

UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA

**PROGRAMA ACADÉMICO DE INGENIERIA DE
PETROLEO Y PETROQUIMICA**



**“Análisis del rendimiento de un
Intercambiador de Calor”**

TESIS

**Para Optar el Grado Académico de Bachiller en
Ciencias con Mención en Ingeniería Petroquímica**

Luis Enrique Bonilla Roque

LIMA - PERU - 1977

AGRADECIMIENTO

**Con eterna gratitud a
mis profesores y amigos.**

DEDICACION :

Con todo cariño a mis

queridos padres y hermanos

SUMARIO

ANALISIS DEL RENDIMIENTO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR

INTRODUCCION

CAPITULO 1 : RESUMEN - CONCLUSIONES - RECOMENDACIONES

- 1.1) Resumen
- 1.2) Conclusiones
- 1.3) Recomendaciones.

CAPITULO 2 : CONCEPTOS GENERALES

- 2.1) Mecanismos de la transferencia de calor
- 2.2) Procesos de transferencia de calor
- 2.3) Intercambiadores de calor
- 2.4) Tipos de Intercambiadores de haz y carcaza.

CAPITULO 3 : CONSIDERACIONES BASICAS PARA EL DISEÑO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR

- 3.1) Dimensionar un intercambiador de calor
- 3.2) Cálculo y diseño de un intercambiador.

CAPITULO 4 : ANALISIS TEORICO DEL RENDIMIENTO DE UN INTER- CAMBIADOR DE CALOR

- 4.1) Resistencia de ensuciamiento, "Fouling"
- 4.2) Cálculo del fouling de un intercambiador
- 4.3) Objeciones de algunas ecuaciones anteriores
- 4.4) Problema a desarrollarse.

CAPITULO 5 : PROGRAMA IBM UTILIZADO

- 5.1) Diagrama de flujo
- 5.2) Listado del programa
- 5.3) Objeciones al programa.

CAPITULO 6 : CONSIDERACIONES ECONOMICAS

6.1) Costo extra de combustible

6.2) Conclusiones económicas.

ANEXOS

BIBLIOGRAFIA

INTRODUCCION

La elaboración de los productos comerciales, a partir del petróleo, se realiza a través de una serie de operaciones unitarias. Todas ellas necesitan cantidades importantes de energía calorífica, para obtener un gradiente de temperatura, que permita el fraccionamiento del petróleo.

En cualquier caso, el ciclo térmico de una unidad consiste, en llevar la alimentación a una temperatura elevada y, a continuación, enfriar los productos obtenidos, a una temperatura, que permita enviarlos a los tanques de almacenamiento. Al tratar de reducir al máximo el costo, debido a el valor de las calorías, liberadas en el horno de calefacción de la carga, se hace preponderante una buena recuperación de calor, entre la alimentación fría y las extracciones calientes de la instalación. Este equipo de recuperación está formado por un conjunto de intercambiadores de calor.

Para obtener una buena medida del rendimiento de un intercambiador de calor, es necesario que comparemos el coeficiente global de servicio con el coeficiente global limpio, calculado por las condiciones de flujo, obteniéndose de estos, la resistencia de ensuciamiento.

Cumple pues este trabajo de proporcionar un método de cálculo de "Rs" y luego aplicarlo a un programa IBM, pues su cálculo a mano, hace que sea engorroso utilizar este factor periódicamente. De este cálculo, rápido del "Rs", el ingeniero tiene en sus manos decidir si el intercambiador puede seguir operando, cumpliendo las exigencias del proceso.

De importancia adicional, el calculo del R_s , podría indicar valores de servicio, que pueden ser utilizados para futuros diseños de intercambiadores.

CAPITULO 1

RESUMEN - CONCLUSIONES - RECOMENDACIONES

1.1) Resumen

1.2) Conclusiones

1.3) Recomendaciones

CAPITULO 1

Este capítulo representa una síntesis, de todo el trabajo, presentado a continuación.

En primer lugar presentamos un resumen de los capítulos precedentes, luego las conclusiones y recomendaciones objetadas a este trabajo.

1.1) RESUMEN :

1.1.1) CONCEPTOS GENERALES :

Definimos, conceptos básicos, tales como, los mecanismos debido a los cuales se transmite el calor de una fuente al receptor. En esta parte nos ocupamos, en forma breve, de la conducción, convección y la radiación.

Conducción : transmisión de calor, a escala molecular, a través de una pared sólida. Según la ley de Fourier la relación básica del flujo de calor por conducción está dada, por:

$$q/A = -k \cdot dT/dx$$

Convección : es la transferencia de calor entre partes relativamente calientes y frías de un fluido. Se le denomina convección libre cuando no hay agente externo, que ayude la transferencia, de lo contrario es llamada convección forzada. La convección puede ser descrita, por la siguiente ecuación:

$$Q/A = U \cdot \Delta T$$

Radiación : es la tercera forma, estudiada, de la transferencia de calor. Puede realizarse a través del vacío absoluto, pues involucra la transferencia de energía radiante y considerada, como tal, con la teoría electromagnética. Boltzman estableció la siguiente ecuación, para esta forma de transferencia:

$$dQ = \sigma \cdot \epsilon \cdot dA \cdot T^4$$

-En el acápite 2.2, de procesos de transferencia de calor, nos ocupamos, brevemente, de las principales operaciones unitarias en las que se utiliza la transmisión de calor.

-A continuación definimos los intercambiadores de calor y también los tipos existentes, a saber:

Intercambiadores de doble tubo

Intercambiadores de haz tubular y carcaza

Nos ocupamos detenidamente de los intercambiadores de haz y carcaza, pues estos, son los más usados en refinería. Así mismo dentro de este tipo de intercambiadores, nos ocupamos de los intercambiadores de pasos múltiples.

1.1.2) CALCULO Y DISEÑO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR :

Presentamos en este capítulo una pauta metodológica de como diseñar un intercambiador de calor de haz de tubos y carcaza. En el acápite 3.1 se presenta la metodología teórica de como dimensionar un intercambiador, habiendo decidido tentativamente las condiciones de proceso.

A continuación las ecuaciones de cálculo, que nos permiten definir las dimensiones de este.

El método seguido para las ecuaciones de cálculo fue el de Kern, En realidad, solo, difiere del de Donohue en el cálculo de la velocidad másica en el casco, así también como en la caída de presión en este. Kern, solo, toma en cuenta la velocidad másica transversal, pero define un diámetro equivalente para las ecuaciones de cálculo de los coeficientes peliculares.

1.1.3) ANALISIS TEORICO DEL RENDIMIENTO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR

La resistencia, ocasionada por el ensuciamiento de un intercambiador, es el factor por el cual nos aseguramos que dicho aparato transfiera la cantidad de calor de diseño, operando a condiciones establecidas.

Cuando en un intercambiador, este factor, sobrepasa el límite de diseño, tenemos pues, que hay una menor transferencia de calor.

El "fouling" es considerado en el coeficiente global de transferencia de calor, como :

$$1/U_d = 1/h_{i0} + 1/h_o + R_{dio} + R_{di}$$

$$R_d = R_{dio} + R_{di}$$

Generalmente, la mayor parte, de esta suciedad, está formada de materiales indeseables presentes en el Stock de crudo, tal como, sedimentos, sales e hidrocarburos de alto peso molecular.

Estos depósitos aumentan casi proporcionalmente al tiempo. Este factor R_d de diseño permite proteger al intercambiador, de entregar menos calor que el requerido por el proceso, por un período de un año a año y medio.

La resistencia de ensuciamiento de servicio es facilmente calculable, con una relación aritmetica entre el coeficiente global de ~~servicio~~ U_s y el coeficiente global de transferencia limpio U_l , así :

$$R_s = 1/U_s - 1/U_l$$

6

$$R_s = (U_l - U_s) / U_l \cdot U_s$$

Cuando $R_s \gg R_d$, como sucede después de un cierto tiempo de servicio, el aparato no transferirá la cantidad de calor igual a los requerimientos de proceso y debe ser limpiado.

-A continuación presentamos la secuencia de ecuaciones para el cálculo del R_s y algunas objeciones a ecuaciones que tuvieron que condicionarse para ser utilizadas en un computador electrónico.

-En el acápite 4.4 presentamos el problema que se desarrollará en el computador electrónico.

1.1.4) PROGRAMA IBM UTILIZADO :

Este programa permite el cálculo del R_s en aproximadamente dos minutos, pudiendo disminuir este.

El programa IBM, se realizó en lenguaje fortran, utilizando el sistema OS, en el centro de cómputo de la UNI. Consta de un programa principal, dos subprogramas: function y una subroutine.

1.1.5.) CONSIDERACIONES ECONOMICAS :

En esta última parte presentamos un pequeño cálculo del ahorro que se logra, cuando se mantienen a los intercambiadores transfiriendo la cantidad de calor de diseño.

Al perder unos grados de temperatura, en el tren de intercambiadores, se traduce en un costo extra de combustible en los hornos para lograr la temperatura de proceso.

1.2) CONCLUSIONES :

a.) El método seguido para la evaluación del intercambiador, se ajusta al de Kern.

b.) El cálculo del R_s permitiría tener una buena recuperación de calor por el control que este impone al apa-

rato.

c.) El computador electrónico nos ofrece el cálculo rápido del Rs, pues su cálculo manual es muy engorroso y mucho más para un tren de intercambiadores.

d.) El ahorro que se presenta (solo por 10°F de pérdida) nos indica un buen índice para su inmediato uso en refinerías.

e.) Este programa, puede ser usado para realizar los cálculos pertinentes para adaptar un intercambiador a un proceso dado, aumentando las ecuaciones de caída de presión.

