{MLDT}) \quad (2.37)$$

Tanto para el equipo de vuelta en redondo como el de espi

ral. Estos factores se dan en la fig. N° 2,10a y 2,10b y se basan, respectivamente, en lo siguiente:

Vuelta en redondo:

$$\frac{1}{1-K} = e^{K_1 R} \cosh K_1 R + (1 - K_1) \sinh K_1 R$$

donde

$$K_1 = 1 - e^{-S/2(r)}$$

Espiral:

$$\frac{1}{1-K} = e^{K_1 R} (e^{K_1 R} + K_1^2 R)$$

donde de nuevo

$$K_1 = 1 - e^{-S/2(r)}$$

y

$$K = \frac{T_1 - T_2}{T_1 - t_1}, \quad R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1}, \quad (r) = \frac{MLDT}{T_1 - t_1}, \quad S = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1}$$

Mientras que estos ajustes se aplican específicamente a aquellas unidades que tienen dos pasos en los tubos, se introduce un pequeño error cuando estas correcciones se aplican a unidades que tienen mayor número de pasos.

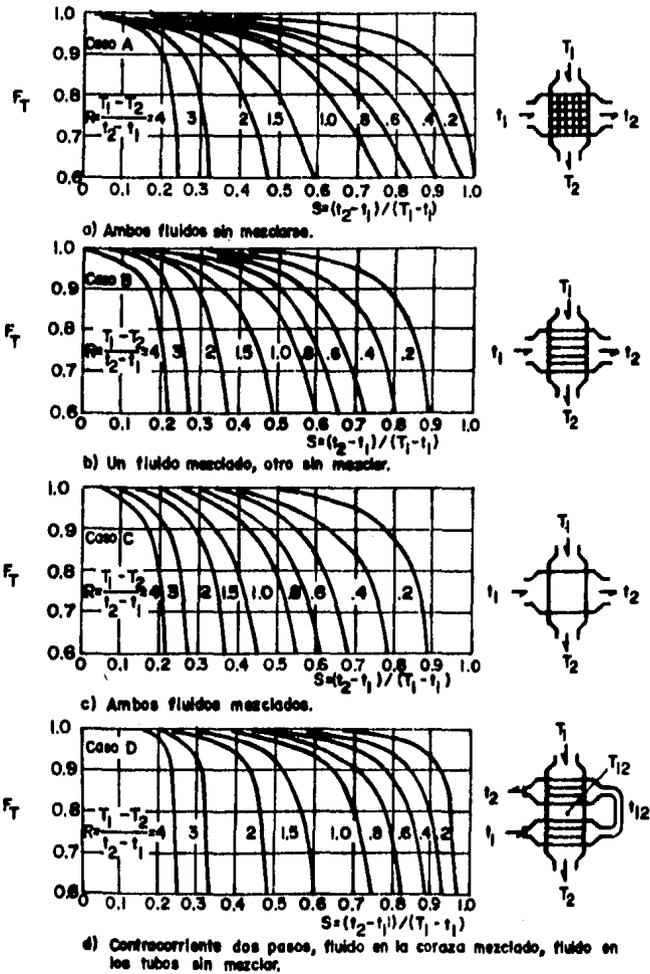


FIG. 2.9 FACTORES DE CORRECCION Y DIFERENCIA DE TEMPERATURA PARA FLUJO CRUZADO. (ref. 5).

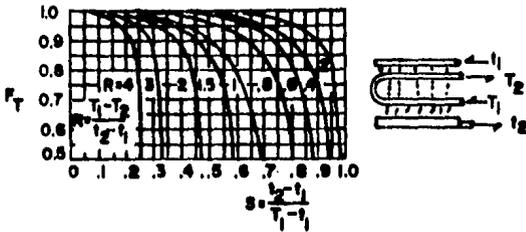


FIG. 2.10 a. FACTOR PARA CORRECCION DE LA DIFERENCIA MEDIA DE TEMPERATURA PARA UN TROMBON DE DOS PASOS.

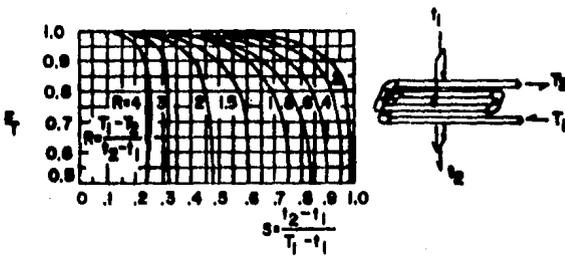


FIG. 2.10 b. FACTOR PARA CORRECCION DE LA DIFERENCIA MEDIA DE TEMPERATURA PARA UN TROMBON EN ESPIRAL DE DOS PASOS. (ref. 5).

N O M E N C L A T U R A

CAPITULO II

- A Superficie de transferencia de calor, pies².
- B Fuerza de flotación por unidad de masa = $\beta g \Delta T_w$, pies/h²
- C_p, C_{pF}, C_{pW} Calor específico del fluido, evaluado a la temperatura de película, evaluado a la temperatura de pared del tubo, respectivamente, Btu/(lb) (°F).
- D Diámetro interior de los tubos, pies.
- D_o, D' Diámetro exterior de los tubos, pies; D' en plg.
- Eu Número de Euler = $\Delta P g_c D / G^2 L = f/2$, adimensional
- F_T Factor de diferencia de temperatura, $\Delta t = F_T (MLDT)$, adimensional.
- f Factor de fricción, pies²/plg².
- G Masa velocidad, lb/(h) (pie²).
- Gr, Gr_w Número de Grashof = $g \beta \Delta T_w L^3 \rho^2 / \mu^2$, adimensional; Gr_w evaluado a la temperatura de la pared del tubo.
- Gz Número de Graetz = $WC_p / kL = \frac{\pi}{4} Re.Pr. \frac{D}{L}$, adimensional.
- g Aceleración debida a la gravedad = 4.18×10^8 , pies/h²
- h, h_c, h_w Coeficiente de película de transferencia de calor en general, convección libre, flujo por gravedad, respectivamente, Btu/(h) (pie²) (°F).
- j_H Factor para transferencia de calor = $NuPr^{-1/3} \phi^{-1}$, adimensional.
- K Grupo de temperatura en flujo cruzado $(T_1 - T_2) / (T_1 - t_1)$, adimensional.

K_1	Constante
k, k_f, k_w	Conductividad térmica, evaluada a la temperatura de película, evaluada a la temperatura de la pared del tubo, respectivamente, Btu/(h) (pie ²) (°F/pie)
L	Longitud del tubo, pies
$MLDT$	Media logarítmica de la diferencia de temperatura, °F.
Nu	Número de Nusselt = hD/k , adimensional
Pr, Pr_w	Número de Prandtl = $Cp\mu/k$, adimensional; Pr_w evaluado a la temperatura de la pared del tubo.
$\Delta P, \Delta P_f, \Delta P_r, \Delta P_T$	Caída de presión en general, por fricción, en los <u>re</u> <u>tornos</u> , total, respectivamente, lb/plg ² .
Q	Flujo de calor, Btu/h
R	Grupo de temperatura $(T_1 - T_2)/(t_2 - t_1)$, adimensional.
Re	Número de Reynolds = DG/μ , adimensional
r, r_w	Radio; r_w radio del tubo, pies
(r)	Grupo de temperatura, $MLDT/(T_1 - t_1)$, adimensional.
S	Grupo de temperatura $(t_2 - t_1)/(T_1 - t_1)$, adimensional.
St	Número de Stanton = $h/CpG = Nu/Re.Pr.$, adimensional.
T, T_1, T_2	Temperatura del fluido caliente, de entrada, de salida, respectivamente, °F.
T_a, T_b, T_w	Temperatura promedio del fluido caliente, en el seno del fluido, en la pared del tubo, respectivamente, °F.
t, t_1	Temperatura del fluido frío, de entrada, respectivamente. °F.
t_a	Temperatura promedio del fluido frío, °F.
t_c	Temperatura en el centro de la corriente, °F.
t_f	Temperatura de la película = $1/2 (t_w + t_a)$, °F.

t_w	Temperatura de la pared del tubo referido al fluido frío, °F.
t_y	Temperatura local a la distancia y de la pared, °F.
Δt	Verdadera diferencia de temperatura = F_T (MLDT), °F.
$\Delta t'$	Diferencia de temperatura para el fluido frío, °F.
Δt_m	Diferencia de temperaturas entre la superficie y el fluido para una longitud media, °F.
Δt_{max}	Diferencia de temperatura = $t - t_c$, °F.
v	Velocidad del fluido, pies/s.
W	Flujo másico, lb/h.
X	Producto de los números de Grashof y Prandtl, adimensional.
y	Distancia a la pared, pies.
α	Constante.
β, β_w	Coefficiente de expansión térmica, evaluado a la temperatura de la pared del tubo, respectivamente, °F.
ρ, ρ_f, ρ_w	Densidad del fluido, evaluado a la temperatura de película, evaluado a la temperatura de la pared del tubo, lb/pie ³ .
τ_H	Velocidad másica de flujo por unidad de longitud = $W/2L$, lb/(h) (pie)
ϵ/D	Rugosidad relativa del tubo, adimensional
ψ	Corrección para la convección libre = $\frac{2.25 (1 + 0.010 \cdot Gr^{1/3})}{\log Re}$, adimensional.
π	Número puro = 3.1416
ϕ	Número de Sieder-Tate = $(\mu/\mu_w)^{0.14}$, adimensional.

μ, μ_w

Viscosidad de un fluido, evaluada a la temperatura de la pared del tubo, respectivamente, centipoises.

C A P I T U L O I I I

SELECCION DE ELEMENTOS DE DISEÑO

C A P I T U L O I I I

SELECCION DE ELEMENTOS DE DISEÑO

Por elementos de diseño se entiende a todos aquellos parámetros del enfriador atmosférico, que se tienen que especificar para cada diseño en particular. Estos elementos se presentan con múltiples alternativas para satisfacer la mayoría de los requerimientos en la operación y mantenimiento de estos equipos. Para resolver dichas alternativas existe un conjunto de recetas generales -- (ref. 12) o criterios de selección que se han establecido como prácticas de diseño, que ayudan al diseñador a seleccionar la alternativa adecuada para cada caso.

Los criterios de selección de los elementos de diseño son numerosos y extremadamente cualitativos, probablemente el factor -- central en ellos es la relación costo-mantenimiento del equipo; sin embargo, la decisión final puede estar fuertemente afectada por muchos otros factores como son; la utilización de materiales especiales, problemas estructurales, corrosión, altas temperaturas, altas presiones, o en ocasiones, por tradición o intuición.

Independientemente de que los elementos de diseño se encuentran especificados o limitados por las razones mencionadas anteriormente, se deberá revisar que los elementos seleccionados realmente cumplan con el objetivo deseado, ya que los errores cometidos en este renglón, pueden pasar fácilmente desapercibidos en todo el proceso del diseño del equipo. Cabe mencionar, que el conjunto de criterios de diseño y los múltiples requerimientos de los enfriado-

res atmosféricos, frecuentemente presentan situaciones contradictorias y conflictivas, que hacen necesario tener un orden definido de prioridades de los requerimientos del servicio.

A partir de las especificaciones de proceso, se tiene la libertad de seleccionar e investigar los efectos de los elementos geométricos básicos y constructivos del enfriador. Consecuentemente, todo diseño de un enfriador atmosférico tiene soluciones múltiples y el éxito del diseño está medido por la forma en que se conjugan los elementos de diseño para obtener la mejor solución posible. Esto requiere que se tenga un conocimiento apriori de los efectos probables de los elementos básicos de diseño, por lo cual a continuación se mencionarán algunos de ellos.

3.1 Códigos

El diseño y fabricación de los enfriadores atmosféricos - esta regido por códigos internacionales y/o locales.

3.1.1 Código ASME

El código que tiene aceptación universal en la industria de refinación y petroquímica es el que publica la "American Society of Mechanical Engineers" (ASME) y en particular la sección VIII, división 1, titulada "Reglas para la construcción de recipientes a presión". Este código presenta los requerimientos mínimos para el diseño, fabricación, inspección y certificación de recipientes a presión de acero al carbón, aceros de baja aleación, metales no ferrosos, altas aleaciones de acero, hierro fundido, materiales de recubrimiento, etc., para presiones de diseño hasta 3000 psig.

3.1.2 Otros códigos

En general el código ASME produce diseños conservadores, por lo que en años recientes se han desarrollado nuevos códigos -- que permiten operar los recipientes y los enfriadores atmosféricos a mayores niveles de esfuerzo que los permitidos por ASME, como es el caso del código AISC (American Institute Steel Construction) y del código AWS (American Welding Society); sin embargo requiere de un mayor trabajo por parte del diseñador, ya que involucran procedimientos de cálculo más precisos y en ocasiones el análisis de esfuerzos y fatigas; además el número de materiales aceptables es más restringido y se requiere especial atención en los detalles de diseño, construcción, inspección y prueba. Aún cuando estos códigos favorecen un ahorro en materiales generalmente solo se justifican en enfriadores a elevadas presiones de operación.

Debido a que los servicios de un enfriador atmosférico son muy variados y a que las reglas generales no son siempre aplicables, hacen necesaria la elaboración de especificaciones propias de cada proceso, las cuales generalmente introducen requerimientos más severos que los estipulados por los códigos ASME, AISC y AWS, particularmente en las áreas de selección y composición de materiales, radiografía, tratamientos térmicos, detalles de soldadura inspección, prueba, etc.

3.2 Clasificación

Se establece la nomenclatura estandar (ref. 12) para los tipos básicos de enfriadores atmosféricos, así como para sus partes y componentes típicos. Se recomienda que el tamaño y tipo de enfria

dor sea designado como se menciona a continuación.

3.2.1 Tamaño

El tamaño se designa por números que describen el alto, ancho y largo de la unidad para cajas y alto y largo para los trombones.

3.2.2 Tipo

El tipo de enfriador se designa de acuerdo al caso como caja o trambón.

3.2.3 Ejemplos típicos

- a) Enfriador de combustoles o asfaltos formada por cuatro - bancos en paralelo.

Tamaño: alto 141.0 ; ancho 570.5 ; largo 1072.0 (plg)

Tipo: Caja

- b) Enfriador de gasoleo pesado de vacío, formado por siete bancos en paralelo.

Tamaño: alto 156.0 ; ancho 577.5 ; largo 4043.0 (plg)

Tipo: Caja

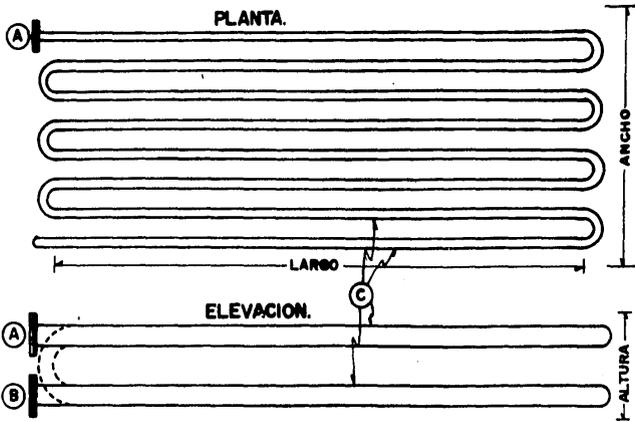
- c) Enfriador del medio de calentamiento.

Tamaño: alto 81.0 ; largo 192 (plg)

Tipo: Trombón

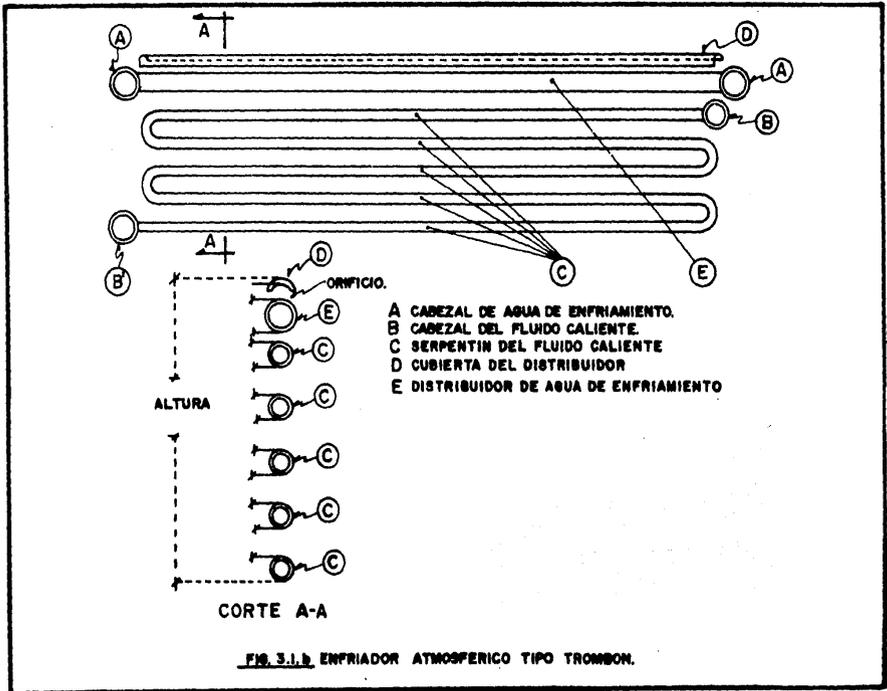
3.3 Nomenclatura de Partes Constitutivas

Con el propósito de establecer una terminología, en las figuras N° 3.1 se ilustran las partes y conexiones típicas de los



- (A) BOQUILLA DE ENTRADA AL SERPENTIN DE LA CAJA.
- (B) BOQUILLA DE SALIDA DEL SERPENTIN DE LA CAJA.
- (C) TUBOS QUE INTEGRAN EL SERPENTIN.

FIG. 3.1.g ENFRIADOR ATMOSFERICO TIPO CAJA.



enfriadores atmosféricos.

3.4 Selección de la Caída de Presión Permisible

La selección de la caída de presión permisible, es un factor extremadamente importante en la optimización tanto de diseño de los enfriadores atmosféricos, como del proceso mismo.

Cuando las ΔP permisibles son bajas, generalmente se debe a consideración de proceso; sin embargo, muchas veces éstas son decisiones arbitrarias hechas sin suficiente conocimiento de los problemas que esto ocasiona en el diseño y operación de los equipos. El incremento de la caída de presión aumenta la velocidad del fluido y consecuentemente el coeficiente de transferencia de calor (en fluidos no isotérmicos), reduciendo el tamaño y el costo del equipo (a expensas de los costos de operación) y normalmente disminuye los problemas de ensuciamiento. Por lo tanto, como regla general es recomendable el uso de la ΔP máxima disponible para cada enfriador, respetando los límites máximos de velocidad.

Asimismo, se debe optimizar (en lo posible) el uso de la ΔP permisible, no desperdiciando un buen porcentaje de ésta, en puntos donde no sea ventajoso para la transferencia de calor, como son los retornos y las boquillas del enfriador. También es recomendable minimizar y simplificar las líneas involucradas en estos equipos.

Los equipos contruídos con materiales de aleación, deberán consumir mayor caída de presión, que aquellos con materiales de costo inferior.

La selección de la caída de presión permisible para este tipo de equipos se basa en experiencias (ref. 12) de equipos pues--

tos en operación, la cual generalmente es de 30 - 50 psi (por el lado de proceso). Mayores ΔP permisibles pueden ser justificables cuando se tienen marcadas tendencias al ensuciamiento.

3.5 Ubicación de Fluidos

Una consideración básica en el diseño térmico de equipo de transferencia de calor, es la ubicación de los fluidos a manejar; es decir, se debe decidir dónde se colocará cada fluido, ya sea por dentro o fuera de tubos.

En los enfriadores atmosféricos es una práctica común colocar el fluido de proceso por el lado de tubos y el agua utilizada como medio de enfriamiento por el lado externo. Lo anterior, con el fin de evitar una posible contaminación del fluido de proceso, así como la pérdida de presión de éste.

3.6 Selección del Tipo de Enfriador

Los enfriadores atmosféricos se clasifican de acuerdo a su tipo de construcción. Para la selección del tipo de construcción existen 3 factores básicos:

1. Consideración del servicio requerido
2. Mantenimiento
3. Costo

Con el fin de considerar estos tres factores existen dos tipos de construcción como ya se mencionó (Capítulo I).

3.7 Selección de la Longitud de Tubos

Uno de los factores importantes dentro del costo de un

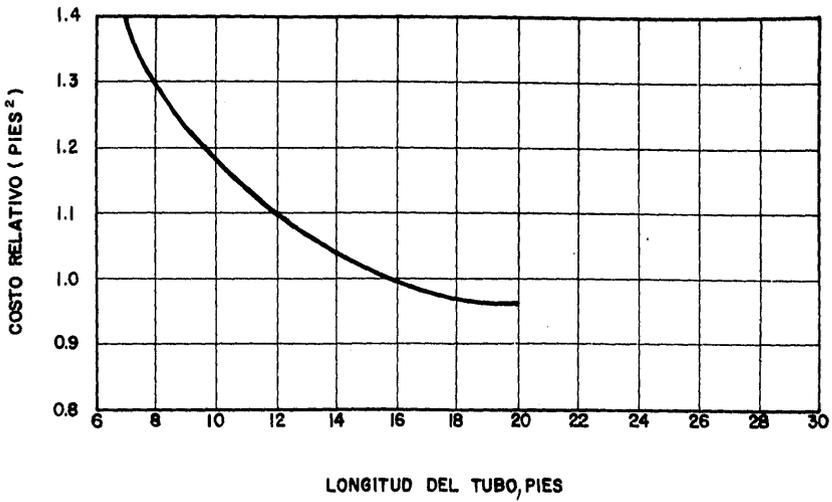


FIG. 3.2 COSTO DE LA SUPERFICIE TUBULAR CONTRA LONGITUD DEL TUBO (SIEDER, CHEMICAL ENGINEERING) (citado en ref. 19).

enfriador atmosférico es la longitud de sus tubos. Las longitudes de tubos generalmente están limitadas por falta de espacio suficiente en la planta, espacio para la colocación del equipo. En ocasiones la longitud de tubos se ve limitada por valores máximos en la caída de presión permisible. Cuando se tienen flúidos con elevadas diferencias de temperatura se deben preferir tubos cortos, ya que éstos están menos sujetos a la distorsión.

Las longitudes de tubos más utilizadas son:

12, 16, 20, 24, 30, 32, 40 y 48 pies.

Como una práctica común se dan las siguientes recomendaciones (ref. 12).

1. Usar la máxima longitud de tubo recto posible
2. Diseñar con el mínimo de retornos posible (las curvas de retorno en serpentines, desarrollan bajas presiones con respecto a los tramos rectos).

3.8 Selección del Diámetro de Tubos

Este es un factor simple pero extremadamente importante en el costo de un enfriador, especialmente cuando éstos son de aleaciones especiales.

Las dimensiones estandar de los tubos son:

1, 2, 3, 4, 6, 8, 10, 12 pulgadas.

El factor de decisión más común para la selección del diámetro de los tubos, es la limpieza del servicio.

Generalmente se utilizan tubos del tipo "PIPE" cédula 40 y 80.

Como una práctica común se dan las siguientes recomenda-

TABLA 3.1

DIMENSIONES DE TUBERIA DE ACERO (IPS)

Tamaño nominal del tubo IPS plg	DE, plg	Cédula No	DI, Plg	Área de flujo por tubo plg ²	Superficie por pie lineal, pies ² /pie		Peso por pie lineal lb de acero
					Exterior	Interior	
1/8	0.405	40 *	0.269	0.058	0.106	0.070	0.25
			80 +	0.215		0.036	0.056
1/4	0.540	40 *	0.364	0.104	0.141	0.095	0.43
			80 +	0.302		0.072	0.079
3/8	0.675	40 *	0.493	0.192	0.177	0.129	0.57
			80 +	0.423		0.141	0.111
1/2	0.840	40 *	0.622	0.304	0.220	0.163	0.85
			80 +	0.546		0.235	0.143
3/4	1.05	40 *	0.824	0.534	0.275	0.216	1.13
			80 +	0.742		0.432	0.194
1	1.32	40 *	1.049	0.864	0.344	0.274	1.68
			80 +	0.957		0.718	0.250
1 1/4	1.66	40 *	1.380	1.50	0.435	0.362	2.28
			80 +	1.278		1.28	0.335
1 1/2	1.90	40 *	1.610	2.04	0.498	0.422	2.72
			80 +	1.500		1.76	0.393
2	2.38	40 *	2.067	3.35	0.622	0.542	3.66
			80 +	1.939		2.95	0.508
2 1/2	2.88	40 *	2.469	4.79	0.753	0.647	5.80
			80 +	2.323		4.23	0.609
3	3.50	40 *	3.068	7.38	0.917	0.804	7.58
			80 +	2.900		6.61	0.760
4	4.50	40 *	4.028	12.7	1.178	1.055	10.8
			80 +	3.826		11.5	1.002
6	6.625	40 *	6.065	28.9	1.734	1.590	19.0
			80 +	5.761		26.1	1.510
8	8.625	40 *	7.981	50.0	2.258	2.090	28.6
			80 +	7.625		45.7	2.000
10	10.75	40 *	10.02	78.8	2.814	2.62	40.5
			60	9.75		74.6	2.55
12	12.75	30	12.09	115	3.338	3.17	43.8
14	14.0	30	13.25	138	3.665	3.47	54.6
16	16.0	30	15.25	183	4.189	4.00	62.6
18	18.0	20 †	17.25	234	4.712	4.52	72.7
20	20.0	20	19.25	291	5.236	5.05	78.6
22	22.0	20 †	21.25	355	5.747	5.56	84.0
24	24.0	20	23.25	425	6.283	6.09	94.7

* Comúnmente conocido como estándar.

+ Comúnmente conocido como extragrueso

† Aproximadamente.

ciones (ref. 12).

1. La limpieza mecánica es solamente posible en tubos con diámetro igual o mayor a una pulgada en tubos en "U".
2. Cuando se anticipen condiciones severas de ensuciamiento y/o de limpieza frecuente (como es común en estos equipos) e incluso taponamiento de tubos, es recomendable utilizar tubos de 4 pulga--das o mayores.
3. Usar diámetros de tubo grandes (probar con secciones de tubos en serie de 3 ó 4 pulgadas).
4. Usar radios cortos en los retornos conectados a secciones rectas (con la selección del diámetro del tubo, se determina el espaciamiento entre tubos horizontal y verticalmente).

3.9 Selección de Factores de Ensuciamiento

Durante la operación de un enfriador atmosférico los fluidos "ensucian" la superficie de intercambio con la depositación de costras, impurezas, polímeros, carbón, crecimiento de algas, moho y otros tipos de incrustaciones que causan un incremento en la resistencia a la transferencia de calor, por lo cual disminuye la capacidad de diseño de la unidad en la medida que aumenta el ensuciamiento. La velocidad del ensuciamiento depende tanto de la limpieza o de la tendencia al ensuciamiento del fluido, como de la operación estable o inestable del enfriador.

Para que el equipo opere dentro de su capacidad de diseño durante periodos de tiempo razonables, se utilizan resistencias adicionales en el cálculo del coeficiente global. Estas resistencias

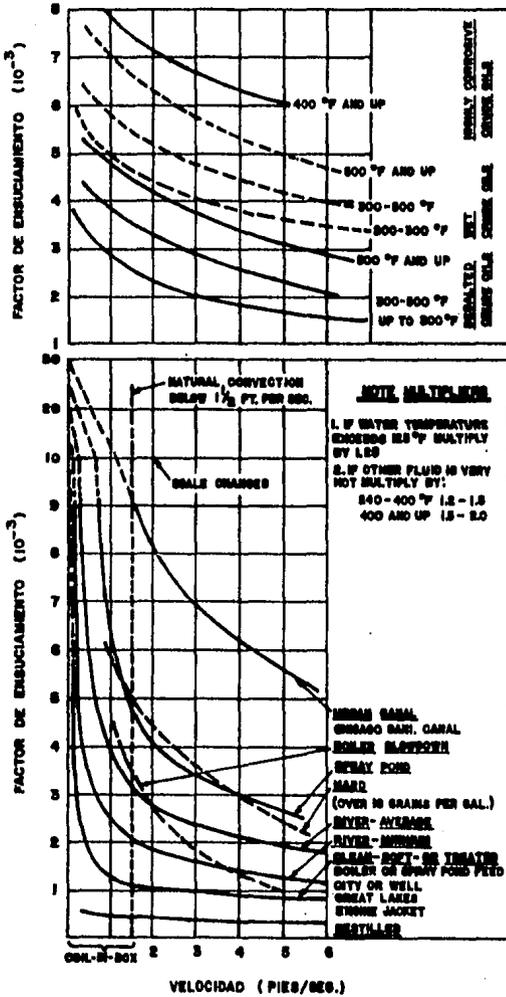


FIG. 3.3 FACTORES DE ENSUCIAMIENTO PARA ACEITES (ARRIBA) Y AGUA (ABAJO) (ref. 29).

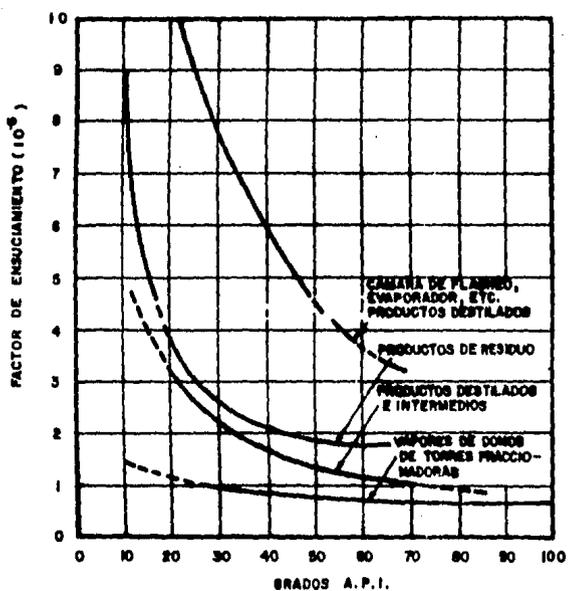


FIG. 3.4 FACTORES DE ENSUCIAMIENTO DE PRODUCTOS DEL PETROLEO. (ref. 29).

o factores de ensuciamiento, representan un factor de seguridad que tienen como objetivo incrementar el área de transferencia requerida. El estandar TEMA presenta factores de ensuciamiento para diversos - flúidos en servicios típicos. Sin embargo, la mayoría son independientes de las características del servicio de la unidad y del fenómeno de transferencia de calor (enfriamiento, calentamiento, condensación y vaporización).

Esto no debe pasar desapercibido, ya que para un mismo - flúido, los factores de ensuciamiento tienen un efecto diferente en cada uno de los procesos de transferencia de calor, provocando en - ocasiones que dichos factores no cumplan con su objetivo, o que impongan sobrediseños excesivos en el área de transferencia que favorecen una baja velocidad en los flúidos y consecuentemente una mayor tendencia al ensuciamiento, por lo que un factor de ensuciamiento elevado puede ser contraproducente.

Para evitar esta situación se debe comprobar el efecto - real de estos factores de ensuciamiento en el coeficiente global de transferencia de calor, procurando que el exceso de área debido a - dichos factores esté de acuerdo con las características del servicio y con las facilidades de limpieza disponibles en el tipo de equipo - seleccionado.

3.10 Selección del Arreglo de Tubos

Para este tipo de equipos no existen arreglos convenciona - les. Ocasionando que existan grandes zonas de desvfo debido a que en este tipo de instalaciones no existen deflectores que gufen el - agua a través de todo el equipo.

Los tubos generalmente se arreglan de las formas siguiente:

- a) Conectados a 180° en un arreglo de múltiples pasos
- b) Conectados mediante un cabezal en cada extremo y con un solo paso.
- c) Arreglos con flujo cruzado

C A P I T U L O I V

M E T O D O L O G I A D E C A L C U L O

C A P I T U L O I V

METODOLOGIA DE CALCULO

El diseño de un enfriador atmosférico consiste en la determinación de todos los parámetros de construcción a partir de las condiciones de proceso y considerando las restricciones de diseño, tanto físicas como de operación.

4.1 Información Requerida

4.1.1 Lado del agua:

Temperatura de entrada y salida ($^{\circ}\text{F}$)

Factor de ensuciamiento ($\text{h pie}^2 \text{ }^{\circ}\text{F}/\text{Btu}$)

4.1.2 Lado del fluido de proceso:

Servicio requerido del equipo

Nombre y fase del fluido

Temperatura de entrada y salida ($^{\circ}\text{F}$)

Flujo (lb/h)

Factor de ensuciamiento del fluido ($\text{h pie}^2 \text{ }^{\circ}\text{F}/\text{Btu}$)

Caída de presión permisible en el equipo (lb/plg^2)

Carga térmica (Btu/h)

4.1.3 Propiedades físicas

Densidad relativa (adimensional)

Conductividad térmica ($\text{Btu}/\text{h pie }^{\circ}\text{F}$)

Calor específico ($\text{Btu}/\text{lb }^{\circ}\text{F}$)

Viscosidad (centipoises)

Peso molecular (lb/lb mol)

4.2 Secuencia de Cálculo

La secuencia de cálculo para los enfriadores atmosféricos utilizada en este trabajo, es el resultado de una relación de ecuaciones de diversos autores. El problema principal para el diseño de estos equipos lo representa la determinación del coeficiente de transferencia de calor externo (del agua), ya que en el lado de -- proceso se emplean las ecuaciones de los métodos convencionales para cambiadores de tubo y coraza (punto 2.1 de este trabajo).

A continuación se ilustra el procedimiento para estimar la superficie de transferencia de calor, así como las dimensiones del equipo.

4.2.1 Secuencia

1. Carga térmica del proceso

$$Q = W C_p (T_1 - T_2) \quad (4.1)$$

2. Cálculo del flujo de agua

$$w = \frac{Q}{c_p (t_2 - t_1)} \quad (4.2)$$

Para los trombones se dan las siguientes recomendaciones - (ref. 21).

- a) El incremento en la temperatura del agua debe ser de 10 a 15°F para evitar que se incrusten los tubos.