1.3) RECOMENDACIONES

a.) Este programa, se adornó, con datos de salida, si se requiere el mínimo gasto de máquina suprimir estos. Solo es de gran valía, para el ingeniero, el Rs.

b.) Usar este programa, para evaluar intercambiadores, en la refinería, pues se necesita por la naturaleza de la industria. Aún más por usar, tren de intercambiadores, de 6 o 8 aparatos.

c.) Debido al constante aumento del costo de energía, se necesita, mantener todos los aparatos recuperadores de esta, trabajando en forma eficiente.

d.) Investigar acerca del uso de aditivos anti-fouling, en estos aparatos.

CAPITULO 2

CONCEPTOS GENERALES

- 2.1) Mecanismos de la transferencia de calor**
- 2.2) Procesos de transferencia de calor**
- 2.3) Intercambiadores de calor**
- 2.4) Tipos de intercambiadores de haz y carcasa**

CAPITULO 2

Comenzaremos diciendo que la transferencia de calor, es la ciencia de la termodinámica que trata de las transiciones cuantitativas y reacomodos de energía como calor.

Esta ciencia se encuentra intimamente ligada con la razón de intercambio de calor entre cuerpos calientes y fríos, fuente y receptor respectivamente. El flujo neto se produce siempre en el sentido de temperaturas decrecientes.

Las leyes de la transmisión de calor son de mayor importancia en el diseño y operación de calderas, hornos, pre-calentadores, intercambiadores, enfriadores, evaporadores y condensadores en numerosas industrias diferentes.

2.1) MECANISMOS DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR:

Los mecanismos en virtud de los cuales puede fluir el calor son tres: conducción, convección y radiación. Aunque muchas de las aplicaciones ingenieriles son combinaciones de dos o tres.

2.1,1) CONDUCCION:

Se realiza a través de un material fijo sin que se produzca un desplazamiento observable de la materia. Tiene lugar a escala molecular y el mecanismo corresponde a un transporte de la cantidad de movimiento de las moléculas individuales a lo largo del gradiente de temperatura.

El ejemplo mas simple se presenta en el flujo de calor a través de sólidos opacos, tal como, los ladrillos de las paredes de un horno o la pared de un tubo metálico.

Los fundamentos de la conducción de calor se le atribuyen

generalmente a Fourier. La conducción se comprende fácilmente considerando flujo de calor a través de sólidos homogéneos isotrópicos, debido a que en este caso no hay convección, y el efecto de radiación es despreciable excepto que el sólido sea translucido a las ondas electromagnéticas.

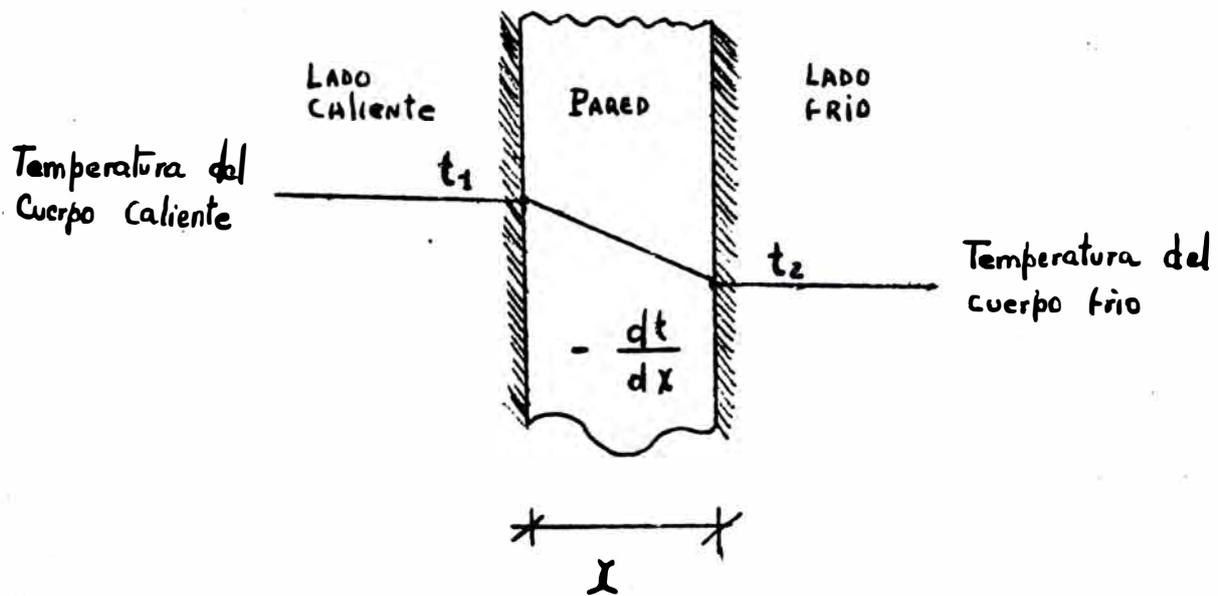


Fig. 2.1 Flujo de calor a través de una pared

En la pared estacionaria mostrada en la fig.2.1, el flujo de calor será a ángulos rectos a la pared, si las superficies de las paredes son isotérmicas y el sólido es homogéneo e isotrópico. Por lo tanto según la ley de Fourier, la relación básica del flujo de calor por conducción es la proporcionalidad existente entre la velocidad de flujo de calor a través de una superficie isotérmica y el gradiente de temperatura existente en dicha superficie.

$$dq/dA = -k \cdot \frac{dT}{dx} \quad 2.1$$

siendo: A área de la superficie isotérmica

x distancia medida en dirección normal a la sup.

q velocidad de flujo de calor a través de la superficie en dirección normal a la misma.

T temperatura

k constante de proporcionalidad.

La derivada parcial de la ecuación 2.1 pone de manifiesto el hecho de que la temperatura puede variar tanto con la localización como con el tiempo. El signo negativo refleja el hecho físico de que el flujo de calor se produce de mayor a menor temperatura, de modo que, el signo del gradiente es contrario al del flujo de calor. El área A es la de una superficie perpendicular al flujo de calor y que la distancia x es la longitud del camino medido perpendicularmente al área A . La conducción que tiene lugar con una distribución constante de temperatura recibe el nombre de conducción en estado estacionario*. En este estado, T es una función exclusiva de la posición y la velocidad de flujo de calor en un punto cualquiera es constante. Para flujo estacionario unidimensional la ecuación puede escribirse como:

$$q/A = -k \cdot dT/dx \qquad 2.2$$

La constante de proporcionalidad k , se le conoce por conductividad térmica. Esta conductividad se evalúa experimentalmente y esta básicamente definida por la ecuación 2.1; es también una función de la temperatura, pero la variación es relativamente pequeña.

La conductividad térmica de los sólidos es mayor que la de los líquidos, la que a su vez es mayor que la de los gases. Es más fácil transmitir calor a través de un sólido que a tra-

*Se alcanza manteniendo en contacto la pared estacionaria con el lado caliente y el lado frío durante un tiempo suficientemente grande.

vés de un líquido y más fácil por un líquido que por un gas.

2.1.2) CONVECCION:

Es la transferencia de calor entre partes relativamente calientes y frías de un fluido. Es debida principalmente al movimiento del fluido. El fluido frío adyacente a superficies calientes recibe calor que luego transfiere al resto del fluido frío mezclándose con él. Se le denomina convección libre o natural cuando el movimiento del fluido no se complementa por agitación mecánica, de lo contrario se le conoce con el nombre de convección forzada.

Las convecciones libre y forzada ocurren a diferentes velocidades, la última es la más rápida y por lo tanto la más común.

La convección puede ser descrita por una ecuación, que imita la de conducción y es dada por:

$$dQ/dA = U \cdot \Delta T = U (T_c - T_f) \quad 2.3$$

donde T_c temperatura media del fluido caliente

T_f temperatura media del fluido frío

U factor de proporcionalidad.

La constante de proporcionalidad U , es un término sobre el cual tiene influencia la naturaleza del fluido y la forma de agitación. Se le denomina coeficiente de transmisión de calor y se le evalúa experimentalmente.

Consideremos una pared de tubería con convección forzada de diferentes magnitudes a ambos lados del tubo (Fig. 2.2).

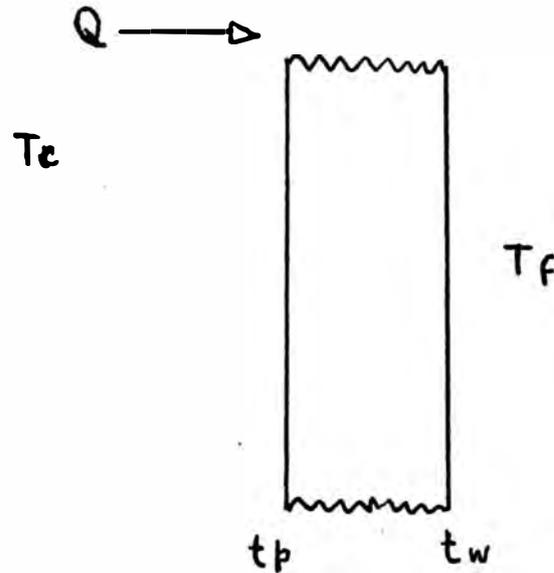


Fig.2.2 Flujo de calor a través de una pared de tubería.

Cualquiera de las resistencias puede ser evaluada obteniendo la diferencia de temperatura entre la superficie del tubo y la temperatura promedio del fluido . La transferencia de calor puede determinarse a partir del cambio de calor sensible en cualquiera de los fluidos y en la longitud del tubo en la cual ocurre la transferencia.

Luego :

$$Q = \frac{A_i \cdot (T_c - t_p)}{R_i} = \frac{A_o \cdot (t_w - t_f)}{R_o}$$

2.4

reemplazando las resistencias por sus recíprocos:

$$Q = A_i \cdot h_i \cdot \Delta t_i = h_o \cdot A_o \cdot \Delta t_o$$

Los recíprocos de las resistencias de transferencia de calor tienen las dimensiones de BTU/ hora - pie² - °F y se les llaman coeficientes individuales de película o simplemente coeficientes de película.

Además de que el coeficiente de película es una medida del

flujo de calor por unidad de superficie y por unidad de diferencia de temperatura, indica la razón o velocidad a la cual fluidos que tienen una variedad de propiedades físicas y bajo diferentes grados de agitación, transfieren calor.

El coeficiente de película, originado por convección forzada, a un fluido incompresible que viaja en flujo turbulento por una tubería de diámetro uniforme a flujo de masa constante, depende de la velocidad, densidad, calor específico, conductividad térmica, viscosidad, así como por el diámetro interno de la tubería. La velocidad, viscosidad, densidad y diámetro afectan el grueso de la película del fluido en la pared del tubo a través de la cual el calor debe ser conducido primero, también tienen influencia sobre el grado de mezcla del fluido. La conductividad térmica y el calor específico refleja la variación del promedio de la temperatura del fluido como resultado de la absorción uniforme de calor.

Debido a lo anterior se han buscado correlaciones empíricas de todas las variables y luego aplicarlo a datos experimentales. Mediante el análisis dimensional se ha formulado para el cálculo del coeficiente pelicular:

$$hD/k = (DG/\mu)^a (c\mu/k)^b \quad 2.6$$

Los exponentes se evalúan de datos experimentales. Los principales grupos adimensionales, han tomado nombres en honor a los primeros investigadores de flujo de fluidos y transferencia de calor. (Menciono los utilizados en propósito de este trabajo).

Número de Reynolds	Re	DG/μ
Número de Prandtl	Pr	$c\mu/k$

Número de Nusselt

Nu

hD/k

2.1.3) RADIACION:

Esta tercera forma de transferencia de calor, a diferencia de las dos anteriores que requieren de un medio para transportar el calor de la fuente al receptor, puede realizarse a través del vacío absoluto. La radiación involucra la transferencia de energía radiante. Parte de la energía radiante se absorbe por el receptor y parte es reflejada por él.

La energía radiante es de la misma naturaleza que la luz visible ordinaria y se considera también con la teoría electromagnética de Maxwell (ondas electromagnéticas, consistentes en un campo eléctrico oscilante acompañado por un campo magnético también oscilante en fase con él).

Todas las sustancias a temperaturas superiores al cero absoluto emiten o reciben una energía radiante, que es independiente de los agentes externos. Se le denomina radiación térmica.

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

$$dQ = \sigma \cdot \epsilon \cdot dA \cdot T^4 \quad 2.7$$

donde:

σ constante de Stefan-Boltzmann, dimensional

ϵ emisividad, adimensional

T temperatura absoluta.

En esta ley, conocida como la ley de la cuarta potencia, ϵ se determina experimentalmente al igual que la conductividad térmica o el coeficiente de película.

2.2) PROCESOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR:

En los procesos industriales la energía calorífica se transmite por cualquiera de ~~las~~ las diversas formas ya estudiadas, aunque casi siempre son combinaciones de dos de ellas. Es muy importante en todo caso la diferencia de temperaturas entre fuente y receptor, ya que representa el potencial por la cual la transferencia de calor se lleva a efecto.

Los procesos de transferencia involucran la cantidad de calor que debe transferirse, las razones a las cuales puede transferirse debido a la naturaleza de los cuerpos, la diferencia de potencial, la extensión y arreglo de las superficies que se separan la fuente y el receptor, y la cantidad de energía mecánica a disiparse para facilitar la transferencia. La pérdida de calor por un cuerpo (fuente) deberá ser igual al calor absorbido por otro (receptor), dentro de los confines del sistema.

Los principales equipos para los procesos de transferencia de calor se definen por las funciones que desempeñan en el proceso. Los intercambiadores recuperan calor entre dos corrientes. Los calentadores se usan primariamente para calentar fluidos de proceso y generalmente se usa vapor. Los enfriadores se emplean para enfriar fluidos de proceso y generalmente se usa agua. Los condensadores son enfriadores cuyo propósito principal es eliminar calor latente en lugar de calor sensible. Los hervidores tienen el propósito de suplir los requerimientos de calor en los procesos, como calor latente. Los evaporadores se emplean para la concentración de soluciones por evaporación de agua, si además de agua se vaporiza cual-

quier otro fluido la unidad es un vaporizador.

En estos equipos el calor se transmite por diversos métodos, por ejemplo: conducción en calentadores de resistencia eléctrica; conducción-convección en intercambiadores, generadores de vapor y condensadores; radiación en hornos.

Todos estos equipos desempeñan un papel importante en la industria. Este trabajo se ocupa de los intercambiadores y se presenta en los capítulos precedentes.

2.3) INTERCAMBIADORES DE CALOR:

Los intercambiadores de calor son tan importantes y tan ampliamente utilizados en las industrias de proceso que su diseño ha logrado un gran desarrollo.

Existen normas ideadas y aceptadas por TEMA (Tubular Exchangers Manufacturers Association) que especifican con detalle los materiales, métodos de construcción, técnica de diseño y dimensiones de intercambiadores.

2.3.1) TIPOS DE INTERCAMBIADORES DE CALOR:

Existen dos tipos de intercambiadores:

- Intercambiadores de doble tubo

- Intercambiadores de haz tubular y carcasa

A.-INTERCAMBIADORES DE DOBLE TUBO.-

Están constituidos por dos tubos concéntricos unidos por sus extremos mediante codos. (Fig. 2.3)

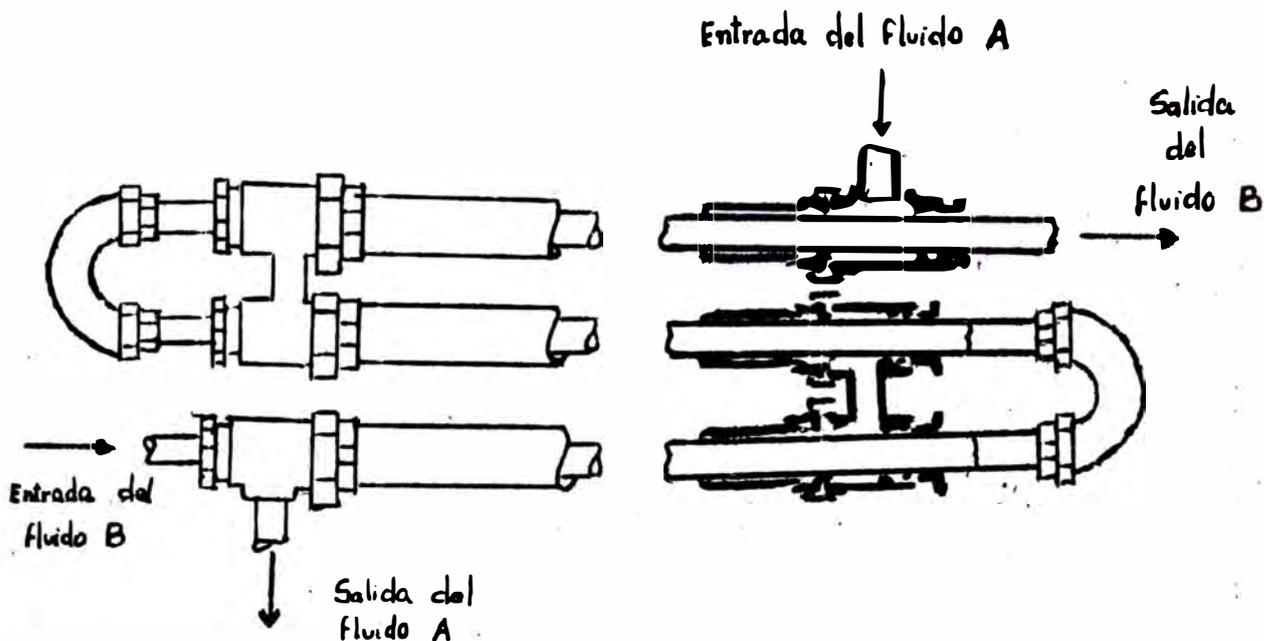


Fig. 2.3 Intercambiador de calor de Tubos Concentricos

Todos los elementos del aparato están unidos por empalmes, que permiten desmontarlos rápidamente para la limpieza o la sustitución de tubos,

Los tubos empleados son generalmente de acero de características IPS y Schedule 40 (anexo 1)

Estos intercambiadores son interesantes debido a la facilidad que ofrecen en su desmontaje y transformación. Se realiza también el intercambio a contracorriente para lo que significa un magnífico rendimiento.

Las superficies mayores realizables son del orden de 15 mt². Generalmente su empleo está limitado a los productos sucios, muy calientes y de pequeño caudal.

Los inconvenientes que presentan estos aparatos son: riesgos de fugas en los empalmes, flexión del tubo interior si la longitud es importante, superficie de transferencia pequeña en relación con el volumen global del aparato como consecuencia del radio mínimo de los codos que limita la aproximación de

los tubos.