- b) Se deben procurar flujos entre 2 y 10 GPM por pie lineal de serpentín plano, ya que valores arriba de 10 GPM causan una sobreinundación en tubos y un desperdicio de agua.
3. Media logarítmica de la diferencia de temperaturas

$$MLDT = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \frac{(T_1 - t_2)}{(T_2 - t_1)}} \quad (4.3)$$

Considerando lo expuesto en los puntos 2.3.1 y 2.3.2 será necesario en la mayoría de los casos introducir el factor de corrección de temperatura F_T , por lo cual la verdadera diferencia de temperatura se obtiene por medio de la ecuación N° 2.37.

4. Se supone el coeficiente de transferencia de calor, se recomienda considerar los valores de la Tabla 4.1 para la primera iteración.

TABLA 4.1

COEFICIENTES TÍPICOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR*

Servicio de enfriamiento con agua	U(Btu/h pie ² °F)
Craqueadora catalítica - corriente de lodos	30
- Residuos	15
Destilación al vacío - fondos	15
Destilación atmosférica fondos	20
Hidrocarburos ($\mu < 1$ centipoise)	90
Hidrocarburos (1 - 5 centipoises)	70
Hidrocarburos (6 - 10 centipoises)	40
Diesel	55
Gasoleo pesado	45
Kerosina	60
Nafta pesada	65

cont.

* Recopilados de información de la literatura abierta.

continuación Tabla 4.1

Servicio de enfriamiento con agua	U (Btu/h pie ² °F)
Aceite (35°API)	60
Aceite de calentamiento (Therminol 66 20°API)	50 - 70
Sustancias orgánicas pesadas ($\mu > 1$ centipoise): Gasoil frío, aceites lubricantes, petróleo combustible	
Petróleo crudo reducido, breas y asfaltos	5 - 75

5. Cálculo del área con la ecuación de Fourier (primera iteración).

$$Q = UA \Delta t \quad (4.4)$$

6. Suponer una unidad para el servicio o suponer un diámetro de tubería y su longitud para encontrar las dimensiones del equipo.

7. Calcular la longitud de tubería requerida:

$$L = \frac{A}{A_0} \quad (4.5)$$

Donde:

L = longitud de tubería requerida en pies²

A = Área requerida total en pies²

A₀ = Superficie por pie lineal en pies²/pie

8. Estimación del número de codos requeridos

$$\text{NO. Codos} = L/L_{\text{tubo}} - 1 \quad (4.6)$$

Debido a que el área de transferencia de calor de los codos es extremadamente pequeña se puede no tomar en cuenta.

9. Determinar la longitud equivalente de los codos de la Tabla 4.2.

TABLA 4.2

CODOS DE RETORNO RADIO CORTO (180°) (ref. 12)

Tamaño nominal del tubo IPS (plg)	Area superficial (pies ²)	Longitud equivalente (pies)
1 ^{1/2}	0.195	2.4
2	0.326	3.0
2 ^{1/2}	0.494	3.6
3	0.719	4.4
3 ^{1/2}	0.961	5.2
4	1.240	5.9
6		
8		
10		
12		

10. Cálculo de la masa velocidad en los tubos

$$G_t = \frac{W}{a_f} \text{ en lb/h - pie}^2 \quad (4.7)$$

11. Cálculo del número de Reynolds (μ a temperatura promedio del fluido de proceso)

$$Re = DG_t / \mu \quad (4.8)$$

12. Cálculo de la caída de presión en los tubos

$$\Delta P_f = \frac{4f \rho v^2 L}{2gD} \quad (\text{ecuación 2.23})$$

$$\Delta P_r = 1,75 \frac{\rho}{144} \frac{v^2}{2g} \quad (\text{ecuación 2.28})$$

$$\Delta P_T = \Delta P_f + \Delta P_r \quad (\text{ecuación 2.22})$$

El factor de fricción se obtiene con las siguientes correlaciones:

a) Cuando $Re < 2100$, $f = \frac{16}{Re}$ (ecuación 2.24)

b) Cuando $2100 < Re < 10000$, $f = 2,67 (10^{-6}) Re^{1,04}$ (ecuación 2.25)

c) Cuando $Re > 10000$

c.1) Para tubos lisos,

$$f = 0,0014 + \frac{0,125}{Re^{0,32}} \quad (\text{ecuación 2.26})$$

c.2) Para tubería comercial y tubería de acero

$$f = 0,0035 + \frac{0,264}{Re^{0,42}} \quad (\text{ecuación 2.27})$$

13. Comparar la ΔP calculada con la ΔP permitida:

Si ΔP calculada $>$ ΔP permitida, utilizar tubos en paralelo (flujo dividido) disminuyendo convenientemente el diámetro.

Si ΔP calculada $<$ ΔP permitida, considerar diámetros de tubos más pequeños.

14. Revisar la masa velocidad para el nuevo arreglo de corrientes y dividir el cálculo efectuado en el paso 7 entre el número de corrientes.
15. Determinar el número de zonas de transferencia de calor calculando el número de Reynolds para condiciones de entrada y salida.
 - a) Si el flujo está en una sola zona o región, calcular Re para ésta y seguirse con el paso N° 18.
 - b) Si el flujo está en más de una zona o región, determinar las temperaturas de la corriente en los puntos-cambio, calculando la viscosidad a partir de $\mu = \frac{DG_t}{Re}$ y trazando una gráfica de μ en función de (T) para obtener dichas temperaturas
16. Tratar cada zona como un problema diferente, calcular Q y Δt por zona.
17. Calcular el número de Reynolds por cada zona usando temperaturas promedio del seno del fluido para obtener las propiedades físicas en cada zona.
18. Determinar el coeficiente de transferencia de calor por cada zona y las propiedades promedio por cada zona. El cálculo del coeficiente interno es similar también a los cambiadores de tubo y coraza, debiendo emplear la ecuación conveniente de acuerdo a lo tratado en el punto 2.1 de este trabajo. Probablemente la ecuación de Sieder - Tate (ecuación 2.12) es la que reproduce mejor los valores de coeficientes internos para flujo turbulento (el más general), por lo que es la expresión que se usará cuando se presente este régimen.

19. Combinar el coeficiente obtenido en el punto anterior con el factor de ensuciamiento para obtener el coeficiente de servicio (sucio)

$$h'_{io} = \frac{h_{io} \times R_d}{h_{io} + R_d} \quad (\text{ref. 12}) \quad (4.9)$$

20. Calcular el coeficiente del agua (convección natural por fuera de tubos),

Se deberá utilizar la ecuación conveniente de acuerdo a lo expuesto en el punto 2.2 de este trabajo. La ecuación 2.29 con $\alpha = 0.53$ es usada en varios métodos comerciales sin error notable, por lo que es la que se usará para este cálculo

21. Combinar el coeficiente limpio del agua con el factor de ensuciamiento y obtener el coeficiente de servicio.

$$h'_{o} = \frac{h_o \times R_d}{h_o + R_d} \quad (\text{ref. 12}) \quad (4.10)$$

22. Combinar los coeficientes del agua y de tubos y obtener el coeficiente total por cada zona o el coeficiente total si el flujo se encuentra en una zona.

$$U_c = \frac{h'_{io} \times h'_{o}}{h'_{io} + h'_{o}} \quad (\text{ref. 12}) \quad (4.11)$$

23. Determinar el área requerida por cada zona (si es que el flujo está en más de una zona) con el coeficiente total encontrado por zona y sumarlas
24. Comparar con el área disponible. En caso de no coincidir las

ANALISIS DE
INFORMACIONIDENTIFICACION
DEL PROBLEMASELECCION DE
ELEMENTOS DE
DISEÑOLOS ELEMENTOS DENTRO DE
ESTE CUADRO PUEDEN SER
REALIZADOS MANUALMENTE
O POR COMPUTADORAALGORITMO DE PROPOSICION DE
GEOMETRIASELECCION TENTATIVA
DE UN CONJUNTO DE
PARAMETROS DE DI-
SEÑORATING TERMICO
E HIDRAULICOMODIFICACION DE LOS
PARAMETROS DE DISEÑOIDENTIFICACION DE
CASOS LIMITANTESEVALUACION DEL
DISEÑO

NO ACEPTABLE

ACEPTABLE

ANALISIS DE RESULTA-
DOS Y APROBACIONANALISIS DE RESUL-
TADOS

DISEÑO MECANICO

FIG: 4.1 ALGORITMO DE DISEÑO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR

áreas habrá que modificar el coeficiente supuesto. Si las áreas coinciden habrá de hacerse el análisis del diseño final.

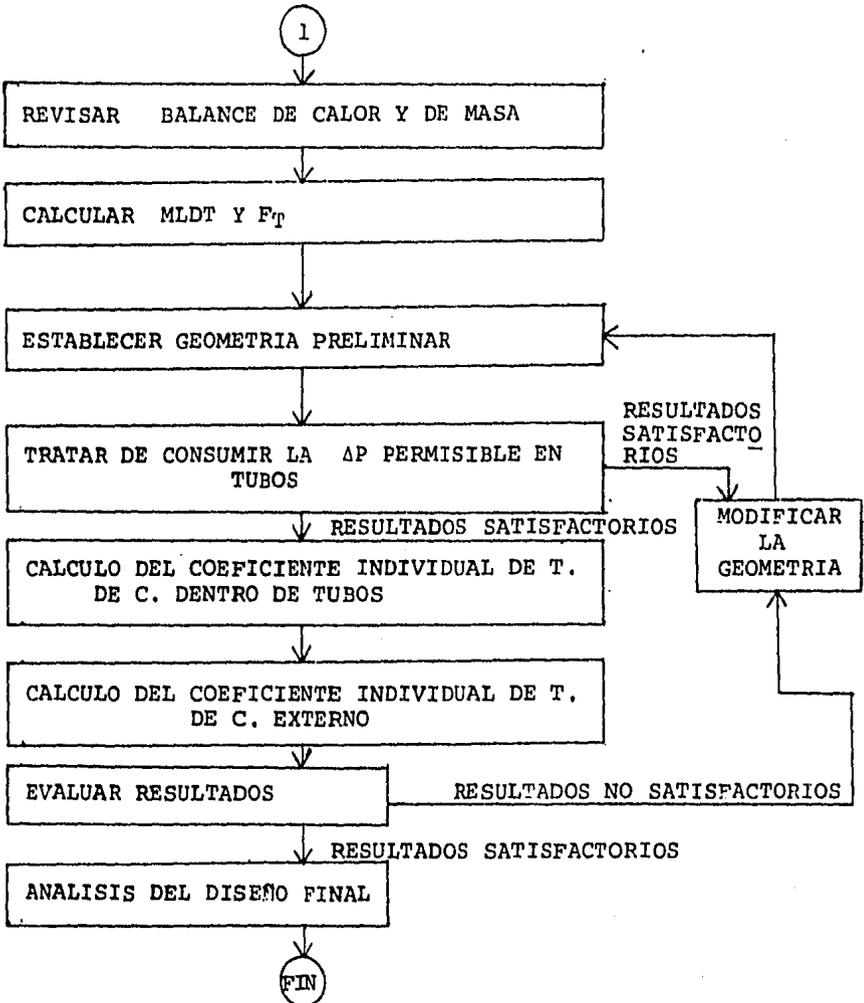
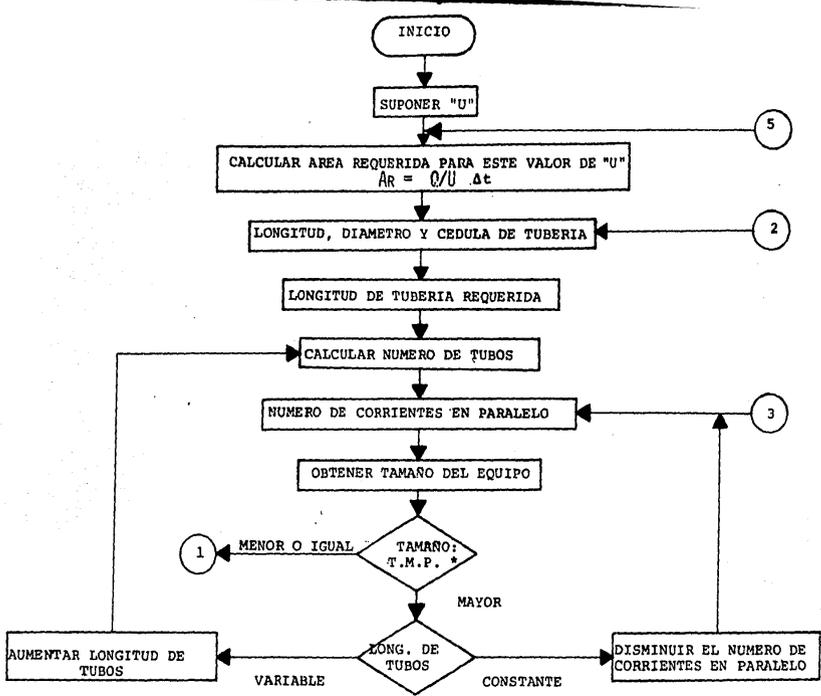
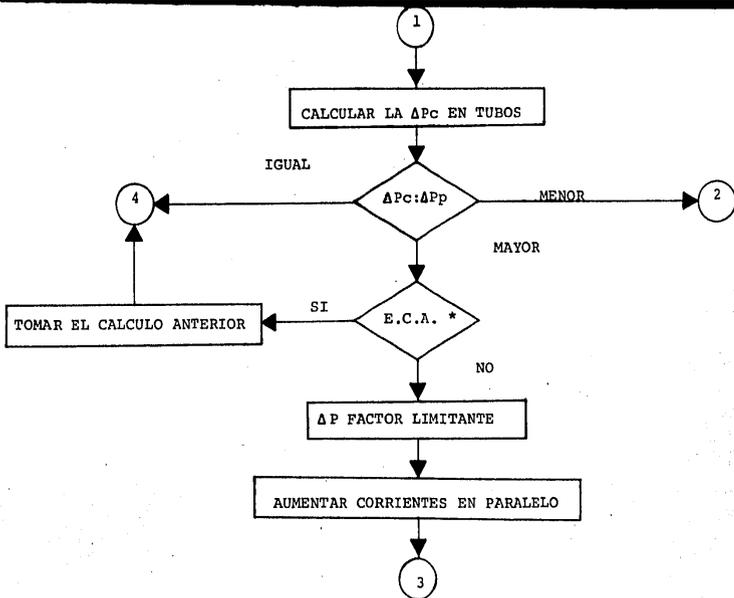


FIG. 4.2 DIAGRAMA DE BLOQUES CON LA SECUENCIA DE ACTIVIDADES PARA EL DISEÑO DE UN ENFRIADOR ATMOSFERICO.



NOTA: * TAMAÑO MAXIMO PERMISIBLE

FIG. 4.3 DIAGRAMA DE FLUJO PARA ESTABLECER LA GEOMETRIA PRELIMINAR



NOTA: * EXISTE UN CALCULO ANTERIOR

FIG. 4.4 DIAGRAMA DE FLUJO PARA TRATAR DE CONSUMIR LA ΔP PERMISIBLE EN TUBOS

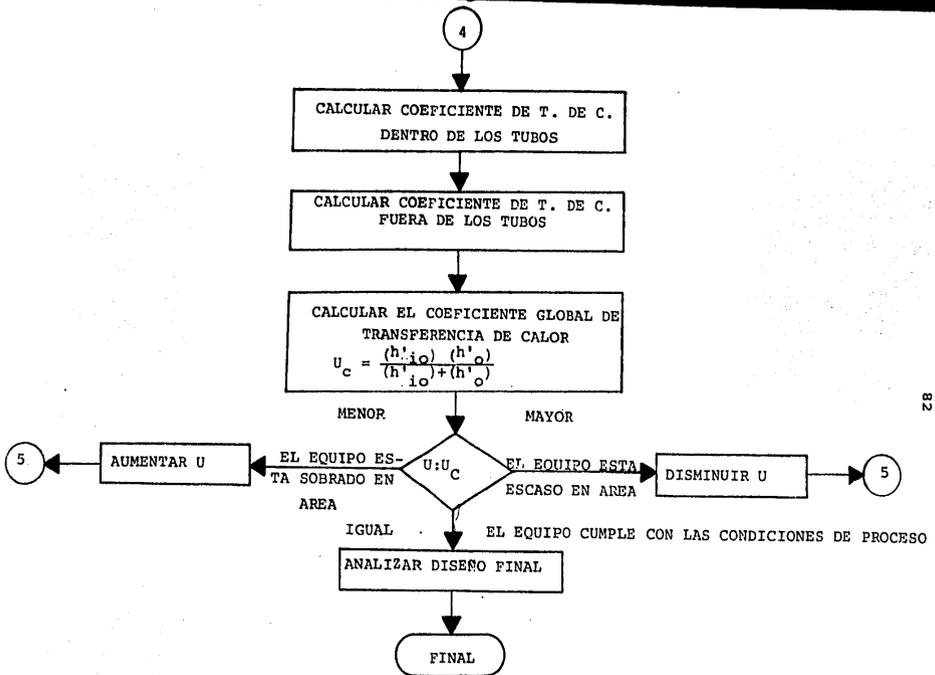


FIG. 4.5 DIAGRAMA DE FLUJO DE CALCULO DE COEFICIENTES Y EVALUACION DE RESULTADOS

N O M E N C L A T U R A

CAPITULO IV

A	Superficie de transferencia de calor, pies ² .
A _o	Superficie por pie lineal, pies ² /pie.
a _f	Area de flujo, pies ² .
Cp	Calor específico del fluido caliente, Btu/(lb) (°F).
cp	Calor específico del fluido frío, Btu/(lb) (°F).
D	Diámetro interior de los tubos, pies.
F _T	Factor de diferencia de temperatura, $\Delta t = F_T$ (MLDT), adimensional.
f	Factor de fricción, pies ² /plg ² .
G _t	Masa velocidad en los tubos, lb/(h) (pie ²).
g	Aceleración debida a la gravedad = 4.18 x 10 ⁸ pies/h ² .
h _{io} , h' _{io}	Coefficiente de transferencia de calor para el fluido interior referido al diámetro exterior del tubo, va- lor de h _{io} de servicio, Btu/(h) (pie ²) (°F).
h _o , h' _o	Coefficiente de transferencia de calor para el fluido exterior, valor de h _o de servicio, Btu/(h) (pie ²) (°F).
L	Longitud total de tubería requerida, pies.
L _{tubo}	Longitud de un tubo, pies.
MLDT	Media logarítmica de la diferencia de temperatura, °F
ΔP_c , ΔP_f	Cafda de presión calculada, por fricción, permisible
ΔP_p , ΔP_r	en los retornos y total, respectivamente, lb/plg ² .
ΔP_T	