B.- INTERCAMBIADORES DE HAZ TUBULAR Y CARCAZA:

Este tipo de intercambiador es el más usado en refinerías. Esta constituido por un haz de tubos montados sobre dos placas tubulares que llevan un número determinado de placas deflectoras (chicanas). Por cada extremo se fijan las cajas de distribución que aseguran la circulación del fluido por el interior de los tubos, en varias fases. El haz de tubos esta alojado en una carcasa provista de una tobera de entrada y otra de salida, para el segundo fluido que circula por el exterior de los tubos, siguiendo el camino impuesto por los deflectores. El intercambiador con cabezal de tubos fijos, es el tipo mas simple de estos y se muestra en la fig. 2.4

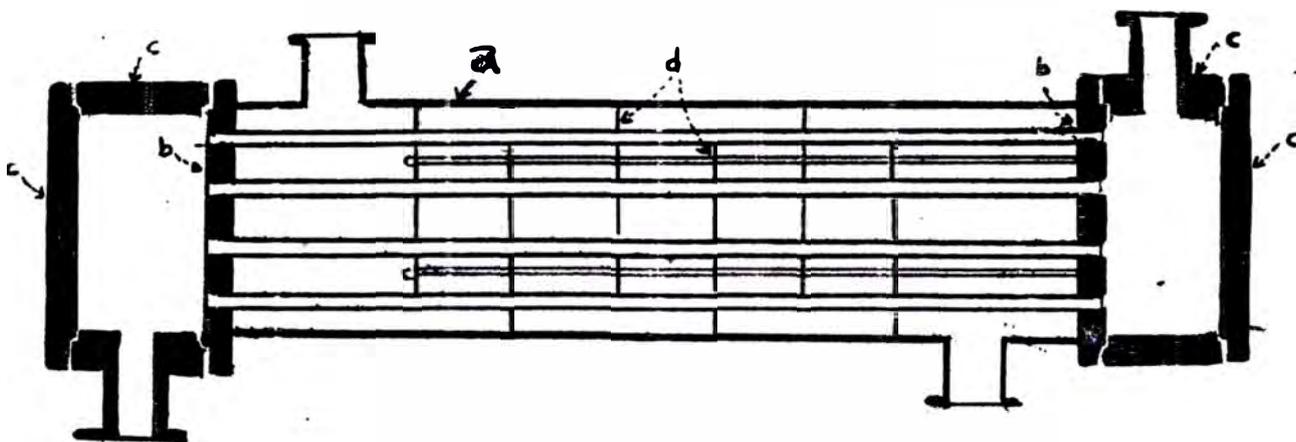


Fig. 2.4 Intercambiador de Cabezal Fijo

Las partes esenciales son: a) Carcasa, equipada con dos entradas y que tiene dos cabezales de tubos. b) Cabezales de Tubos, se encuentran a ambos lados y sirven también como bridas para fijar las dos cajas de distribución. c) Cajas de Distribución, a ambos lados que permiten la entrada y salida del fluido por el interior de los tubos. d) Placas Deflectoras,

son placas transversales que modulan el camino del fluido que circula por el exterior de los tubos. e) Espaciadores, consisten de un pasador atornillado en el cabezal de tubos que mantiene firmemente a los deflectores.

-CARCAZA.-son generalmente tubos de acero al carbono de características IPS y Schedule 30. Para diámetros nominales inferiores a 24 pulgadas se emplea un tubo de acero IPS (Schedule 30 hasta 12 pulg. y 1 cmt. de espesor entre 12 y 24 pulg.) si la presión de servicio es inferior a 20 Kg/cm^2 . Para mas de 24 pulg. La carcasa se hacen de planchas de acero enrolladas y soldadas.

Las toberas de entrada y salida se sueldan o no con una placa de refuerzo según la presión de servicio, además, llevará también la placa de identidad del aparato.

-HAZ DE TUBOS.-los tubos se fabrican en todos los metales con un determinado diámetro exterior y definido espesor de pared, según el número BWG. Las longitudes normales de los tubos son de 8, 12, 16 y 20 pies. (Anexo 1)

El equipo de haz de tubos y carcasa, involucra la expansión de un tubo en un cabezal de tubos y por lo tanto la formación de un sello que no fuga bajo condiciones razonables de operación. Un ejemplo sencillo y común de tubo expandido se muestra en la siguiente fig.

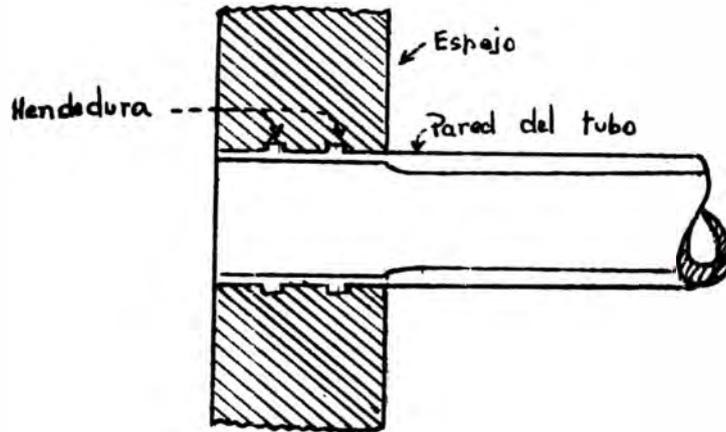


Fig. 2.5 Tubo Rolado

En algunos casos es deseable instalar tubos de manera que puedan ser removidos facilmente, tal como lo muestra la sgte. fig.

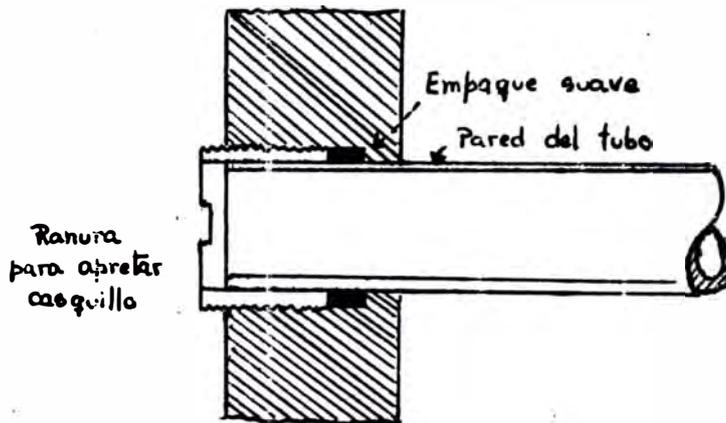


Fig. 2.6 Casquillo

En la práctica, los tubos se instalan en el cabezal de tubos mediante casquillos y usando anillos de metal suave como empaques.

Los tubos para intercambiadores, no deberán confundirse con tubos de acero u otro tipo de tubería obtenida por extrusión a tamaños normales de tubería de hierro. Los tubos usados cumplen con normas muy estrictas en sus medidas y se encuentran disponibles en varios metales dependiendo de las condiciones de uso, a saber:

acero al carbono, para uso general

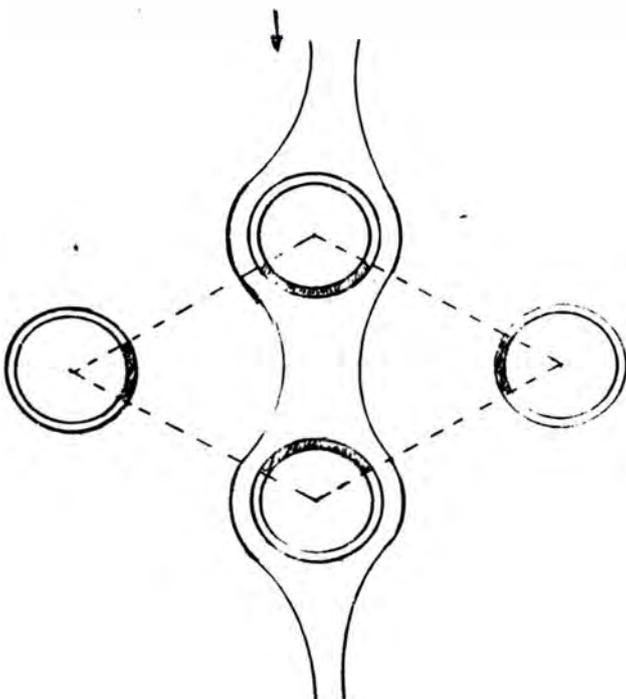
almiralty, para los que trábajan con agua de mar

aceros aleados, para productos corrosivos y temperaturas elevadas.

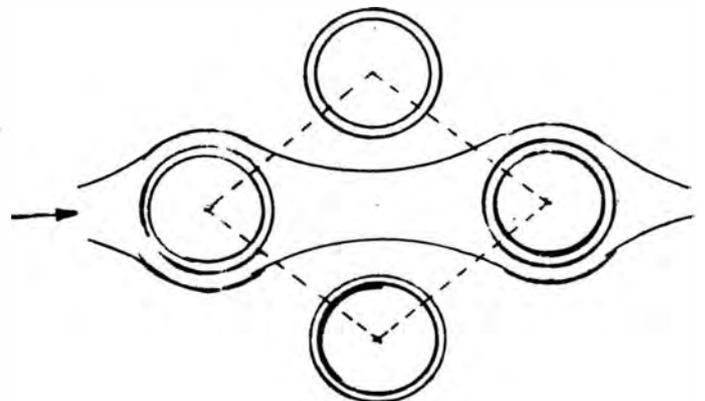
aluminio o cobre, para temperaturas muy bajas, etc.

Los tubos no pueden instalarse muy cerca uno de otro, ya que una franja demasiado estrecha de metal entre los tubos adyacentes, debilita estructuralmente el cabezal de tubos. Las normas TEMA especifican una distancia mínima de centro a centro de los tubos.