Q	Flujo de calor, Btu/h.
R_d	Factor de ensuciamiento, (h) (pie ²) (°F)/Btu.
T, T_1, T_2	Temperatura del fluido caliente, de entrada y salida, respectivamente, °F.
t_1, t_2	Temperatura de entrada y salida del fluido frío, °F.
Δt	Diferencia verdadera de temperatura en $Q = UA\Delta t$, °F.
U, U_c	Coefficiente global de transferencia de calor supuesto y calculado, Btu/(h) (pie ²) (°F).
v	Velocidad del fluido, pies/s.
W	Flujo del fluido caliente, lb/h.
w	Flujo del fluido frío, lb/h.
ρ	Densidad, lb/pie ³
μ	Viscosidad, centipoises

C A P I T U L O V

EJEMPLO NUMERICO

CAPITULO V

EJEMPLO NUMERICO

Se desea diseñar un equipo para enfriar el aceite de calentamiento en paros de emergencia de la unidad desparafinadora-- del tren de lubricantes antes de mandarlo a almacenamiento. El aceite de calentamiento se usa para la evaporación de una mezcla parafina-hidrocarburos y se considerará, para efectos del diseño, -- que se enfriará desde 600 °F hasta 500 °F. La presión de operación es de 40 psig. y se tiene una caída de presión permisible por el -- lado de los tubos de 30 psi. Se dispone de agua de enfriamiento a 90 °F, la cual tiene que retornar a la torre de enfriamiento a -- 113 °F. El flujo del aceite de calentamiento es de 168,540 lb/h.

Se decidió dar este servicio con un enfriador atmosférico debido a las siguientes razones:

- a) El uso de este tipo de equipos será esporádico puesto que se utilizará únicamente cuando salga de operación la planta. En base a lo anterior resulta más económico usar estos equipos en comparación con el de tubos y envolvente.
- b) En esta planta se prevee carbonización originada en el horno, -- lo cual traería problemas de taponamiento de tubos en un cambiador convencional de tubos y envolvente. Dichos problemas -- se pueden minimizar con el uso de enfriadores atmosféricos, -- debido a que estos equipos generalmente usan diámetros de tubos grandes (3 pulgadas o mayores).

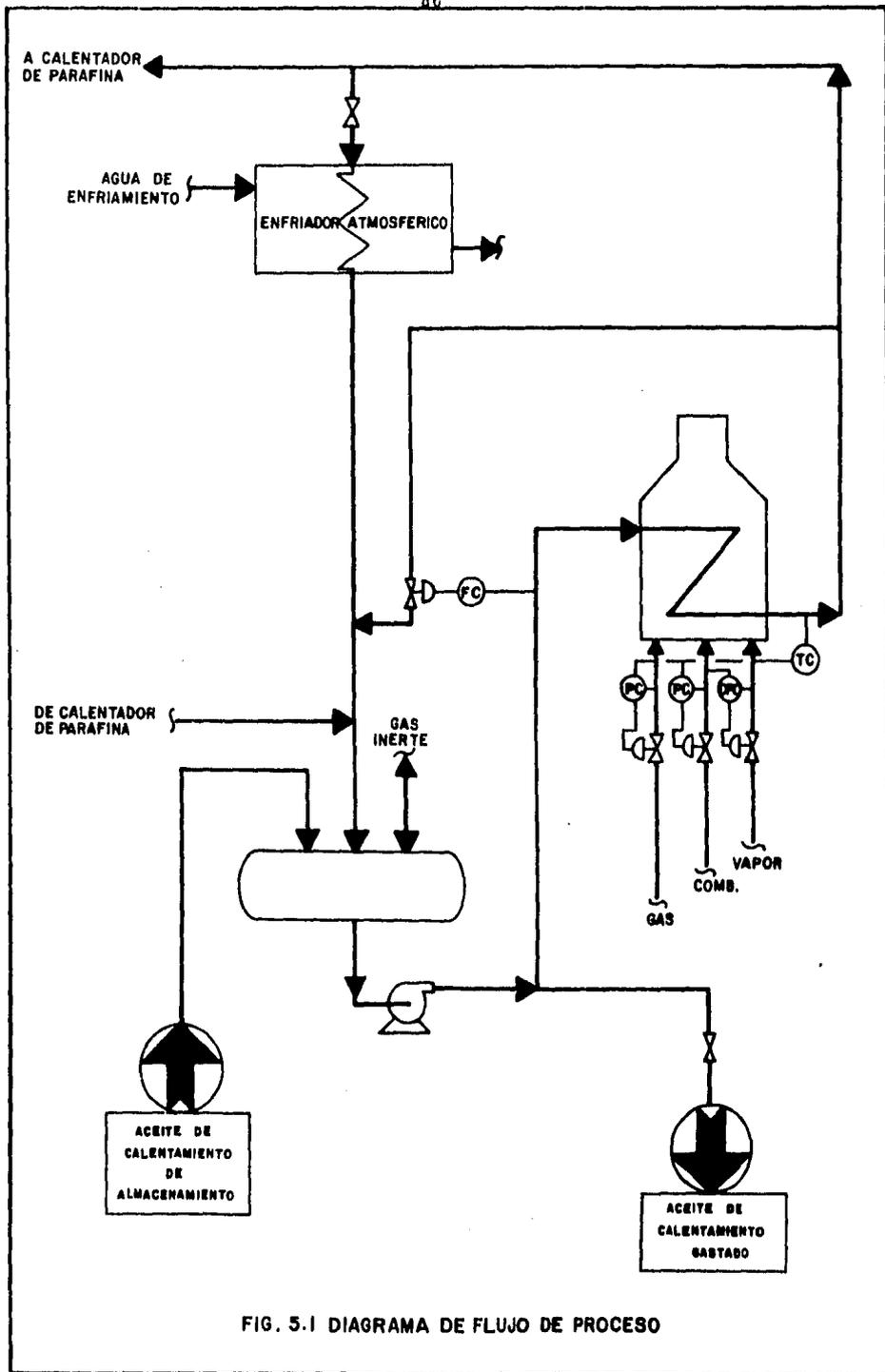


FIG. 5.1 DIAGRAMA DE FLUJO DE PROCESO

c) Debido a las grandes diferencias de temperatura que existen entre los dos fluidos (aceite de calentamiento y agua), en equipos convencionales de tubos y envolvente se produciría ruptura de tubos. Este problema se reduce al mínimo con el uso de enfriadores atmosféricos, ya que estos usan tubos más resistentes, además de que su reemplazo es muy sencillo.

A continuación se harán los cálculos necesarios para evaluar la alternativa más conveniente (caja o trombón).

5.1 Diseño de la Caja Enfriadora

5.1.1 Información requerida

5.1.1.1 Lado del agua:

$$t_1 = 90^\circ\text{F}$$

$$t_2 = 113^\circ\text{F}$$

$$R_d = 0.005 \text{ h pie}^2 \text{ }^\circ\text{F/Btu}$$

5.1.1.2 Lado del fluido de proceso:

Servicio requerido del equipo: Enfriamiento

Nombre y fase del fluido: Aceite de calentamiento líquido (therminol 66 20°API)

$$T_1 = 600^\circ\text{F}$$

$$T_2 = 500^\circ\text{F}$$

$$W = 168,540 \text{ lb/h}$$

$$R_d = 0.002 \text{ h pie}^2 \text{ }^\circ\text{F/Btu}$$

ΔP permitida = 30 lb/plg²

5.1.1.3 Propiedades físicas:

a) Aceite de calentamiento:

Temperatura	(°F)	$T_1 = 600$	$T_2 = 500$
Densidad relativa		0.7619	0.7749
Conductividad térmica	(Btu/h pie °F)	0.0633	0.0644
Calor específico	(Btu/lb °F)	0.7065	0.6605
Viscosidad	(centipoises)	0.4767	0.6868
Peso molecular	(lb/lb mol)	340.4	340.4

b) Agua de enfriamiento:

Temperatura	(°F)	$t_1 = 90$	$t_2 = 113$
Densidad relativa		1.0216	1.0087
Conductividad térmica	(Btu/h pie °F)	0.3621	0.3723
Calor específico	(Btu/lb °F)	1.00	1.00
Viscosidad	(centipoises)	0.7781	0.5980
Peso molecular	(lb/lb mol)	18.02	18.02

El uso de propiedades físicas @ temperaturas promedio T_a y t_a serán satisfactorias debido a lo cercano de los rangos y las bajas viscosidades.

Las propiedades físicas @ temperatura promedio son:

	Aceite de calentamiento ($T_a=550^\circ\text{F}$)	Agua de enfriamiento ($t_a=101.5^\circ\text{F}$)
Densidad relativa	0.7749	1.015
Conductividad térmica (Btu/h pie °F)	0.0644	0.3672

		Aceite de calentamiento ($T_a=550^\circ\text{F}$)	Agua de enfriamiento ($t_a=101.5^\circ\text{F}$)
Calor específico	(Btu/lb °F)	0.6835	1.00
Viscosidad	(centipoises)	0.5818	0.6880
Peso molecular	(lb/lb mol)	340.4	340.4

5.1.2 Secuencia de cálculo

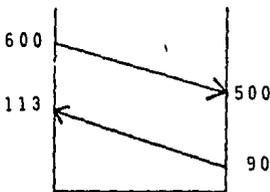
Determinación de la carga térmica transferida;

$$Q = 168,540 (0.6835) (600 - 500) = 11'519,709 \text{ Btu/h}$$

Cálculo del flujo de agua necesaria:

$$w = \frac{11'519,709}{(1.0) (113 - 90)} = 500,857 \text{ lb/h}$$

Méda logarítmica de la diferencia de temperaturas:



$$T_1 - t_2 = 600 - 113 = 487 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$T_2 - t_1 = 500 - 90 = 410 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$\text{MLDT} = \frac{(487 - 410)}{\ln \frac{487}{410}} = 447.4 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$R = \frac{600 - 500}{113 - 90} = 4.35$$

$$S = \frac{113 - 90}{600 - 90} = 0.05$$

$$F_T = 0.99 \text{ (fig. 2.9b)}$$

$$\Delta t = (447.4)(0.99) = 442.93 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Suposición de un coeficiente global de transferencia de calor:

$$U_s = 55 \text{ Btu/h } ^\circ\text{F pie}^2 \text{ (tabla 4.1)}$$

Cálculo del área requerida

$$A_R = \frac{11'519,709}{(55)(442.93)} = 472,87 \text{ pies}^2$$

Suposiciones de longitud diámetro y cédula de tubería:

- a) $L_{\text{tubo}} = 20$ pies, debido a que es el tubo de menor costo tal como lo demuestra la fig. 3.2
- b) $D_n = 4$ pulgadas, debido a que se previenen problemas de carbonización originada en el horno, lo cual pudiera traer problemas de taponamiento si se usan diámetros más pequeños.
- c) Cédula 40 (IPS), debido a que estos tubos son resistentes a un posible choque térmico por las grandes diferencias de temperaturas que existen entre los dos fluidos, y a que la presión de diseño es muy baja.

Cálculo de la longitud de tubería requerida:

El diámetro externo de un tubo de acero (IPS) de 4 pulgadas de diámetro nominal es 4.5 pulgadas (tabla 3.1)

$$L = \frac{472,87}{\pi(4.5/12)} = 401.4 \text{ pies lineales}$$

aproximaremos a 400 pies para utilizar 20 tubos, acoplados en un -

banco de tubos con 10 horquillas o sea un arreglo 1 serie - 1 paralelo (1 S - 1 P).

La superficie suministrada será en realidad:

$$A_s = 400 (4.5/12) (\pi) = 471.24 \text{ pies}^2$$

El coeficiente supuesto efectivo será:

$$U_{s.ef.} = 11'519,709/471,24 (442.93) = 55.19 \text{ Btu/(h) (pie}^2\text{) (}^\circ\text{F)}$$

Estimación del número de codos requeridos:

$$\text{No. codos} = \frac{400}{20} - 1 = 19$$

Determinación de la longitud equivalente de los codos:

Como se mencionó anteriormente (4.2,1 paso 8) el área de transferencia de calor de los codos es extremadamente pequeña, por lo que se puede no tomar en cuenta.

Cálculo de la masa velocidad en los tubos:

El diámetro interno de un tubo de acero (IPS) de 4 pulgadas de diámetro nominal, cédula 40 es de 4.026 pulgadas (tabla 3.1)

$$a_f = \pi (4.026/12)^2/4 = 0.0884 \text{ pies}^2$$

$$G_t = 168,540/0.0884 = 1'906,561 \text{ lb/h - pie}^2$$

Cálculo del número de Reynolds (μ @ temperatura promedio del fluido de proceso):

$$D = 4.026/12 = 0.3355 \text{ pies}$$

$$Re = 0.3355 (1'906,561)/0,5818 (2.42) = 454,312 \text{ (flujo turbulento)}$$

Cálculo de la caída de presión en los tubos:

$$f = 0.0035 + \frac{0.264}{(454,312)^{0.42}} = 0.00461$$

$$v = \frac{G_t}{3600 \rho} = \frac{1'906,561}{3600 (48.35)} = 10.95 \text{ pies/s} = 39,430.4 \text{ pies/h}$$

$$\begin{aligned} \Delta P_f &= \frac{4(0.00461)(48.35)(39,430.4)^2(400)}{2(4.18 \times 10^8)(0.3355)} = 1976.88 \text{ lb/pie}^2 = \\ &= 13.73 \text{ lb/plg}^2 \end{aligned}$$

$$\Delta P_r = 1.75 \frac{48.35}{144} \frac{(39,430.4)^2}{2(4.18 \times 10^8)} (10) = 10.93 \text{ lb/plg}^2$$

$$\Delta P_T = 13.73 + 10.93 = 24,6 \text{ lb/plg}^2$$

ΔP calculada \ll ΔP permitida

A pesar de que la caída de presión calculada es menor que la permitida, observamos que la velocidad es muy alta para el manejo de este tipo de aceite, ya que contiene algunos sólidos, los cuales podrían ocasionar una rápida erosión de los tubos o problemas de vibración de los mismos, así como un golpe fuerte en los retornos, por lo que propondremos 2 "Bancos" o "Secciones" de tubos - con 10 tubos cada una, esto es, un arreglo 1 serie - 2 paralelo - (1 S - 2 P) con 5 horquillas cada sección.

Cálculo de la masa - velocidad en los tubos para el nuevo arreglo de corrientes:

$$G_t = \frac{1.906,561}{2} = 953,280 \text{ lb/h} = \text{pie}^2$$

Cálculo del número de Reynolds:

$$Re = 454,312/2 = 227,156 \text{ (flujo turbulento)}$$

Cálculo de la caída de presión en los tubos:

$$f = 0.0035 + \frac{0.264}{(227,156)^{0.42}} = 0.00499$$

$$v = 39,430.4/2 = 19,715.2 \text{ pies/h} = 5.47 \text{ pies/s}$$

$$\Delta P_f = \frac{4(0.00499)(48.35)(19,715)^2(200)}{2(4.18 \times 10^8)(0.3355)} = 267.5 \text{ lb/pie}^2 = 1.86 \text{ lb/plg}^2$$

$$\Delta P_r = 1.75 (48.35/144) \frac{(19,715)^2}{(2)(4.18 \times 10^8)} (5) = 1.37 \text{ lb/plg}^2$$

$$\Delta P_T = 1.86 + 1.37 = 3.23 \text{ lb/plg}^2$$

ΔP calculada < ΔP permitida

Cálculo de Re para condiciones de entrada y salida para la determinación del número de zonas de transferencia de calor:

$$Re_1 = 953,280 (0.3355)/0.4767 (2.42) = 277,238$$

$$Re_2 = 953,280 (0.3355)/0.6868 (2.42) = 192,428$$

Se observa que:

- a) El flujo se encuentra en una sola zona, turbulenta.
- b) El arreglo de corrientes es correcto.