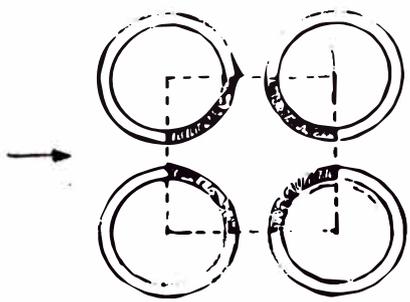
Los tubos se fijan en el cabezal, de tubos, según una disposición, ya sea de paso cuadrado o paso triangular. Teniendo en cuenta la orientación del haz en relación a la dirección general del fluido que circula en la carcasa se obtienen las cuatro disposiciones siguientes. (Anexo 2)



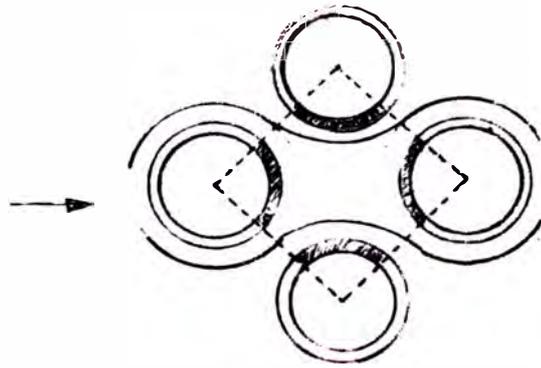
a.) Paso triangular normal



b.) Paso triangular invertido



c.) Paso Cuadrado Normal



d.) Paso Cuadrado Invertido

Fig. 2.7 Disposición de los tubos del haz

El paso triangular permite colocar alrededor de un 10 % de mas de tubos que en el paso cuadrado sobre un cabezal de tubos de diámetro dado, pero, en contra tiene que hace imposible la limpieza por el exterior de los tubos, introduciendo ras-cadores o rayadores a través del haz. Para estos aparatos es necesario recurrir a la limpieza química y reservar su empleo a productos limpios.

Luego excepto cuando la carcasa tiene gran tendencia a ensucarse, se debe usar el paso triangular para colocar los tubos pues se obtiene una área mayor de transferencia.

Por otra parte la disposición en cuadro provoca una menor caída de presión en el lado de la carcasa que la disposición triangular.

-DEFLECTORES.-son placas transversales que tienen por finalidad alargar el camino del fluido que circula por la carcasa y mejorar así la transmisión por el exterior de los tubos, aumentando la velocidad. Claro está que se logran coeficientes

de transferencia de calor mas altos cuando el fluido se mantiene en estado de turbulencia.

Hay varios tipos de deflectores, que se emplean, pero los más comunes estan constituidos generalmente por un disco que tiene un diámetro ligeramente inferior al de la carcasa y que posee un segmento libre, con un área que representa del 20% al 45% de la sección total. Normalmente dan una altura del segmento libre del 25% del diámetro interior de la carcasa.

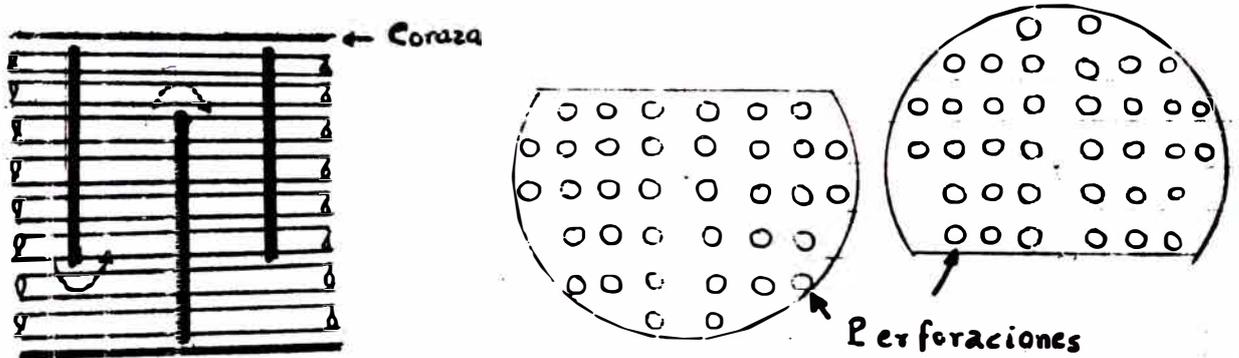


Fig. 2.8 Deflectores segmentados

La distancia, centro a centro, entre los deflectores se llama espaciado de los deflectores, generalmente no es mayor que el diámetro interior de la carcasa, ni menor que un quinto de este diámetro.

Además estas chicanas aseguran la rigidez del haz y son solidarias del cabezal de tubos por medio de unos pasadores atornillados que ocupan el lugar de los tubos. (Fig. 2.9)

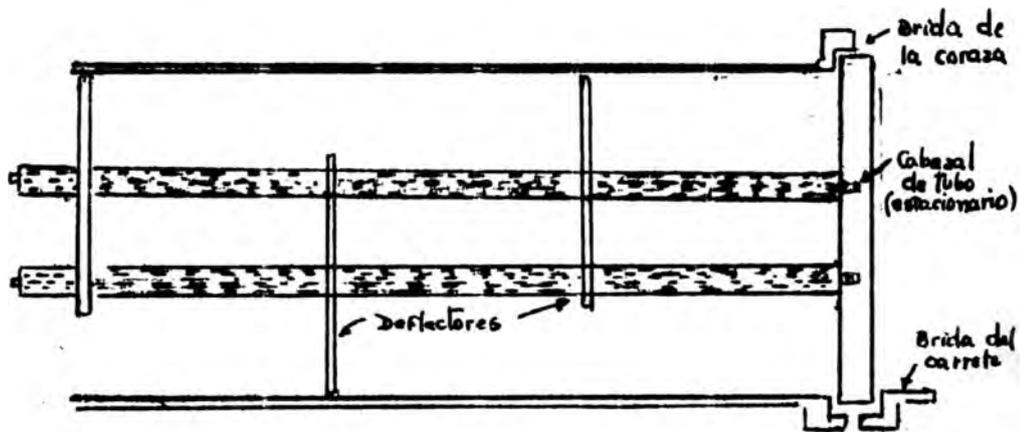


Fig. 2.9 Fijación de las Chicanas

Por último, al nivel de la brida de entrada en la carcasa, generalmente se suelda sobre el haz una placa perforada que evita la erosión en los tubos.

Con la introducción del haz de tubos en la carcasa se asegura la circulación del fluido por el exterior de los tubos. La circulación del fluido por el haz se asegura poniendo una caja de distribución, que lleva las bridas de entrada y salida, y una caja de retorno. Poniendo tabiques en estas cajas se asegura que el fluido atraviese, sucesivamente, varias secciones del haz, lo que tiene por objeto aumentar la velocidad y elevar así el coeficiente de transmisión por el interior de los tubos. La estanqueidad de los tabiques pegados al cabezal de tubos, hace que disminuya el número de tubos a utilizarse.

2.4) TIPOS DE INTERCAMBIADORES DE HAZ Y CARCAZA:

El intercambiador mostrado en la fig. 2.4 es el mas simple de estos, debido a que opera con un solo paso de fluido en el lado de la carcasa y un solo paso en el lado de los tubos. Se le denomina intercambiador 1-1.

Se distinguen tres tipos de aparatos:

2.4.1) INTERCAMBIADORES CON CABEZAL DE TUBOS FIJO:

En estos el cabezal puede estar directamente soldado sobre la carcasa. Son de construcción poco costosa y permiten alojar el máximo número de tubos, pero solo se pueden utilizar si la diferencia de temperatura entre el fluido caliente y frío es pequeña de modo que la dilatación o contracción del haz sea aceptable. Además su limpieza solo se efectúa por medios químicos, por lo que su uso en refinerías es muy limitado. (Fig. 2.14.a)

2.4.2) INTERCAMBIADORES DE CABEZA FLOTANTE:

En este tipo uno de los cabezales es fijo, bloqueado, entre las bridas de la carcasa y la caja de distribución. El segundo cabezal, de diámetro inferior lleva la caja de retorno y se puede mover libremente por el interior de la capota que cierra la carcasa.

El cabezal flotante puede juntarse con la caja de retorno de diferentes maneras. Se puede atornillar, lo que disminuye el número de tubos en el cabezal, se le denomina cabezal flotante de arrastre. El atornillador no solo reduce el número de tubos, sino que también provee de una canalización de flujo no deseable entre el banco de tubos y la carcasa. Para estos problemas se usa un anillo seccionado. (Fig. 2.10.b)

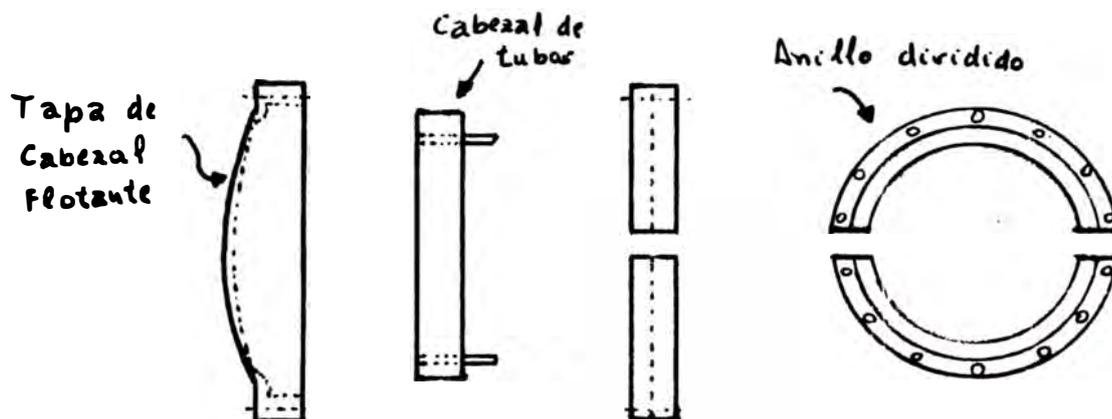


Fig. 2.10 Ensamble de anillo abrazadera dividido

Aún cuando es relativamente cara su manufactura tiene un gran número de ventajas mecánicas. El cabezal flotante de tubos se sujeta mediante una abrazadera que se colocá detras del cabezal de tubos, el cual esta dividido por mitad para permitir desmantelarse.