Cálculo del coeficiente de transferencia de calor interno con la - correlación de Sieder - Tate:

$$Nu = 0.027 Re^{0.8} Pr^{1/3} \phi$$

Para el cálculo de ϕ será necesario determinar la temperatura de la pared del tubo. Esto requiere de un proceso iterativo suponiendo h_{i0} y h_c .

$$T_w = T_c - \frac{h_c}{h_{i0} + h_c} (T_c - t_c) \quad (\text{ref. 19})$$

Cálculo de temperaturas calóricas:

$$T_c = T_2 + F_c (T_1 - T_2), \quad t_c = t_1 + F_c (t_2 - t_1) \quad (\text{ref. 19})$$

Aceite de calentamiento (20°API): $T_1 - T_2 = 600 - 500 = 100^\circ\text{F}$,

$K_c = 0.68$ (Fig. 5.2).

$$\frac{\Delta t_c}{\Delta t_h} = \frac{500 - 90}{600 - 113} = \frac{410}{487} = 0.8419$$

$$F_c = 0.44 \quad (\text{Fig. 5.2})$$

$$T_c = 500 + 0.44 (600 - 500) = 544 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$t_c = 90 + 0.44 (113 - 90) = 100 \text{ }^\circ\text{F}$$

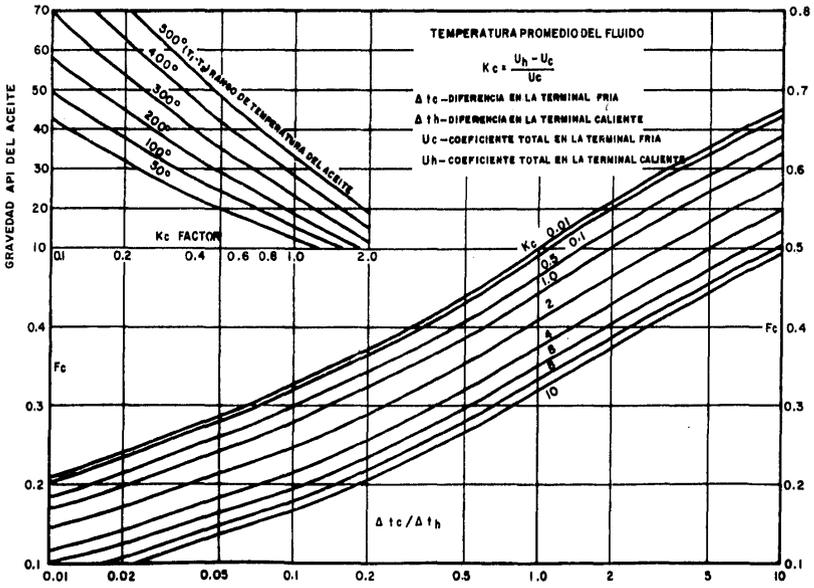


FIG. 5.2 FACTOR F DE TEMPERATURA CALORICA (ref. 34)

Primera Suposición:

$$h_{i0} = 220 \text{ Btu/(h) (pie}^2\text{) (}^\circ\text{F)}$$

$$h_c = 107.4 \text{ Btu/(h) (pie}^2\text{) (}^\circ\text{F)}$$

$$T_w = 544 - \frac{107.4}{220 + 107.4} (544 - 100) = 398 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$\mu_w = 1.35 \text{ centistokes @ } T_w = 398 \text{ }^\circ\text{F (fig. 5.3)}$$

Densidad relativa del aceite de calentamiento @ 398 °F = 0.8142
(por interpolación)

$$\mu_w = 1.35 (0.8142) = 1.10 \text{ centipoises}$$

$$\phi = \left(\frac{0.5818}{1.10} \right)^{0.14} = 0.92$$

$$h_i = 0.027 \left[\left(\frac{0.0644}{0.3355} \right) (227 \text{ 156})^{0.8} \left(\frac{0.6835 \times 0.5818 \times 2.42}{0.0644} \right)^{1/3} (0.92) \right]$$

$$h_i = 226.32 \text{ Btu/(h) (pie}^2\text{) (}^\circ\text{F)}$$

Corrigiendo h_i a la superficie para el h_{i0} :

$$h_{i0} = h_i \left(\frac{D}{D_0} \right) = 226.32 (0.3355/0.3750) = 202.5 \text{ Btu/(h) (pie}^2\text{) (}^\circ\text{F)}$$

h_{i0} supuesto \neq h_{i0} calculado

Segunda Suposición:

$$h_{i0} = 200 \text{ Btu/(h) (pie}^2\text{) (}^\circ\text{F)}$$

$$h_c = 107.4 \text{ Btu/(h) (pie}^2\text{) (}^\circ\text{F)}$$

$$T_w = 544 - \frac{107.4}{200 + 107.4} (544 - 100) = 389 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$\mu_w = 1.425 \text{ centistokes @ } T = 389 \text{ } ^\circ\text{F (fig. 5.3)}$$

Densidad relativa del aceite de calentamiento @ 389 °F = 0.8165
(por interpolación)

$$\mu_w = 1.425 (0.8165) = 1.1635 \text{ centipoises}$$

$$\phi = \left(\frac{0.5818}{1.1635} \right)^{0.14} = 0.91$$

$$h_i = 0.027 (0.0644/0.355) (227 \text{ } 156)^{0.8} (0.6835 \times 0.5818 \times 2.42/0.0644)^{1/3} (0.91)$$

$$h_i = 223.86 \text{ Btu/(h) (pie)}^2 \text{ (} ^\circ\text{F)}$$

Corrigiendo h_i a la superficie para el h_{io} :

$$h_{io} = 223.86 (0.3355/0.3750) = 200.28 \text{ Btu/(h) (pie)}^2 \text{ (} ^\circ\text{F)}$$

$$h_{io} \text{ supuesto} = h_{io} \text{ calculado}$$

Cálculo del coeficiente de transferencia de calor de servicio (sú-
cio):.

El factor de ensuciamiento del aceite es 0.002 h - pie² - °F/Btu (IMP
manuales de trabajo División de Ingeniería de Cambiadores de Calor).

$$h'_{io} = \frac{(200) (500)}{(200) + (500)} = 142.86 \text{ Btu/(h) (pie)}^2 \text{ (} ^\circ\text{F)}$$

Cálculo del coeficiente de transferencia de calor del agua (convec

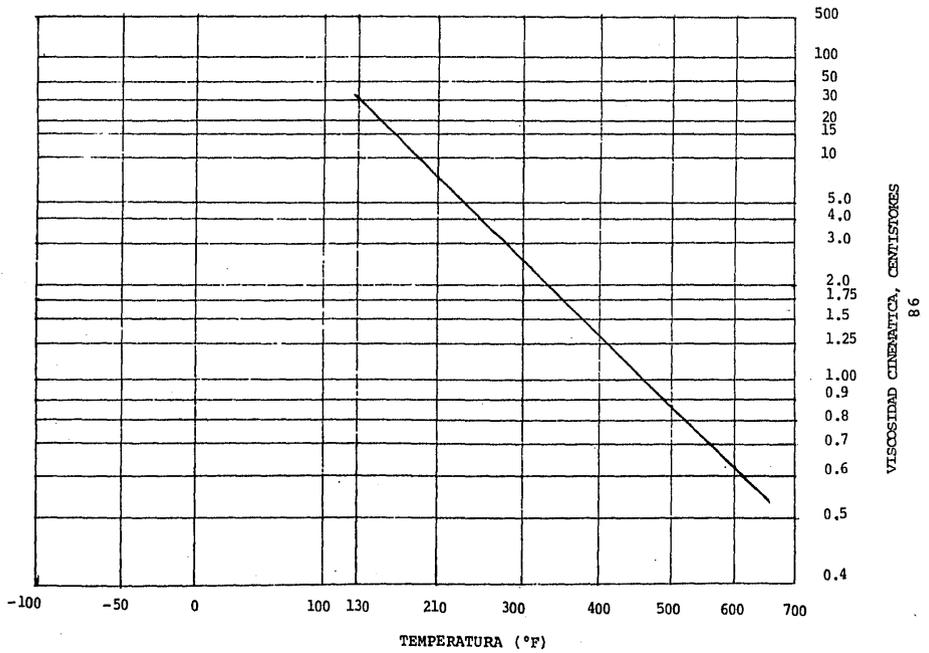


FIG. 5.3 VARIACION DE LA VISCOSIDAD CON LA TEMPERATURA PARA EL ACEITE DE CALENTAMIENTO (THERMINOL 66) (ASIM GRAFICAS VISCOSIDAD - TEMPERATURA)

ción natural fuera de tubos):

$$\frac{h_c D_o}{k_f} = 0.53 \left[\frac{D_o^3 \rho_f^2 g \beta_f \bar{\Delta t}}{\mu_f^2} (\text{cp}\mu/k)_f \right]^{0.25} \quad (\text{ref. 25})$$

donde:

h_c = Coeficiente de transferencia de calor superficial por convección natural en Btu/(h) (pie²) (°F)

D_o = Diámetro exterior de tubería en pies

k_f = Conductividad térmica a temperatura de película en Btu/(h) (pie) (°F)

ρ_f = Densidad del fluido en lb/pie³

g = Aceleración debida a la gravedad = 4.17×10^8 pies/h²

β_f = Coeficiente de expansión volumétrica (°F)⁻¹

$\bar{\Delta t}$ = Incremento de temperatura en °F

μ_f = Viscosidad del fluido a temperatura "pelicular" en lb/h pie = 2.42 veces la viscosidad medida en centipoises

cp = Calor específico del fluido en Btu/lb °F

$$\beta_f = \frac{1}{^\circ\text{F}} = \frac{S_1^2 - S_2^2}{2(t_2 - t_1)S_1 S_2} \quad (\text{ref.19})$$

$$\beta_f = \frac{(1.02616)^2 - (1.0087)^2}{2(113 - 90)(1.0216)(1.0087)} = 0.00055252 \text{ (}^\circ\text{F)}^{-1}$$

$$\frac{h_c D_o}{k_f} = 0.53 \left[\frac{(0.375)^3 (63.34)^2 (4.17 \times 10^8) (0.00055252) (23) (1 \times 0.6880 \times 2.42)}{(0.6880 \times 2.42)^2 \quad 0.3672} \right]^{0.25}$$

$$\frac{h_c D_o}{k_f} = 109,68$$

$$h_c = \frac{(109,68) (0,3672)}{0,375} = 107,40 \text{ Btu/(h) (pie}^2 \text{) (}^\circ\text{F)}$$

Cálculo del coeficiente de transferencia de calor de servicio (sucio):

El factor de ensuciamiento del agua es de $0,005 \text{ h-pie}^2 \text{ }^\circ\text{F/Btu}$ (Fig.3.3)

$$h'_c = \frac{(107,40) (200)}{(107,40) + (200)} = 69,88 \text{ Btu/(h) (pie}^2 \text{) (}^\circ\text{F)}$$

Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor:

$$U_c = \frac{(142,86) (69,88)}{(142,86) + (69,88)} = 46,93 \text{ Btu/(h) (pie}^2 \text{) (}^\circ\text{F)}$$

Cálculo del área requerida:

$$A_R = \frac{11'519,709}{(46,93) (442,93)} = 554,19 \text{ pies}^2$$

$$A_S \neq A_R$$

$$\% \text{ sobrediseño} = \frac{U_c - U_{s,e f.}}{U_c} (100) = \frac{46,93 - 55,19}{46,93} (100) = -17,6$$

El valor anterior nos indica que nuestro equipo está "escaso" en área., por lo que tendremos que suponer un nuevo coeficiente global de transferencia de calor .

Para el siguiente cálculo consideraremos un coeficiente de 47 Btu/(h) (°F) (pie²), ya que como no se modificará el diámetro de la tubería (que es de lo que dependerían las variaciones en los valores de los coeficientes de transferencia de calor tanto interno como externo), el equipo podrá dar el servicio adecuadamente con el área requerida calculada en la forma siguiente:

$$A_R = \frac{11'519,709}{(47) (442.93)} = 553.36 \text{ pies}^2$$

$$L = \frac{553.36}{\pi(4.5/12)} = 469.7 \text{ pies lineales}$$

Aproximaremos a 480 pies para utilizar 24 tubos. Propondremos 2 bancos de tubos con 12 tubos cada uno. El arreglo será 1 serie - 2 paralelo (1 S - 2 P).

La superficie nueva suministrada será en realidad:

$$A_S = (480) (4.5/12) (\pi) = 565.49 \text{ pies}^2$$

El coeficiente de transferencia de calor supuesto efectivo nuevo es:

$$U_{s:ef.} = \frac{11'519,709}{(565.49) (442.93)} = 45.99 \text{ Btu/(h) (°F) (pie}^2\text{)}$$

$$\text{NO. codos} = \frac{480}{20} - 1 = 23$$

$$\Delta P_F = \frac{4(0.00499)(48.35)(19715)^2(240)}{2(4.18 \times 10^8)(0.3355)} = 320,21 \text{ lb/pie}^2 = 2,21 \text{ lb/plg}^2$$

$$\Delta P_R = 1.75 \frac{48.35 (19692)^2}{144 \cdot 2(4.18 \times 10^8)} (6.0) = 1,64 \text{ lb/plg}^2$$

$$\Delta P_T = 2,21 + 1,64 = 3,85 \text{ lb/plg}^2$$

ΔP calculada \ll ΔP permitida

$$h_{i0} = 200,28 \text{ Btu/(h) (pie}^2) (\text{°F})$$

$$h'_{i0} = 142,86 \text{ Btu/(h) (pie}^2) (\text{°F})$$

$$h_c = 107,4 \text{ Btu/(h) (pie}^2) (\text{°F})$$

$$h'_c = 69,88 \text{ Btu/(h) (pie}^2) (\text{°F})$$

$$U_c = \frac{(142,86)(69,88)}{(142,86) + (69,88)} = 46,93 \text{ Btu/(h) (pie}^2) (\text{°F})$$

$$A_R = \frac{11'519,709}{(46,93)(442,93)} = 554,19 \text{ pies}^2$$

$$A_S = 565,49 \text{ pies}^2$$

$$U_{s.ef.} = 45,99 \text{ Btu/(h) (pie}^2) (\text{°F})$$

$$A_S \approx A_R$$

$$\% \text{ sobrediseño} = \frac{46.93 - 45.99}{46.93} \times 100 = 2.00$$

Lo que indica que la unidad estará constituida por 2 secciones o bancos de tubos conectados en paralelo con 12 tubos cada una.

En la tabla N° 5.1 se muestran las especificaciones correspondientes del equipo diseñado.

5.2 Diseño del Enfriador de Trombón

5.2.1 Información requerida

5.2.1.1 Lado del agua;

$$t_1 = 90 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$t_2 = 113 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$R_d = 0.003 \text{ h pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F/Btu}$$

5.2.1.2 Lado del fluido de proceso:

La misma que para la caja enfriadora

5.2.1.3 Propiedades físicas:

Las mismas que para la caja enfriadora

5.2.2 Secuencia de cálculo

Determinación de la carga térmica transferida:

$$\% \text{ sobrediseño} = \frac{46.93 - 45.99}{46.93} \times 100 = 2.00$$

Lo que indica que la unidad estará constituida por 2 secciones o bancos de tubos conectados en paralelo con 12 tubos cada una.