Estos aparatos permiten la expansión térmica del haz, así como su limpieza mecánica, constituyendo casi la totalidad de intercambiadores usados en la refinería. (Fig. 2.11.b)

2.4.3) INTERCAMBIADORES CON TUBOS EN U :

Utiliza tubos doblados en forma de U, suprime un cabezal de tubos, conservando las propiedades de expansión de la cabeza flotante.

La economía por anular una placa tubular se compensa por la imposibilidad de la limpieza mecánica y por un número de tubos menor debido al diámetro mínimo de curvatura de los tubos, lo que obliga al constructor a dejar un espacio libre en el centro del haz. (Fig. 2.11.c)

Su uso generalmente, es en los reboilers a vapor.

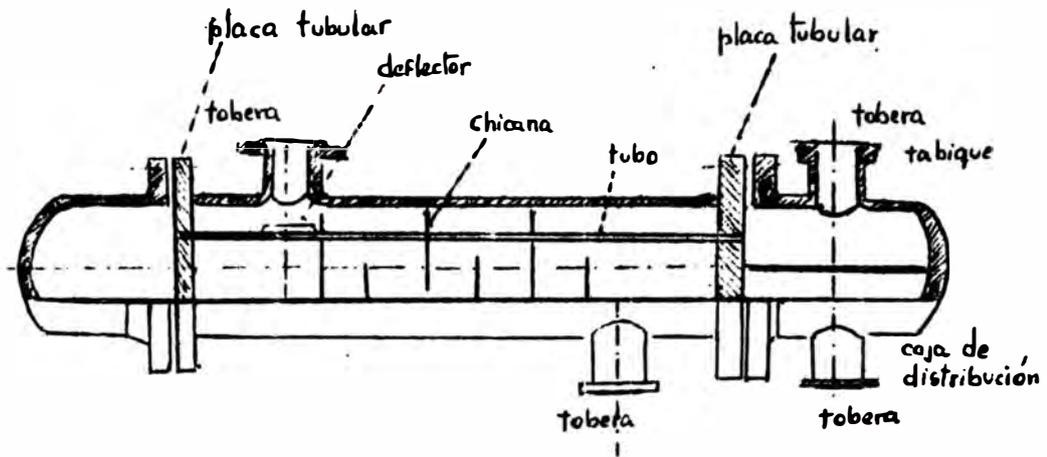


Fig. 2.11.a Intercambiador de placas tubulares fijas

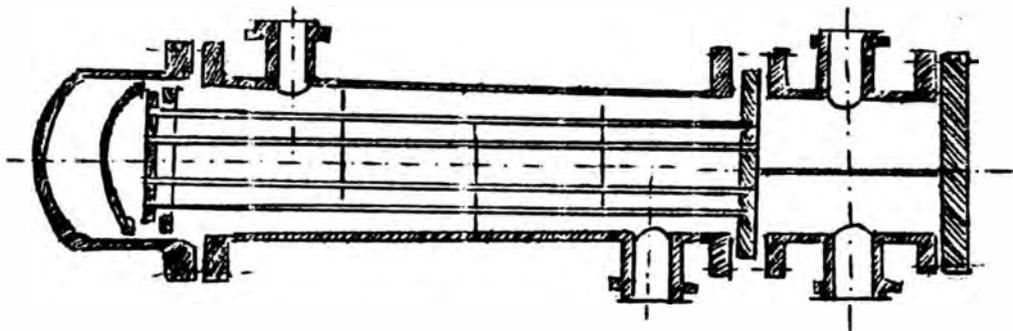


Fig. 2.11.b Intercambiador de cabeza flotante

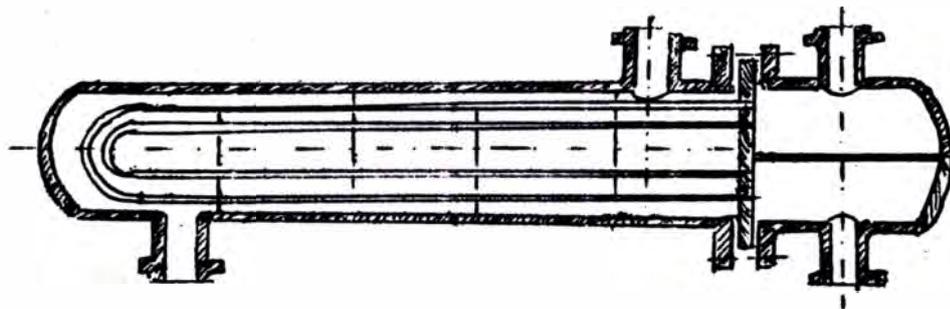


Fig. 2.11.c Intercambiador constituido con tubos en U

2.5) INTERCAMBIADORES DE HAZ Y CARCAZA DE PASOS MÚLTIPLES:

En la construcción de intercambiadores de paso múltiple se pueden utilizar velocidades más elevadas, tubos más cortos y resolver más fácilmente el problema de la expansión. En estos disminuye la sección libre para el flujo, por lo tanto, aumenta la velocidad, dando lugar a un aumento del coeficiente de transmisión de calor.

Sus principales desventajas son de que el intercambiador es más complicado y por lo que aumentan las pérdidas por fricción en el aparato debido a la mayor velocidad y a la multiplicación de las pérdidas de entrada y salida.

En las siguientes figuras mostramos intercambiadores 1-2 y 2-4, respectivamente.



Fig. 2.12 INTERCAMBIADOR 1-2

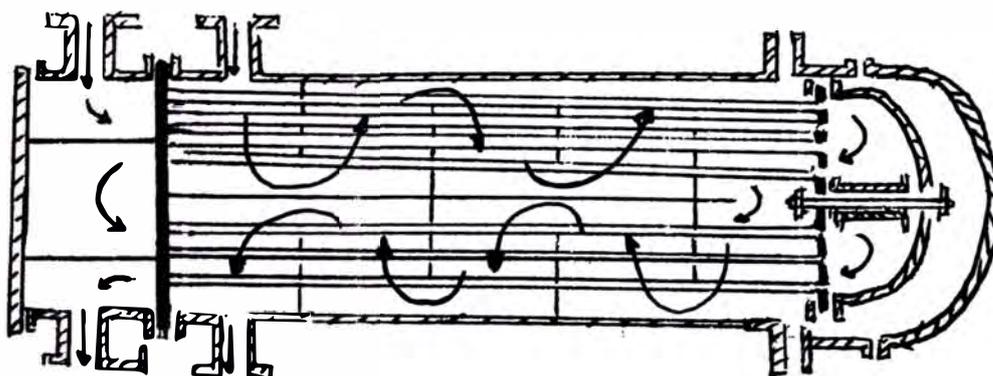


Fig. 2.13 INTERCAMBIADOR 2-4

En un intercambiador de 4 pasos la velocidad media en los tubos es cuatro veces mayor que en un intercambiador simple que tiene el mismo número y tamaño de los tubos y operando con igual caudal del fluido. El coeficiente de transmisión del lado de los tubos es aproximadamente $4^{0.8} = 3.03$ veces mayor y todavía puede ser mayor si la velocidad en la unidad de paso simple es suficientemente pequeña para dar lugar a flujo laminar. La pérdida de presión por fricción es aproximadamente $4^{2.8} = 48.5$ veces mayor.

El diseño mas económico corresponde a una velocidad tal en los tubos que el incremento del costo de la potencia necesaria para el bombeo se compense con la disminución del costo del aparato. Una velocidad demasiado baja ahorra potencia de bombeo pero en cambio requiere un intercambiador excesivamente grande, y por consiguiente, muy costoso.

En los intercambiadores de paso múltiple se utiliza un número par de pasos por los tubos, generalmente. Un tipo muy utilizado es el intercambiador 1-2 de corrientes paralelas-contracorriente, en el cual el fluido de la carcaza circula en un paso y el líquido del lado de los tubos lo hace en dos pasos. El intercambiador 1-2, tiene una importante limitación y es debido al paso de flujo en corrientes paralelas, pues no permite que la temperatura de uno de los fluidos a la salida sea muy próxima a la temperatura del otro fluido a la entrada.

En un intercambiador 2-4 se puede obtener una mejor recuperación de calor. Opera con dos pasos por el lado de la carcaza y cuatro pasos en el lado de los tubos, luego se consiguen mayores velocidades y un coeficiente más elevado que en un in-

tercambiador 1-2 que opere con las mismas velocidades de flujo.

Generalmente cuando se requieren intercambiadores 2-4 o de mayor número de pasos, se instalan intercambiadores 1-2 en serie. Es decir si requerimos de un intercambiador 4-8, se puede lograr con 4 intercambiadores 1-2 en serie o con 2 intercambiadores 2-4 en serie.

CAPITULO 3

CONSIDERACIONES BASICAS PARA EL DISEÑO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR

- 3.1) Dimensionar un intercambiador de calor
- 3.2) Calculo y diseño de un intercambiador.

CAPITULO 3

En todo cálculo de intercambiador de calor el objeto es obtener la recuperación de una cantidad de calor en condiciones económicas óptimas, que son un compromiso entre los gastos de inversión y los gastos operatorios. La dualidad transmisión de calor-pérdida de carga domina todo el problema.

Los coeficientes son tanto mayores cuanto la velocidad es mayor y por lo tanto el número de Reynolds elevado, lo que provoca una reducción de la superficie a proyectar. En contrapartida, la elevación del número de Reynolds provoca un aumento en la pérdida de carga y que conduce a emplear una bomba con presión de impulsión superior, lo que exige mas energía. De manera que lo que se gana en la superficie del aparato se pierde con el crecimiento de los gastos operatorios.

Otro índice de la incidencia indirecta de la velocidad de circulación es el ensuciamiento de los tubos, que se traduce en resistencia a la transmisión. Los depósitos sobre los tubos reducen la cantidad de calor transmitida por una superficie dada y determinan la frecuencia de las paradas para limpiar y los gastos de mantenimiento.

3.1) DIMENSIONAR UN INTERCAMBIADOR:

Para dimensionar un intercambiador los calculos pueden hacerse de una manera ordenada, suponiendo la existencia de un intercambiador y probándolo para los factores de obstrucción y caídas de presión deseadas.

De los componentes de la ecuación de Fourier $Q = U d . A . \Delta t$, Q se calcula de las condiciones del proceso y Δt se obtie-

ne suponiendo cierta trayectoria del fluido. Las incógnitas restantes son U_d y A .

El coeficiente de diseño U_d a su vez se relaciona mediante un factor de ensuciamiento razonable con el coeficiente de transmisión limpio U_l , que refleja las características de transferencia de los dos fluidos. Si se supone un valor U_d , esto permite un cálculo de prueba de A .

Cuando el valor de A se combina con la longitud del tubo y un arreglo determinado de los mismos, es posible obtener el tamaño de la carcasa del intercambiador.

Habiendo decidido tentativamente que fluido pasará por los tubos, el número de pasos por tubos, como tentativa, puede aproximarse por la cantidad de fluido en los tubos y el número de tubos correspondiente al valor de prueba de A .

Si el número de pasos en los tubos se ha supuesto incorrectamente, un cambio en este altera la superficie total que contine una carcasa dada, ya que, el número de tubos para una carcasa de cierto diámetro varía con el número de pasos en los tubos.

Si el número de pasos supuesto fue satisfactorio, esto da un valor de h_i arriba de U_d y la caída de presión no excede la caída de presión permisible para el fluido. Se puede proceder hacia el lado de la carcasa suponiendo un espaciado de los deflectores como prueba, el cual puede variarse, si se está en error, sobre un amplio rango sin alterar h_i , A o Δt computados previamente para el lado de los tubos.

Es siempre ventajoso, hacer los computos primero para el lado de los tubos para justificar el uso de una carcasa en par-

ricular.

Al calcular un intercambiador ,el mejor es el más pequeño, que con un diseño estándar llene los requerimientos de caída de presión y de factor de obstrucción.

Limitaciones, tal como, el rango extremo del espaciado de los deflectores

Espaciado máximo = DI de la carcasa, pulg.

Espaciado mínimo = DI de la carcasa/5

originan el hecho de que a espaciados más amplios el flujo tiende a ser axial en lugar de través del haz de tubos, y a un espaciado demasiado cerrado hay excesivas fugas entre los deflectores y la carcasa.

Las diferentes combinaciones del número de pasos en los tubos y el espaciado de los deflectores permiten variaciones de la velocidad másica y en los coeficientes de película sobre límites bastante amplios. El número de pasos en los tubos puede variarse de 2 a 8 y en carcasas muy grandes hasta 16. La velocidad másica en la carcasa puede alterarse hasta cinco veces entre el mínimo y el máximo del espaciado de los deflectores. En los intercambiadores 1-2 el mínimo rendimiento se obtiene con dos pasos en los tubos y el máximo espaciado de los deflectores. Para el lado de los tubos en el flujo turbulento:

$$h_i \propto Gt^{0.8} \quad 3.1$$

$$\Delta P_t \propto Gt^2 \cdot n \cdot L \quad 3.2$$

donde n es el número de pasos y L la longitud del tubo. Teniendo hasta 8 pasos en los tubos con el mismo diámetro interior de la carcasa, los cambios que ocurren son:

$$\frac{h_i (8 \text{ pasos})}{h_i (2 \text{ pasos})} = \left(\frac{8}{2}\right)^0 \cdot 8 = 3/1$$

pero:

$$\frac{\Delta Pt (8 \text{ pasos})}{\Delta Pt (2 \text{ pasos})} = \frac{8^2 \cdot 8 \cdot 1}{2^2 \cdot 2 \cdot 1} = \frac{64}{1}$$

Vemos que, aunque, el coeficiente de transferencia puede aumentarse tres veces, la caída de presión debe aumentarse 64 veces.

Para flujo laminar la disposición de una cantidad mayor de energía en el bombeo aumentará el coeficiente del lado de los tubos en:

$$\frac{h_i (8 \text{ pasos})}{h_i (2 \text{ pasos})} = \left(\frac{8}{2}\right)^{1/3} = \frac{1.58}{1}$$

siempre que el fluido se maneje en forma laminar en ambos casos. El lado de la carcasa puede representarse aproximadamente por :

$$h_o \propto G_s^{0.5}$$

$$\Delta P_s \propto G_s^2 \cdot (N+1)$$

donde N es el número de deflectores y N+1 el número de cruces del haz de tubos. Los cambios en el lado de la carcasa entre el mínimo y el máximo espaciado de los deflectores son:

$$\frac{h_{o, \text{min.}}}{h_{o, \text{max.}}} = \left(\frac{5}{1}\right)^{0.5} = \frac{2.24}{1}$$

pero,

$$\frac{\Delta P_{s, \text{min.}}}{\Delta P_{s, \text{max.}}} = \frac{5^2 \cdot 5}{1^2 \cdot 1} = \frac{125}{1}$$

Contrarestando esto, sin embargo, está el hecho de que el lado de la carcasa da coeficientes de película de mas alto orden, para la más pequeña de las dos corrientes si hay una gran diferencia en el peso del flujo del fluido.

Por otro lado, hay numerosas ventajas en la estandarización del diámetro exterior, grueso y longitud de los tubos usados en la planta. Esto reduce el número de tamaños y longitudes que deben almacenarse para remplazar los tubos que acusen fugas. Esto también reduce el número de herramientas necesarias para su instalación, limpieza y mantenimiento.

La selección del diámetro del tubo es un aspecto económico. Cuanto más pequeño el diámetro del tubo, se requerirá para una superficie dada una carcasa menor, mayor valor de hi y menor costo inicial. La naturaleza de la variación del costo, se muestra en la siguiente fig.

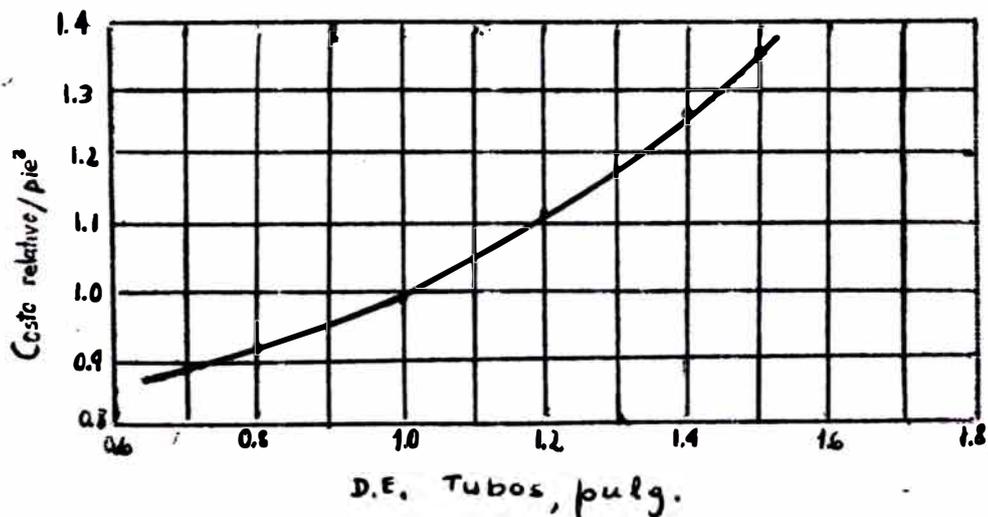


Fig. 3.1 Costo de la superficie tubular VS. diámetro exterior del tubo. (Sieder, Chemical Eng.)

El costo por pie cuadrado aumenta grandemente a medida que el diámetro se aleja de 1 pulg.

Similarmente a mayor longitud de tubo menor diámetro en la carcasa para una superficie dada. En la siguiente fig. se muestra la variación de este costo.



Fig. 3.2 Costo de la superficie tubular VS. longitud de tubo. (Sieder, Chemical Eng.)

La variación del costo entre el uso de tubos de 12, 16 y 20 pies no varía grandemente.

El menor costo de la superficie obtenido de tubos de pequeño diámetro y gran longitud se contraresta por el hecho de que el mantenimiento y particularmente su limpieza son más costosos. Si los tubos son demasiado pequeños, menos de 3/4 pulg. de diámetro exterior, habrá demasiados para limpiar y hay menos facilidad para manejar y limpiar los tubos pequeños. Si los tubos son muy largos, es difícil remover el haz de tubos y debe proveerse de espacio no solamente para el intercambiador, sino que también debe haberlo para extraer el haz de tu-

bos.

En refinerías generalmente se usan tubos de 3/4 pulg. de diámetro exterior y de una longitud de 20 pies de largo.

3.2) CALCULO Y DISEÑO DE UN INTERCAMBIADOR :

El bosquejo para el diseño de un intercambiador es el siguiente. (método de Kern)

Se necesitan tener como datos, de las condiciones del proceso, tanto del fluido caliente como del fluido frío lo sgte. : t_1 , t_2 , W , c , s , μ , k , R_d , ΔP .

La longitud del tubo, diámetro exterior y espaciado, pueden ser especificados por la práctica industrial.

Las ecuaciones fundamentales para este cálculo, se dan a continuación (se adoptó el sistema inglés en unidades).