En la tabla N° 5.1 se muestran las especificaciones correspondientes del equipo diseñado,

5.2 Diseño del Enfriador de Trombón

5.2.1 Información requerida

5.2.1.1 Lado del agua;

$$t_1 = 90 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$t_2 = 113 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$R_d = 0.003 \text{ h pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F/Btu}$$

5.2.1.2 Lado del fluido de proceso;

La misma que para la caja enfriadora

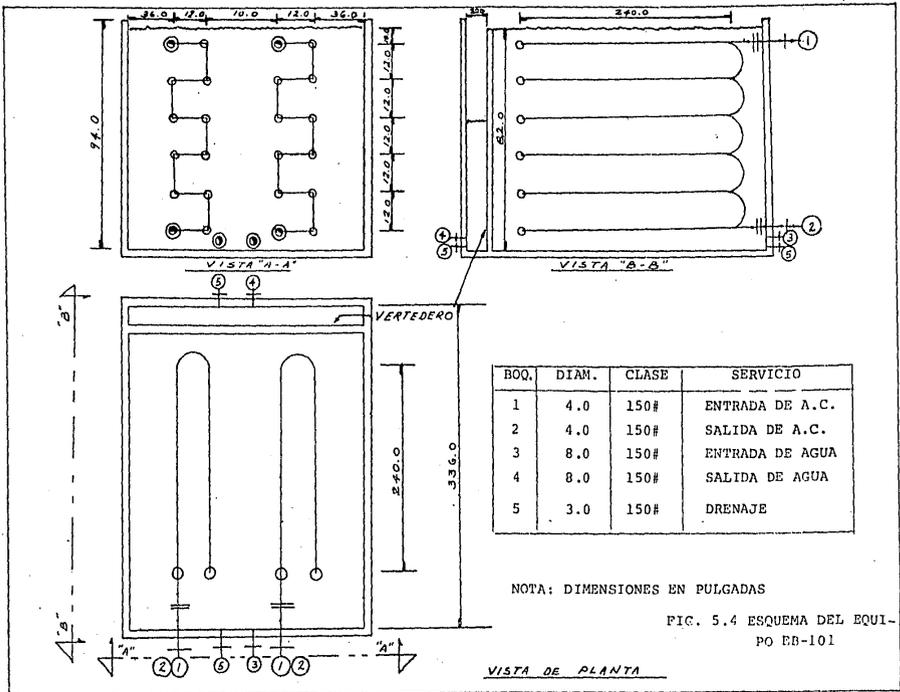
5.2.1.3 Propiedades físicas;

Las mismas que para la caja enfriadora

5.2.2 Secuencia de cálculo

Determinación de la carga térmica transferida:

TABLA 5.1		U.N.A.M.		HOJA DE DATOS	
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES				PARA ENFRIADORES	
"CUAUTITLAN"				ATMOSFERICOS	
PLANTA DESPARAFINADORA			PROYECTO No. TABLA 5.1		
LOCALIZACION MEXICO, D.F.			HOJA DE		
CLAVE DE LA UNIDAD EB-101			No. DE UNIDADES UNA		
SERVICIO DE LA UNIDAD ENFRIADOR DEL ACEITE DE CALENTAMIENTO					
TAMAÑO 106.0 x 94.0 x 240.0 (pulg) TIPO CAJA					
SUPERFICIE POR UNIDAD 565.0 (pie ²)			BANCOS POR UNIDAD Dos		
SUPERFICIE POR BANCO 282.7 (pie ²)			ARREGLO DE BANCOS 15-2P		
CONDICIONES DE OPERACION PARA UNA UNIDAD					
		LADO EXTERNO		LADO DE LOS TUBOS	
FLUIDO CIRCULADO		AGUA DE ENFRIAMIENTO		ACEITE DE CALENTAMIENTO	
FLUJO TOTAL		500857.0		168340.0	
		ENTRADA		ENTRADA	
LIQUIDO		500857.0		168340.0	
DENSIDAD RELATIVA		1.0216		1.0087	
CONDUCTIVIDAD TERMICA		0.3621		0.3723	
CALOR ESPECIFICO		1.00		0.7063	
VISCOSIDAD		0.7781		0.4767	
PESO MOLECULAR		18.02		18.02	
VAPOR				340.40	
CALOR LATENTE				340.40	
DENSIDAD					
CONDUCTIVIDAD TERMICA					
CALOR ESPECIFICO					
VISCOSIDAD					
PESO MOLECULAR					
TEMPERATURA		90.0		113.0	
PRESION (atm 11.8 abs)		lb/pulg ² man		ATM.	
VELOCIDAD		pie/s		10.0	
CAIDA DE PRESION		lb/pulg ² man		5.47	
RESISTENCIA DE ENSUCIAMIENTO		hpie ² /FTU		3.85	
CALOR TRANSFERIDO (BTU/h)		11519209.0		442.93 DMLT CORREGIDA (°F)	
COEF. TOTAL DE TRANSF. DE CALOR (BTU/h pie ² °F)		LIMPIO 92.17		SERVICIO 76.73	
CONSTRUCCION POR BANCO					
PRESION DE DISEÑO		lb/pulg ² man		ATM.	
PRESION DE PRUEBA		lb/pulg ² man		75.0	
TEMPERATURA DE DISEÑO		°F		112.5	
TUBOS SA-106-B No 12		D.N. 4.0		CEDULA 40	
CODOS SA-234-WPB No. 11		RADIO 4.0		CEDULA 40	
ARREGLO DE TUBOS (1) 12		SERIE 1		PARALELO PASO NORMAL 12.0 (pulg)	
ACOPLADOS EN 2		COLUMNAS DE 6		HILERAS PASO PARALELO 12.0 (pulg)	
DIMENSIONES: ALTO 94.0		ANCHO 53.0		LARGO 240.0 (pulg)	
ROQUILLAS: TUBOS ENTRADA 4.0		SALIDA 4.0 (pulg)		CLASE 130 # C.P.	
AGUA ENTRADA 8.0		SALIDA 8.0 (pulg)		CLASE 130 # C.P.	
PESO: VACIO		CON AGUA		EN OPERACION	
AREA OCUPADA POR LA UNIDAD		176.7		(lb)	
NOTAS:				(pie ²)	
(1) VEA FIG. 5.4					



$$Q = 168,540 (0,6835) (600 - 500) = 11'519,709 \text{ Btu/h}$$

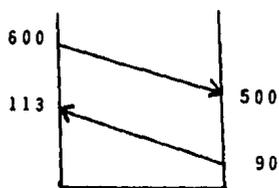
Cálculo del flujo de agua necesario:

$$w = \frac{11'519,709}{(1.0) (113 - 90)} = 500,857 \text{ lb/h}$$

Como se mencionó anteriormente (Punto 4.2.1 de este trabajo) se deben procurar flujos de agua entre 2 y 10 GPM por pie lineal de serpentín plano, por lo que se hará esta conversión para posteriormente, cuando se tenga la longitud total requerida, verificar si estamos dentro de lo permitido.

$$\text{GPM} = (500,857 \text{ lb/h}) \left[\left(\frac{\text{pie}^3}{63.33 \text{ lb}} \right) \left(\frac{7.48 \text{ gal}}{\text{pie}^3} \right) \left(\frac{\text{h}}{60 \text{ min.}} \right) \right] = 985.95$$

Cálculo de la media logarítmica de la diferencia de temperaturas:



$$T_1 - t_2 = 600 - 113 = 487 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$T_2 - t_1 = 500 - 90 = 410 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$\text{MLDT} = 447,4 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$R = 4,35$$

$$S = 0,05$$

$$F_T = 0,99 \text{ (Fig. 2.10a)}$$

$$\Delta t = (447,4) (0,99) = 442,93 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Suposición de un coeficiente global de transferencia de calor:

Para este tipo de equipo se recomiendan (ref. 21) valores de h_o entre 500 y 550 como conservadores. En base a ésto supondremos un coeficiente global de transferencia de calor mayor que para el enfriador tipo caja.

$$U_s = 100 \text{ Btu/h } ^\circ\text{F pie}^2$$

Cálculo del área requerida:

$$A_R = \frac{11,519,709}{(100)(442.93)} = 260 \text{ pies}^2$$

Suposiciones de longitud, diámetro y cédula de tubería:

- a) Supondremos una longitud de 16 pies, por ser la longitud más utilizada en estos equipos. Además como se planteó anteriormente (punto 3.7) cuando se tienen fluidos con elevadas diferencias de temperatura (como es el caso) se prefieren tubos cortos, ya que estos están menos sujetos a la distorsión.
- b) Diámetro de 4 pulgadas tubería de acero (IPS)
- c) Cédula 40

$$L = \frac{260}{\pi(4.5/12)} = 220.7 \text{ pies lineales}$$

Aproximaremos a 224 pies para utilizar 14 tubos, acoplados en un banco de tubos con 7 horquillas o sea un arreglo 1 serie - 1 paralelo (1 S - 1 P)

$$\frac{985.95 \text{ GPM}}{224 \text{ pies}} = 4.4 \text{ GPM/pie lineal de serpentín plano}$$

El valor anterior nos indica que estamos dentro de lo recomendado (ref. 21) de procurar flujos entre 2 y 10 GPM por pie lineal de serpentín plano.

La superficie suministrada será en realidad:

$$A_g = 224 (4.5/12) (\pi) = 263.9 \text{ pies}^2$$

El coeficiente supuesto efectivo será:

$$U_{s.\text{ef.}} = 11'519,709/263.9 (442.93) = 98.55 \text{ Btu/(h) (pie}^2\text{) (}^\circ\text{F)}$$

Estimación del número de codos requeridos:

$$\text{No. Codos} = \frac{224}{16} - 1 = 13$$

Cálculo de la masa velocidad en los tubos:

$$a_f = \pi(4.026/12)^2/4 = 0.0884 \text{ Pies}^2$$

$$G_t = 168,540/0.0884 = 1'906,561 \text{ lb/h-pie}^2$$

Cálculo del número de Reynolds (μ @ temperatura promedio del fluido de proceso)

$$D = 4,026/12 = 0.3355 \text{ pies}$$

$$Re = 0.3355 (1'906,561)/0.5818 (2.42) = 454,312 (\text{Flujo turbulento})$$

Cálculo de la caída de presión en los tubos:

$$f = 0.0035 + \frac{0.264}{(454,312)^{0.42}} = 0.00461$$

$$v = \frac{1'906,561}{3600 (48.35)} = 10.95 \text{ pies/s} = 39,430.4 \text{ pies/h}$$

$$\Delta P_f = \frac{4(0.00461)(48.35)(39,430.4)^2(224)}{2(4.18 \times 10^8)(0.3355)} = 1107 \text{ lb/pie}^2 = 7.68 \text{ lb/plg}^2$$

$$\Delta P_r = 1.75 \frac{48.35}{144} \frac{(39,430.4)^2}{2(4.18 \times 10^8)} (7) = 7.65 \text{ lb/plg}^2$$

$$\Delta P_T = 7.68 + 7.65 = 15.33 \text{ lb/plg}^2$$

ΔP calculada < ΔP permitida

También en el enfriador de trombón a pesar de que la caída de presión calculada es menor que la permitida, la velocidad es muy alta para el manejo de este aceite.

Para solucionar el problema anterior propondremos 2 "Bancos" o "Secciones" de tubos con 7 tubos cada una, esto es, un arreglo 1 serie - 2 paralelo (1 S - 2 P).

Cálculos para el nuevo arreglo de corrientes:

$$G_t = \frac{1'906,561}{2} = 953,280 \text{ lb/h} \cdot \text{pie}^2$$

$$Re = 454,312/2 = 227,156 \text{ (flujo turbulento)}$$

$$f = 0.0035 + \frac{0.264}{(227,157)^{0.42}} = 0.00499$$

$$v = 39,430.4/2 = 19,715.2 \text{ pies/h} = 5.47 \text{ pies/s}$$

$$\Delta P_f = \frac{4(0.00499)(48.35)(19,715)^2(112)}{2(4.18 \times 10^8)(0.3355)} = 149.77 \text{ lb/pie}^2 = 1.04 \text{ lb/plg}^2$$

$$\Delta P_r = 1.75 \frac{48.35}{144} \frac{(19,715)^2}{2(4.18 \times 10^8)} = (3.5) = 0.96 \text{ lb/plg}^2$$

$$\Delta P_T = 1.04 + 0.95 = 1.99 \text{ lb/plg}^2$$

ΔP calculada < ΔP permitida

Cálculo del coeficiente de transferencia de calor interno con la correlación de Sieder - Tate:

$$Nu = 0.027 Re^{0.8} Pr^{1/3} \phi$$

Para el cálculo de ϕ será necesario determinar la temperatura de la pared del tubo.

$$T_w = T_c - \frac{h_w}{h_{io} + h_w} (T_c - t_c) \text{ (ref. 19)}$$

Cálculo de temperaturas calóricas:

$$T_c = T_2 + F_c (T_1 - T_2) , \quad t_c = t_1 + F_c (t_2 - t_1) \text{ (ref. 19)}$$

Aceite de calentamiento (20 °API); $T_1 - T_2 = 100$ °F, $K_C = 0.68$ - -

(Fig. 5.2)

$$\frac{\Delta t_c}{\Delta t_h} = \frac{500 - 90}{600 - 113} = 0.8419$$

$$F_C = 0.44 \text{ (Fig. 5.2)}$$

$$T_C = 500 + 0.44 (600 - 500) = 544 \text{ °F}$$

$$t_C = 90 + 0.44 (113 - 90) = 100 \text{ °F}$$

Primera Suposición:

$$h_{i0} = 200 \text{ Btu/(h) (pie}^2 \text{) (°F)}$$

$$h_w = 1,342 \text{ Btu/(h) (pie}^2 \text{) (°F)}$$

$$T_w = 544 - \frac{1,342}{200 + 1,342} (544 - 100) = 157.6 \text{ °F}$$

$$\mu_w = 17 \text{ centistokes @ } T = 157.6 \text{ °F (Fig. 5.3)}$$

Densidad relativa del aceite de calentamiento @ 157.6 °F = 0.8765
(por interpolación)

$$\mu_w = 17 (0.8765) = 14.9 \text{ centipoises}$$

$$\phi = \left(\frac{0.5818}{14.9} \right)^{0.14} = 0.6351$$

$$h_i = 0.027 (0.0644/0.3355) (227,156)^{0.8} (0.6835 \times 0.5818 \times 2.42/0.0644)^{1/3} (0.6351)$$

$$h_i = 156.29 \text{ Btu/(h) (pie}^2 \text{) (°F)}$$

Corrigiendo h_i a la superficie para el h_{i0} :

$$h_{i0} = 156.29 (0.3355/0.3750) = 139.83 \text{ Btu/(h) (pie}^2\text{) (}^\circ\text{F)}$$

h_{i0} supuesto \neq h_{i0} calculado

Segunda suposición:

$$h_{i0} = 132 \text{ Btu/(h) (pie}^2\text{) (}^\circ\text{F)}$$

$$h_w = 1,342 \text{ Btu/(h) (pie}^2\text{) (}^\circ\text{F)}$$

$$T_w = 544 - \frac{1,342}{132 + 1,342} (544 - 100) = 139.8 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$\mu_w = 26 \text{ centistokes @ } T = 139.8 \text{ }^\circ\text{F (Fig. 5.3)}$$

Densidad relativa del aceite de calentamiento @ 139.8 °F = 0.8811
(por interpolación)

$$\mu_w = 26 (0.8811) = 22.91 \text{ centipoises}$$

$$\phi = \left(\frac{0.5818}{22.91} \right)^{0.14} = 0.60$$

$$h_i = 0.027(0.0644/0.3355) (227,156)^{0.8} (0.6835 \times 0.5818 \times 2.42/0.0644)^{1/3} (0.60)$$

$$h_i = 147.60 \text{ Btu/(h) (pie}^2\text{) (}^\circ\text{F)}$$

Corrigiendo h_i a la superficie para el h_{i0} :

$$h_{i0} = 147.6(0.3355/0.3750) = 132.05 \text{ Btu/(h) (pie}^2\text{) (}^\circ\text{F)}$$

h_{i0} supuesto = h_{i0} calculado

Cálculo del coeficiente de transferencia de calor de servicio (sucio)

El factor de ensuciamiento del aceite es $0,002 \text{ h}\cdot\text{pie}^2\cdot\text{°F}/\text{Btu}$ (IMP manuales de trabajo División de Ingeniería de Cambiadores de Calor).

$$h'_{iO} = \frac{(132)(500)}{(132) + (500)} = 104.43 \text{ Btu}/(\text{h}) (\text{pie}^2) (\text{°F})$$

Cálculo del coeficiente de transferencia de calor del agua (flujo por gravedad):

$$h_w = 65 \tau_H / D_o \quad (\text{ecuación 2.35})$$

$$\tau_H = \frac{500,857/2}{2(16)} = 7825.9$$

$$h_w = 65(7825.9/0.375)^{1/3} = 1789.56 \text{ Btu}/(\text{h}) (\text{pie}^2) (\text{°F})$$

Se dice (ref. 25) que esta ecuación da valores en un rango de $\pm 25\%$, por lo tanto para estar del lado conservador multiplicaremos el valor anterior por 0,75.

$$h_w = 1789.56 (0.75) = 1342.17 \text{ Btu}/(\text{h}) (\text{pie}^2) (\text{°F})$$

Cálculo del coeficiente de transferencia de calor de servicio (sucio).

El factor de ensuciamiento del agua en este tipo de equipo será de $0.003 \text{ h}\cdot\text{pie}^2\cdot\text{°F}/\text{Btu}$. Este valor se eligió en base a la caja enfriadora, debido a que no existe información para esto en el enfriador de trombón y considerando que la velocidad superficial del agua es mayor, en el trombón que en la caja.

$$h'_w = \frac{(1342.17)(333.33)}{(1432.17)+(333.33)} = 267.02 \text{ Btu/(h) (pie}^2\text{) (}^\circ\text{F)}$$

Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor:

$$U_c = \frac{(104.43)(267.02)}{(104.43)+(267.02)} = 75.07 \text{ Btu/(h) (pie}^2\text{) (}^\circ\text{F)}$$

Cálculo del área requerida:

$$A_R = \frac{11'519,709}{(75.07)(442.93)} = 346.45 \text{ pies}^2$$

$$A_S \neq A_R$$

$$\% \text{ sobrediseño} = \frac{U_c - U_{s.ef.}}{U_c} (100) = \frac{75.07 - 98.55}{75.07} (100) = -31,28$$

El valor anterior nos indica que nuestro equipo está "escaso" en área por lo que tendremos que suponer un nuevo coeficiente global de transferencia de calor.

Para el siguiente cálculo consideraremos un coeficiente de 75 Btu/(h) (pie²) (°F), ya que como no se modificará el diámetro de la tubería (que es de lo que dependerían las variaciones en los valores de los coeficientes de transferencia de calor tanto interno como externo), el equipo podrá dar el servicio adecuadamente con el área requerida calculada en la forma siguiente:

$$A_R = \frac{11'519,709}{(75)(442.93)} = 346.77 \text{ pies}^2$$

$$L = \frac{346.77}{(4.5/12)} = 294.35 \text{ pies lineales}$$

Consideraremos 288 pies lineales para utilizar 18 tubos.

Propondremos 2 bancos de tubos con 9 tubos cada uno. El arreglo será 1 serie - 2 paralelo (1 S - 2 P).

La superficie nueva suministrada será en realidad:

$$A_S = (288) (4.5/12) (\pi) = 339.3 \text{ pies}^2$$

El coeficiente de transferencia de calor supuesto efectivo nuevo es;

$$U_{s:ef.} = \frac{11'519,709}{(339.3)(442.93)} = 76.65 \text{ Btu/(h) (}^\circ\text{F) (pie}^2\text{)}$$

$$\text{No. Codos} = \frac{288}{16} - 1 = 17$$

$$\Delta P_f = \frac{4(0.00499)(48.35)(19,715)^2(144)}{2(4.18 \times 10^8)(0.3355)} = 192.58 \text{ lb/pie}^2 = 1.34 \text{ lb/plg}^2$$

$$\Delta P_r = 1.75 \frac{48.35}{144} \frac{(19,715)^2}{2(4.18 \times 10^8)} (4.5) = 1.23 \text{ lb/plg}^2$$

$$\Delta P_T = 1.34 + 1.23 = 2.57 \text{ lb/plg}^2$$

ΔP calculada < ΔP permitida

$$h_{io} = 132 \text{ Btu/(h) (pie}^2\text{) (}^\circ\text{F)}$$

$$h'_{i0} = 104.43 \text{ Btu/(h) (pie}^2\text{) (}^\circ\text{F)}$$

$$h'_w = 1342.17 \text{ Btu/(h) (pie}^2\text{) (}^\circ\text{F)}$$

$$h'_{w'} = 267.02 \text{ Btu/(h) (pie}^2\text{) (}^\circ\text{F)}$$

$$U_c = \frac{(104.43)(267.02)}{(104.43) + (267.02)} = 75.07 \text{ Btu/(h) (pie}^2\text{) (}^\circ\text{F)}$$

$$A_R = \frac{11'519,709}{(75.07)(442.93)} = 346 \text{ pies}^2$$

$$A_S = 339.3 \text{ pies}^2$$

$$U_{s.ef.} = 76.65 \text{ Btu/(h) (pie}^2\text{) (}^\circ\text{F)}$$

$$A_S \approx A_R$$

$$\% \text{ sobrediseño} = \frac{75.07 - 76.65}{75.07} (100) = - 2.10$$

Lo que indica que la unidad estará constituida por 2 "secciones" o "bancos" de tubos con 9 tubos cada una.

En la tabla N° 5.2 se muestran las especificaciones correspondientes del equipo diseñado.

5.2.3 Diseño del distribuidor de agua

El diseño de un distribuidor, que posea más de tres perforaciones,

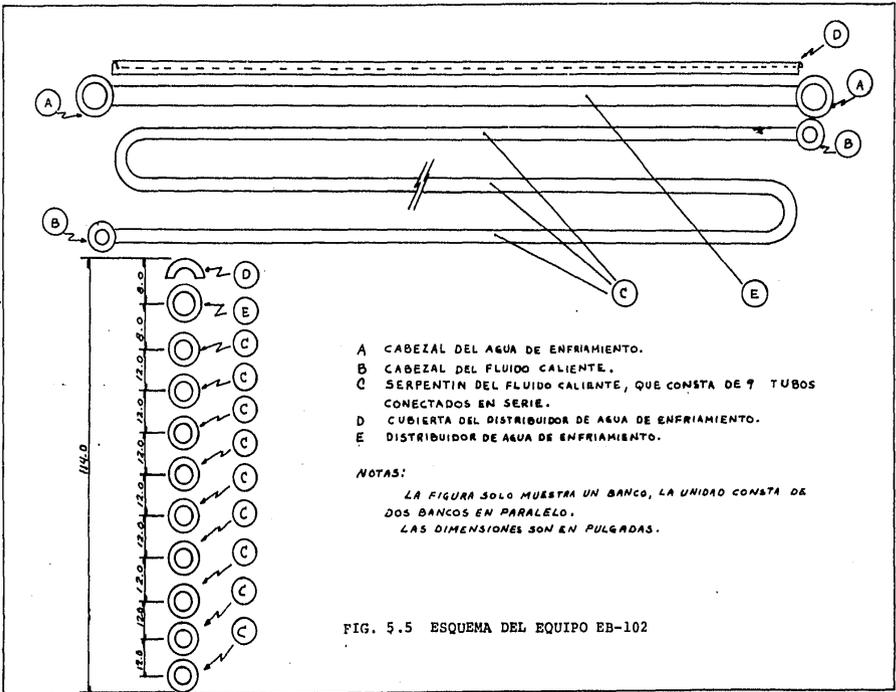


FIG. 5.5 ESQUEMA DEL EQUIPO EB-102

se puede basar en la Figura N° 5,2 (ref, 37) y la metodología es la siguiente:

1. Se supone una geometría del distribuidor L_D , D_D , d_o y n

$$L_D = 192 \text{ plg}$$

$$D_D = 6.065 \text{ plg (cédula 40)}$$

$$d_o = 1 \text{ plg}$$

$$n = 20$$

2. Se calcula la velocidad del fluido a la entrada del distribuidor (\bar{U})

$$\bar{U} = \frac{(\bar{W}_f) (144)}{(\rho_D) (\pi/4) (D_D^2) 3600} = \frac{(250,428.5) (144)}{(63.7) (\pi/4) (6.065)^2 3600} = 5.44 \text{ pies/s}$$

3. Se calcula el número de Reynolds correspondiente:

$$Re_D = \frac{(D_D) (\bar{U}) (\rho_D) 3600}{12 (\mu_D) 2.42} = \frac{(6.056) (5.44) (63.7) (3600)}{12 (0.7781) (2.42)} = 334,842$$

4. Con el número de Reynolds, encontrar el factor de fricción de Fanning. (f)

$$f = 0.0035 + \frac{0.264}{Re^{0.42}} = 0.0035 + \frac{0.264}{(334,843)^{0.42}} = 0.0048$$

5. Se calcula α

$$\alpha = \frac{n d_0^2}{4 D_D L_D} = \frac{20 (1)^2}{4 (6.065) (191)} = 0.004292$$

6. Se calcula \bar{w}

$$\bar{w} = f/158\alpha = 0.0048/1,58 (0.004292) = 0,7078$$

7. Se calcula β

$$\beta = \frac{n d_0^2}{D_D^2} = \frac{4\alpha L_D}{D_D} = \frac{4(0.004292) \cdot (192)}{6.065} = 0.5435$$

8. De la Figura 5.6 encontrar $\frac{\rho_D \bar{U}^2}{P_I - P_D}$ y $\frac{\bar{U}_n - \bar{U}_1}{\bar{U}_1}$

Si:

$$\frac{\bar{U}_n - \bar{U}_1}{\bar{U}_1} (100) \geq 10\% \quad \text{Proponer otra geometría para mejorar la distribución}$$

Si :

$$\frac{\bar{U}_n - \bar{U}_1}{\bar{U}_1} (100) < 10\% \quad \Delta P_D = \rho_D \bar{U}^2 / \left[\frac{\rho_D \bar{U}^2}{P_I - P_D} \right] \quad \text{LEIDO}$$

$$\frac{\bar{U}_n - \bar{U}_1}{\bar{U}_1} = 0.015 \quad (\text{Figura 5.2})$$

$$\frac{\bar{U}_n - \bar{U}_1}{\bar{U}_1} (100) = 0.015 (100) = 1.5\% \rightarrow \text{hay buena distribución y la geometría propuesta es adecuada.}$$

$$\frac{\rho_D \bar{U}^2}{P_I - P_D} = (8 \times 10^2) \text{ (figura 5.2)}$$

$$\Delta P_D = \rho_D \bar{U}^2 \left[\frac{\rho_D \bar{U}^2}{P_I - P_D} \right] = (63.7) (5.44)^2 / 800 = 2.36 \text{ lb/plg}^2$$

5.3 Evaluación Económica

La estimación del costo de equipo de proceso, y en este caso de enfriadores atmosféricos, tiene gran importancia durante el proceso de selección del equipo, porque puede indicarnos cual sea el tipo de equipo económicamente óptimo para cada caso particular. Por lo tanto, el objetivo de la evaluación económica será considerar como la mejor propuesta a aquella de menores costos, sin detrimento de la calidad, evaluados mediante su parámetro que es el valor presente.

Se utilizan tres distintas clasificaciones de costos como base del análisis económico, las cuales son necesarias para la consideración de la causa y efecto de los costos que han de incluir en el resultado final de una propuesta.

- a) Inversión inicial. Se limita a aquellos costos que solamente se presentan una vez en cualquier actividad.
- b) Costo fijo. Es aquel grupo de costos de una actividad, cuyo total permanecerá relativamente constante a lo largo de la actividad operacional (mantenimiento y depreciación).
- c) Costo variable. Es aquel grupo de costos que varían en relación al nivel de actividad operacional (energía eléctrica, agua de reposición).

5.3.1 Criterios de decisión y bases de comparación.

Para resumir las diferencias que existen entre alternativas o propuestas de inversión, nos ayudarán los criterios de decisión y las bases de comparación.

En cuanto a los criterios de decisión es un procedimiento que indica la manera de seleccionar las oportunidades de inversión en forma tal que se puedan alcanzar los objetivos deseados. Las bases de comparación nos representan un índice que contiene cierta clase de información sobre la serie de ingresos o gastos que da lugar a una oportunidad de inversión, las cuales pueden ser valor presente y valor futuro. Por lo tanto, es necesario expresar las alternativas en términos de una base común para que las diferencias aparentes se conviertan en diferencias reales en las que se tenga en cuenta el valor del dinero en el tiempo, ya que se hacen directamente comparables y puedan ser utilizadas en la toma de decisiones. o sea, cuando sea necesaria una inversión, es indispensable considerar el valor del dinero con el tiempo.

5.3.2 Valor presente

El valor presente representa en este trabajo, una cantidad actual equivalente a los costos anuales tanto fijos como de operación, que se tendrán durante la vida útil del equipo para una tasa de interés previamente establecida.

Las características que lo hacen adecuado como base de comparación son:

- 1) Considera el valor del dinero en el tiempo de acuerdo al valor de interés escogido.

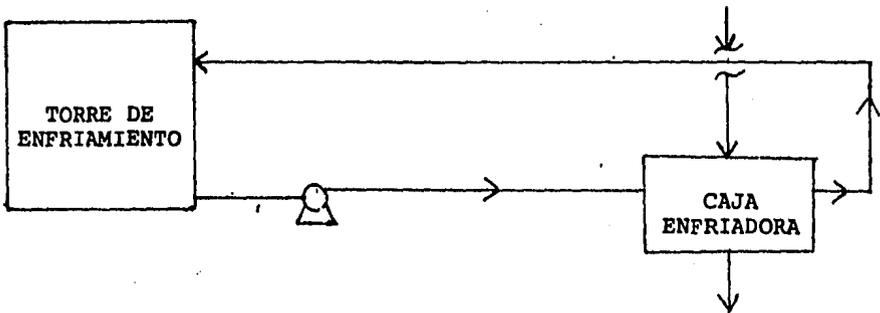
- 2) Sitúa el valor equivalente de cualquier flujo de efectivo en un punto particular en el tiempo.

5.3.3 Comparación de alternativas

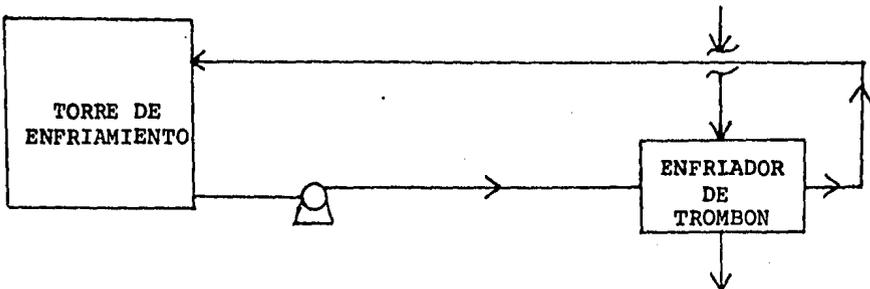
El mecanismo utilizado para la comparación de alternativas, será analizar separadamente la inversión inicial y los costos totales anuales.

Los costos totales anuales serán transformados a valor presente.

5.3.3.1 Caja enfriadora (alternativa N° 1)



5.3.3.2 Enfriador de trombón (alternativa N° 2)



5.3.4 Cálculo para los diferentes conceptos

5.3.4.1 Costos unitarios (Fuente: PEMEX, marzo de 1984).

- a) Energía eléctrica : \$ 6.00 Kw/h
 b) Agua de reposición: \$ 27.00/m³

NOTA: El predimensionamiento de la torre de enfriamiento y de la bomba no es necesario, debido a que tienen la misma capacidad para las dos alternativas y no nos servirían para efectos de comparación.

5.3.4.2 Alternativa N° 1

- a) Inversión Inicial (cotización de Swecomex, S.A. de C.V.)
 - Caja enfriadora: \$ 5'100,000.00
 Total de inversión inicial : \$ 5'100,000.00
- b) Costos fijos anuales (CFA)

b.1) Depreciación (DEP)

$$DEP = PTC \left[\frac{i}{1 - (1 + i)^{-n}} \right]$$

$i = 15\%$ semestral

$n = 20$

$$DEP \approx 5'100,000.00 \frac{0.15}{1 - (1 + 0.15)^{-20}} = 814,784.00 \text{ \$/semestre}$$

Como los períodos son diferentes a un año, para que la amortización sea anual, se hará un ajuste multiplicando el resultado

por el número de periodos que hay en un año

$$\text{DEP} = 814,784.00 \text{ \$/Semestre} \left(\frac{2 \text{ semestres}}{1 \text{ año}} \right) = 1'629,568.00 \text{ \$/año}$$

b.2) Mantenimiento (MA). 3% de la inversión inicial

$$\text{MA} = 5'100,000.00 (0.03) = 153,000.00 \text{ \$/año}$$

$$\text{CFA} = 1'629,568 + 153,000 = 1'782,568.00 \text{ \$/año}$$

c) Costos de operación anual (COA)

c.1) Energía eléctrica (no se considerará porque la potencia de la bomba es la misma para las dos alternativas).

c.2) Agua de reposición (considerando 50 días de operación al año)

$$500,857 \text{ lb/h} = (500,857 \text{ lb/h}) \left(\frac{\text{pie}^3}{63.34 \text{ lb}} \right) \left(\frac{0.0283 \text{ m}^3}{\text{pie}^3} \right) \left(\frac{1200 \text{ h}}{\text{año}} \right) = 268,537 \text{ m}^3/\text{año}$$

c.2.1) 5% en la caja enfriadora (reportes de operación en plantas de PEMEX)

$$\text{ARC} = 268,537 \text{ m}^3/\text{año} (0.05) = 13,427 \text{ m}^3/\text{año}$$

$$\text{CARC} = 13,427 \text{ m}^3/\text{año} (27.00 \text{ \$/m}^3) = 362,525.00 \text{ \$/AÑO}$$

$$\text{COA} = \text{CARC} = 362,525.00 \text{ \$/año}$$

d) Costos totales anuales (CTA)

$$\text{CTA} = \text{CFA} + \text{COA} = 1'782,568 + 362,525 = 2'145,093.00 \text{ \$/año}$$

e) Valor presente (VP)

$$VP = CTA \left[\frac{1 - (1 + i)^{-\bar{n}}}{i} \right]$$

$$VP = 2'145,093 \left[\frac{1 - (1 + 0.3)^{-10}}{0.3} \right] = \$6'631,640.00$$

5.3.4.3 Alternativa N° 2

a) Inversión inicial (cotización de Swecomex, S.A. de C.V.)

- Enfriador de trombón: \$ 3'380,000.00

Total de inversión inicial: \$ 3'380,000.00

b) Costos fijos anuales (CFA)

b.1) Depreciación (DEP)

$$DEP = PTT \left[\frac{i}{1 - (1 + i)^{-\bar{n}}} \right]$$

$i = 15\%$ semestral

$n = 20$

$$DEP = 3'380,000.00 \left[\frac{0.15}{1 - (1 + 0.15)^{-20}} \right] = 540,000.00 \text{ \$/semestre}$$

$$DEP = 540,000.00 \text{ \$/semestre} \left(\frac{2 \text{ semestres}}{1 \text{ año}} \right) = 1'080,000.00 \text{ \$/año}$$

b.2) Mantenimiento (MA). 3% de la inversión inicial

$$MA = 3'380,000.00 (0.03) = 101,400.00 \text{ \$/año}$$

$$CFA = 1'080,000 + 101,400 = 1'181,400.00 \text{ \$/año}$$

c) Costos de operación anual (COA)

c.1) Energía eléctrica (no se considerará porque la potencia de la bomba es la misma para las dos alternativas)

c.2) Agua de reposición

c.2.1) 7% en el enfriador de trombón (reportes de operación en plantas de PEMEX)

$$ART = 268,537 \text{ m}^3/\text{año} (0.07) = 18,798 \text{ m}^3/\text{año}$$

$$CART = 18,798 \text{ m}^3/\text{año} (27.00 \text{ \$/m}^3) = 507,546.00 \text{ \$/año}$$

$$COA = CART = 507,546.00 \text{ \$/año}$$

d) Costos totales anuales (CTA)

$$CTA = CFA + COA = 1'181,400 + 507,546 = 1'688,946.00 \text{ \$/año}$$

e) Valor presente

$$VP = 1'688,946 \left[\frac{1 - (1 + 0.3)^{-10}}{0.3} \right] = \$ 5'221,443.00$$

5.3.5 Tabla comparativa de costos

	Alternativa N° 1	Alternativa N° 2
Inversión Inicial (\$)	5'100,000.00	3'380,000.00
Costos fijos (\$/año)	1'782,568.00	1'181,400.00
Costos de operación (\$/año)	362,525.00	507,546.00
Costos totales anuales (\$/año)	2'145,093.00	1'688,946.00
Valor presente (\$)	6'631,640.00	5'221,443.00

N O M E N C L A T U R A

CAPITULO V

A_R, A_S	Superficie de transferencia de calor requerida, y su ministrada, pies ² .
ARC, ART	Agua de reposición en la caja enfriadora y en el enfriador de trombón, m ³ /año.
cp	Calor específico del agua, Btu/(lb)(°F).
CARC, CART	Costo del agua de reposición en la caja enfriadora y en el enfriador de trombón, \$/año.
CFA, COA, CTA	Costos fijos anuales, de operación anual y totales anuales, \$/año.
D, D _o	Diámetro interior y exterior de los tubos, pies.
D _D	Diámetro del tubo distribuidor, plg.
DEP	Depreciación \$/año.
d _o	Diámetro de la perforación en el distribuidor, plg.
F _c	Fracción calórica, adimensional.
F _T	Factor de diferencia de temperatura, $\Delta t = F_T(\text{MLDT})$, adimensional.
f	Factor de fricción, pies ² /plg ² .
G _t	Masa velocidad del aceite de calentamiento, lb/(h)(pie ²).
g	Aceleración debida a la gravedad = 4.18 x 10 ⁸ pies/h ²
h _c , h' _c	Coefficiente de transferencia de calor por convección natural, valor de h _c de servicio, Btu/(h)(pie ²)(°F).
h _i , h _{io} , h' _{io}	Coefficiente de transferencia de calor para el aceite de calentamiento, valor de h _i referido al diámetro

	exterior del tubo y valor de h_{i0} de servicio, respectivamente, Btu/(h) (pie ²) (°F).
h_w, h'_w	Coefficiente de transferencia de calor para agua en flujo por gravedad, valor de h_w de servicio, - - - Btu/(h) (pie ²) (°F).
i	Interés.
K_C	Constante calórica, adimensional.
k_f	Conductividad térmica a temperatura de película, --- Btu/(h) (pie ²) (°F/pie)
L	Longitud total de tubería requerida, pies.
L_{tubo}	Longitud de un tubo, pies.
L_D	Longitud del tubo distribuidor, pies.
MA	Mantenimiento, \$/año.
MLDT	Media logarítmica de la diferencia de temperatura, °F.
Nu	Número de Nusselt, adimensional.
n	Número de perforaciones del tubo distribuidor.
\bar{n}	Número de períodos.
P_D	Presión a la cual descarga el agua en el distribuidor, lb/plg ² .
P_I	Presión de entrada del agua al distribuidor, lb/plg ² .
Pr	Número de Prandtl, adimensional.
PTC, PTT	Precio total de la caja enfriadora y del enfriador de trombón, \$.
$\Delta P, \Delta P_D, \Delta P_f$	Caída de presión en general, en el distribuidor, por fricción, en los retornos y total, respectivamente, - lb/plg ² .
$\Delta P_r, \Delta P_T$	

Q	Flujo de calor, Btu/h.
R	Grupo de temperatura, $(T_1 - T_2)/(t_2 - t_1)$, adimensional.
R_d	Factor de ensuciamiento, $(h)(\text{pie}^2)(^\circ\text{F})/\text{Btu}$.
Re, Re_1, Re_2	Número de Reynolds, de entrada y salida, respectivamente, adimensional.
Re_D	Número de Reynolds del agua en el distribuidor, adimensional.
S	Grupo de temperatura, $(t_2 - t_1)/(T_1 - t_1)$, adimensional.
S_1, S_2	Densidad relativa de entrada y salida, adimensional.
T_1, T_2	Temperatura de entrada y salida del aceite de calentamiento, $^\circ\text{F}$.
T_a	Temperatura promedio del aceite de calentamiento, $^\circ\text{F}$.
T_c	Temperatura calórica del aceite de calentamiento, $^\circ\text{F}$.
T_w	Temperatura de la pared del tubo referida al aceite de calentamiento, $^\circ\text{F}$.
t_1, t_2	Temperatura de entrada y salida del agua, $^\circ\text{F}$.
t_a	Temperatura promedio del agua, $^\circ\text{F}$.
t_c	Temperatura calórica del agua, $^\circ\text{F}$.
Δt	Diferencia verdadera de temperatura, $^\circ\text{F}$.
$\Delta \bar{t}$	Diferencia de temperatura para el agua, $^\circ\text{F}$.
$\Delta t_c, \Delta t_h$	Diferencia de temperatura terminal fría, y caliente, $^\circ\text{F}$.
U_c, U_s	Coefficiente global de transferencia de calor calculado y supuesto, $\text{Btu}/(\text{h})(\text{pie}^2)(^\circ\text{F})$.
$U_{s.ef}$	Valor de U_s referido a A_s , $\text{Btu}/(\text{h})(\text{pie}^2)(^\circ\text{F})$.
\bar{U}	Velocidad del agua entrando al distribuidor, pies/s.
\bar{U}_n	Velocidad del agua saliendo de la "n" ava perforación del tubo distribuidor, pies/s.

\bar{U}_1	Velocidad del agua saliendo de la primera perforación del tubo distribuidor, pies/s.
v	Velocidad del aceite de calentamiento, pies/s.
VP	Vapor presente, \$.
W	Flujo de aceite de calentamiento lb/h.
\bar{W}	Factor = $f/1.58 \alpha$, adimensional.
w	Flujo de agua, lb/h.
w_f	Flujo de agua en el tubo distribuidor, lb/h.
α	Factor = $n d_o^2 / 4 D_D L_D$, adimensional
β_f	Coefficiente de expansión térmica evaluado a temperatura de película, $1/^\circ\text{F}$.
$\bar{\beta}$	Factor = $n d_o^2 / D_D^2 = 4\alpha L_D / D_D$, adimensional
ρ, ρ_D, ρ_f	Densidad de un fluido, en el distribuidor, evaluado a temperatura de película, respectivamente. lb/pie ³ .
ϕ	Relación de viscosidad = $(\mu/\mu_w)^{0.14}$, adimensional.
π	Número puro = 3.1416.
μ, μ_f, μ_w	Viscosidad, a temperatura de película, a temperatura de pared, respectivamente, centipoises $\times 2.42 = \text{lb}/(\text{pie})(\text{h})$.
μ_D	Viscosidad del agua en el distribuidor, lb/(pie)(s).

CAPITULO VI

CONCLUSIONES

CAPITULO VI

CONCLUSIONES

1. Es importante establecer los fundamentos teóricos básicos que gobiernan el comportamiento de un enfriador atmosférico tomando en cuenta las principales áreas de la Ingeniería Química que intervienen, como son: termodinámica, mecánica de fluidos y transferencia de calor.
2. Es fundamental conocer detalladamente los diferentes tipos de enfriadores atmosféricos existentes y las aplicaciones de cada uno de ellos con el propósito de seleccionar y especificar adecuadamente el tipo de equipo. El grado de detalle del conocimiento de los enfriadores atmosféricos implica saber cuales son las partes que integran el enfriador atmosférico y su función particular.
3. El desarrollo de procedimientos de cálculo para el diseño de equipos de proceso es extremadamente importante para los países en desarrollo ya que generalmente se encuentran con el problema de depender de compañías extranjeras que les proporcionen la tecnología para diseñarlos. El desarrollo de estos procedimientos de cálculo requiere de mucho tiempo y del análisis exhaustivo de la información publicada, con el fin de poder tomar decisiones en -

aquellos puntos que no estén planteados en la literatura abierta.

4. El enfriador atmosférico se encuentra en la situación planteada en el punto anterior, ya que es un equipo prácticamente desconocido para la mayoría de los ingenieros de diseño en México, a pesar de que tiene ciertas características que lo hacen muy atractivo para la industria de proceso en general, que lo colocan en muchos casos, en ventaja sobre otros tipos de cambiadores de calor, especialmente cuando los fluidos manejados son viscosos o están a una temperatura muy elevada.
5. El uso de los enfriadores atmosféricos se ha incrementado en los últimos años, con particular éxito en la industria de refinación y petroquímica, y se espera una mayor aceptación en el futuro, en la medida en que sus ventajas y desventajas sean reconocidas más ampliamente.
6. Las ventajas y desventajas que tienen los enfriadores atmosféricos son:
 - a) Ventajas
 - a.1) Su construcción es barata
 - a.2) Su operación y mantenimiento es económico
 - a.3) Son excelentes para enfriamiento de emergencia
 - a.4) Se recomienda su uso cuando se manejen corrosivos
 - a.5) Son excelentes para enfriamiento de fluidos con alta viscosidad.
 - a.6) Excelentes para enfriamiento de fluidos con elevada

temperatura.

b) Desventajas

b.1) Requieren mucho espacio

b.2) Están limitados a la transferencia de calor sensible.

7. El desarrollo de un procedimiento confiable de diseño, cuando hay que partir casi desde cero, es muy difícil, y los obstáculos que se encuentran son numerosos, particularmente en lo referente a la información básica de diseño que en parte se considera confidencial.
8. El contar con una metodología para el diseño térmico de enfriadores atmosféricos perfectamente bien delineada contribuirá sensiblemente a incrementar la eficiencia tanto en la ejecución del trabajo y consecuentemente en la operación del equipo.
9. Considerando la inversión inicial de un enfriador atmosférico, los costos totales anuales que implica su operación y las repercusiones que tiene una falla del equipo, es necesario contar con una metodología confiable para su diseño.
10. Aunque el método de diseño desarrollado es básicamente teórico, se ha comprobado su validez, ya que se han realizado estudios con los siguientes equipos que están actualmente en operación, cumpliendo satisfactoriamente con el servicio para el cual se diseñaron:

- a) Enfriador atmosférico de la unidad reductora de viscosidad en azcapotzalco, D. F. (Planta PEMEX).
 - b) Enfriador atmosférico de la unidad reductora de viscosidad en Ciudad Madero, Tamps. (Planta PEMEX)
11. Aunque en este trabajo no se presentan, se tienen estudios en el Instituto Mexicano del Petróleo (IMP) que demuestran que los enfriadores atmosféricos son indispensables para el buen funcionamiento de una planta en la cual se maneje una sustancia bastante viscosa o que esté a una temperatura muy elevada.
12. De acuerdo a los datos obtenidos en el desarrollo numérico - presentado, se observa que la alternativa No. 2 (enfriador de trombón) representa la mejor opción para un servicio de estas características, ya que su uso es más económico.
13. Uno de los objetivos de este trabajo fue pretender que el lector tenga una idea general de un enfriador atmosférico, pudiendo ser para un diseñador una base de selección de alternativas para decidir el tipo de equipo a usar.

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

1. Ackermann, G., "Forsch. Gebiete Ingenieurw"., 3 , (1932)P.42-50 (Citado en ref. 25 p. 177).
2. Adams, F.W., G. Groughton, y A.L. Conn, "Ind. Eng. Chem.", 28 (1936) P. 537-541.
3. Bays, G.S., T.B. Drew, y W.H. Mc Adams, "Trans. ASME" 62 (1940) P. 627-631.
4. Boelter, L.M.K., y F.W. Dittus, "Univ. Calif. Publ. Engng"., 2 (1930) P. 443-461.
5. Bowman, R.A., A.C. Mueller, y W.M. Nagle, "Trans. ASME"., 62 (1940) P. 283-294.
6. Chilton, T.H., A.P. Colburn, R.P. Generaux, y H.C. Vernon, -- "Trans. ASME"., Petroleum Mech. Eng., 55, 5 (1933) P. 7-14.
7. Colburn, A.P., "Trans. Am.I.Ch.E.", 29 (1933) P. 174-210.
8. Donohue, D.A., "Petroleum Processing", 11, 3 (1956) P. 104.
9. Drew, T.B., E.C. Koo, y W.H. Mc Adams, "Trans. Am.I.Ch.E.", 28 (1932) P. 56-72.
10. E.S.D.U., "Eng. Sciences Data Unit", Item N° 67016, (1967).
11. E.S.D.U., "Eng. Sciences Data Unit", Item N° 68006, (1968).
12. Gonzalez, E., y P. Robles, "Curso de Transferencia de Calor", Tomo 1, I.M.P., México, 1982.
13. Hausen, H., Z. Ver. Deut. Ing., Beiheft Verfahrenstechnik 4 (1943) P. 91-98 (Citado en ref. 25 P. 241).
14. Hermann, R., Forschungsheft, 7(319), (1936) P. 1-24 (citado en ref. 25 P. 175).
15. Hirata, Kato y Nishiwaki, "International Journal of Heat and mass transfer", 11 (1968) P.1117.
16. Jodlbauer, K., "Forsch. Gebiete Ingenieurw", 4 (1933) P. 157-172 (citado en ref. 25 P. 175).
17. Kallam, F. L. "Refiner and Natural Gasoline Manufacturer", 19, 10 (1940) P. 59-70.
18. Kern, D.Q., y D.F. Othmer, "Trans. Am.I.Ch.E." 39 (1943) P. 517-555.

19. Kern, D.Q., "Process Heat Transfer", 1a. Ed., Mc Graw-Hill Book Co. New York, 1950.
20. Lenoir, J.M., M. Nakada, y D.L. Voss, "Hydrocarbon Processing and Petroleum Refiner", 43, 7 (1964) P. 130-134.
21. Ludwing, E.E., "Applied Process Design for Chemical and Petrochemical Plants"/vol 3, 1a.Ed., Gulf Publishing Co., Houston, - 1965.
22. Martinelli, R.C., "Trans. Am.I.Ch.E.", 38 (1942) P. 943.
23. Mc Adams, W.H., M. Seltzer, y R.E. Wilson, "Ind. Eng. Chem.", 14 (1922) P. 105-119.
24. Mc Adams, W.H., "Heat Transmission", 2da. Ed., Mc Graw-Hill Book Co., New York, 1942.
25. Mc Adams, W.H., "Heat Transmission", 3ra. Ed., Mc Graw-Hill Book Co., New York, 1954.
26. Mikheyev, M., "Peace Publishers", (1964) P. 92-94.
27. Nelson, W.L., "The Oil and Gas Journal", N° 94 in series. (cita do en ref. 21 P. 56).
28. Nelson, W.L., "The Oil and Gas Journal", Dic. 7 (1946)P. 112.
29. Nelson, W.L., "Petroleum Refinery Engineering", 4a. Ed., Mc Graw-Hill Book Co., New York 1958.
30. Perry, H. John, "Chemical Engineers Handbook", 5a. Ed., Mc Graw-Hill Book Co., New York, 1973.
31. Peters, M.S., y K.D. Timmerhaus, "Plant Design and Economics for Chemical Engineers", 3a. Ed., Mc Graw-Hill Book Co.
32. Ray, B.B., "Proc. Indian Assoc. Cultivation Sci.," 5 95 (1920).
33. Sieder, E.N., y G.E. Tate, "Ind. Engng. Chem", 28, 12 (1936) P. 1429-1435.
34. T.E.M.A., "Standars of Tubular Exchanger Manufacturers Association", 3a. Ed., 1952.
35. Thomson, A.K.G., "J. Soc. Chem. Ind.," 56 (1937) P. 380-384.
36. Woulfenden, L.B., "Thesis in Chemical Engineering", Massachusetts Institute of Technology, 1927.
37. Zens, A., "Hydrocarbon Processing and Petroleum Refiner", 41, 12 (1962) P. 125-130.

TABLA DE FACTORES DE CONVERSION DE UNIDADES

<u>UNIDAD DE</u>	<u>SISTEMA BRITANICO</u>	<u>FACTOR</u>	<u>SISTEMA INTERNACIONAL</u>
Flujo	lb/h	0.453592	Kg/h
	GPM	0.227124	m ³ /h
Densidad	lb/pie ³	16.01846	Kg/m ³
Cond. térmica	Btu/h pie ² °F/pie	1.7307	W/m °C
Calor específico	Btu/lb °F	4186.05	J/Kg °C
Viscosidad	Centipoises	0.001	N s/m ²
Presión	Psig	0.689474	N/cm ² (man)
Temperatura	°F	(°F-32)/1.8	°C
Velocidad	pies/s	0.3048	m/s
F. ensuciamiento	h pie ² °F/Btu	0.1761	m ² °C/W
Carga térmica	Btu/h	0.29307	W
Coef. transf.	Btu/h pie ² °F	5.67826	W/m ² °C
Longitud	pies	0.3048	m
Area	plg ²	6.4516X10 ⁻⁴	m ²
	pies ²	0.0929	m ²
Masa velocidad	lb/pie ² h	0.0013562	Kg/m ² s
MLDT	°F	0.55555	°C