3.2.1) CALCULO DEL FLUJO DE CALOR :

Para cualquier tipo de aparato utilizado, si solo se tiene en consideración las condiciones de entrada y salida de los dos fluidos, se puede establecer el balance térmico global del aparato escribiendo que la cantidad de calor Q pérdida por el fluido caliente es igual a la que toma el fluido frío, si se desprecian las pérdidas térmicas:

$$Q = W.C.(T_1 - T_2) = w.c.(t_2 - t_1) \quad 3.3$$

Como se ha visto anteriormente, aplicando la ecuación de Fourier al conjunto del aparato, tenemos:

$$Q = U.A.\Delta t_m \quad 3.4$$

donde :

A es la superficie total de intercambio que opera el aparato.

U el coeficiente de transmisión global

Δt_m la diferencia de temperatura media entre los dos fluidos.

Los valores de U y Δt_m son función de la disposición interna de los tubos, del número de pasos y de las características del movimiento de los fluidos.

El objeto de diseñar un intercambiador es precisamente asumir U y Δt_m a partir de las características de los aparatos y de los fluidos, para luego, determinar el área requerida que cumpla con ciertas restricciones.

3.2.2) DIFERENCIA MEDIA DE TEMPERATURA

Cuando un fluido se calienta o se enfría, su temperatura es variable a lo largo de la sección transversal de la corriente. Si el fluido se calienta, su temperatura es máxima junto a la pared de la superficie de calentamiento y va disminuyendo a medida que se avanza hacia el centro de la corriente. Luego es preciso obtener una temperatura media de la corriente y es la que alcanzaría toda la corriente del fluido que atravieza la sección en cuestión.

La evolución de la temperatura en cada fluido a partir de las temperaturas de entrada T_1 y t_1 , que condiciona directamente el valor medio de t_m , es función de

- La naturaleza y caudales respectivos de los dos fluidos
- El sentido del movimiento relativo de los dos fluidos que pueden circular: a) contracorriente pura o acorrientes paralelas, como es el caso de intercambiadores de doble tubo. b) a contracorrientes mixtas,

sucesivamente a contracorriente y a corrientes paralelas, para los aparatos de varios pasos.

Para la derivación de la diferencia de temperatura entre dos fluidos, deben hacerse las siguientes suposiciones:

- El coeficiente de transferencia de calor U es constante en toda la trayectoria.
- Las velocidades másicas de los fluidos son constantes, obediendo los requerimientos del estado estable.
- El calor específico es constante sobre toda la trayectoria.
- No hay cambios de fase en el sistema. La derivación es aplicable para cambios en el calor sensible.
- Las pérdidas de calor son despreciables.

La más dudosa de estas suposiciones es la de constancia del coeficiente total de transferencia, pues este varía con las temperaturas de los fluidos. Debido a que este cambio con la temperatura es gradual, de manera que, cuando los intervalos de temperatura son moderados, la suposición de que U permanece constante no conduce a un error importante.

3.2.2,1) CONTRACORRIENTE PURA:

Solo se produce en aparatos de doble tubo.

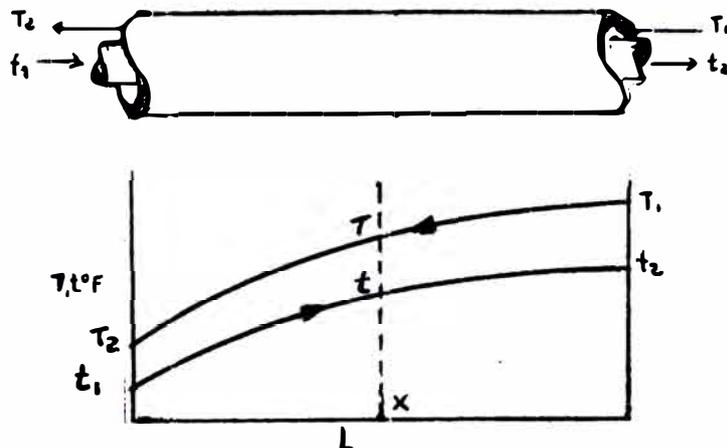


Fig. 3.3 Intercambio a contracorriente pura

Aplicando la forma diferencial de la ecuación del estado estable,

$$dQ = U.(T-t).a''.dL \quad 3.5$$

donde, a'' son los pies cuadrados de superficie por pie lineal de tubo δ

$$a''.dL = dA$$

De un balance diferencial de calor:

$$dQ = W.C.dT = w.c.dt \quad 3.6$$

donde Q es el límite cuando dQ varía de 0 a Q .

En cualquier punto en el tubo de izquierda a derecha, el calor ganado por el fluido frío es igual al cedido por el fluido caliente.

Haciendo un balance desde $L=0$ a $L=x$, se tiene:

$$W.C.(T-T_2) = w.c.(t-t_1) \quad 3.7$$

de donde :

$$T = T_2 + (wc/WC)(t-t_1) \quad 3.8$$

de las ecuaciones 3.5 y 3.6, sustituyendo por T

$$dQ = w.c.d\mathbf{t} = U.(T_2 + (wc/WC).(t-t_1) - t).a''.dL$$

donde t y L son las únicas variables

$$\int \frac{U.a''.dL}{wc} = \int \frac{dt}{T_2 - (wc/WC).t_1 + ((wc/WC) - 1).t} \quad 3.9$$

Integrando dL entre 0 y L , y dT entre t_1 y t_2

$$\frac{UA}{wc} = \frac{1}{((wc/WC) - 1)} \ln \frac{T_2 - (wc/WC).t_1 + ((wc/WC) - 1).t_2}{T_2 - (wc/WC).t_1 + ((wc/WC) - 1).t_1} \quad 3.10$$

Sustituyendo T_2 de la ecuación 3.7 y desarrollando:

$$\frac{UA}{wc} = \frac{1}{(wc/WC) - 1} \ln \frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1} \quad 3.11$$

Sustituyendo para w_c/WC la ecuación 3.7, queda como:

$$\begin{aligned} \frac{UA}{w_c} &= \frac{1}{((T_1-T_2)/(t_2-t_1))^{-1}} \ln \frac{T_1-t_2}{T_2-t_1} \\ &= \frac{t_2-t_1}{(T_1-t_2) - (T_2-t_1)} \ln \frac{T_1-t_2}{T_2-t_1} \end{aligned} \quad 3.12$$

Puesto que $Q = w.c.(t_2-t_1)$ y sustituyendo Δt_2 y Δt_1 para las temperaturas terminales caliente y fría T_1-t_2 y T_2-t_1 ,

$$Q = UA \cdot \left(\frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{\ln \Delta t_2 / \Delta t_1} \right) \quad 3.13$$

Si la diferencia entre las dos terminales $\Delta t_2 - \Delta t_1$ se escribe de manera que sea positiva, entonces la razón de las dos terminales tomadas en el mismo orden es numericamente mayor que uno, eliminándose cualquier confusión debido a signos negativos. La expresión entre paréntesis en la ecuación 3.13 es la media logarítmica de la diferencia de temperaturas y se abrevia con las siglas MLDT.

Luego:

$$Q = U.A.\Delta t = U.A.MLDT$$

$$\Delta t = MLDT = \frac{(T_1-t_2) - (T_2-t_1)}{\ln (T_1-t_2)/(T_2-t_1)} = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{\ln \Delta t_2 / \Delta t_1} \quad 3.14$$

3.2.2.2) CORRIENTES PARALELAS:

Se obtiene permutando la entrada por la salida, en un intercambiador de contracorriente.

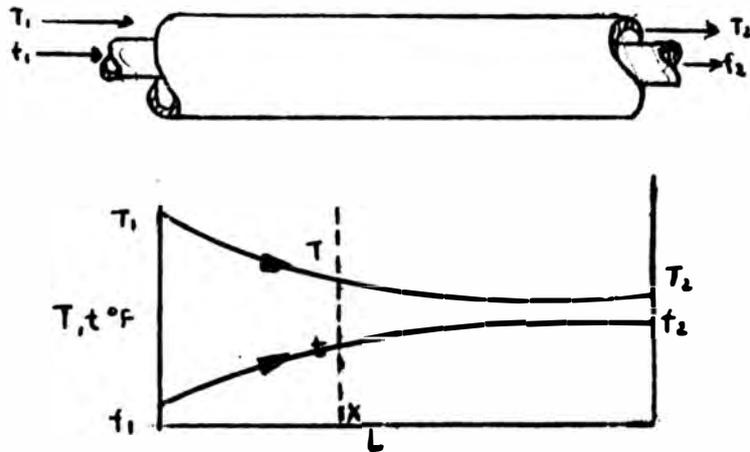


Fig. 3.4 Intercambio a corrientes paralelas

El flujo a corrientes paralelas se utiliza muy poco en un intercambiador de un solo, debido a que, según se deduce de la Fig. 3.4, no es posible conseguir que la temperatura de salida de un fluido se aproxime a la de entrada del otro.

El flujo en corrientes paralelas se utiliza en casos especiales cuando es preciso limitar la temperatura máxima que debe de alcanzar el fluido frío o cuando interese que la temperatura de uno de los fluidos varíe rápidamente.

Las ecuaciones básicas son las mismas que para flujo en contracorriente pura. Considerando de nuevo la diferencia del terminal caliente $\Delta t_2 = T_1 - t_1$, como la diferencia de temperatura mayor en flujo paralelo y $\Delta t_1 = T_2 - t_2$ la diferencia de temperatura menor, el resultado es:

$$Q = UA \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{\ln \Delta t_2 / \Delta t_1} \quad 3.15$$

3.2.2.3) INTERCAMBIADORES POR UN PASO POR EL LADO DE LA CARCAZA:

Consideremos un intercambiador 1-2, como se muestra en la siguiente figura, para el arreglo de la tobera indicado:

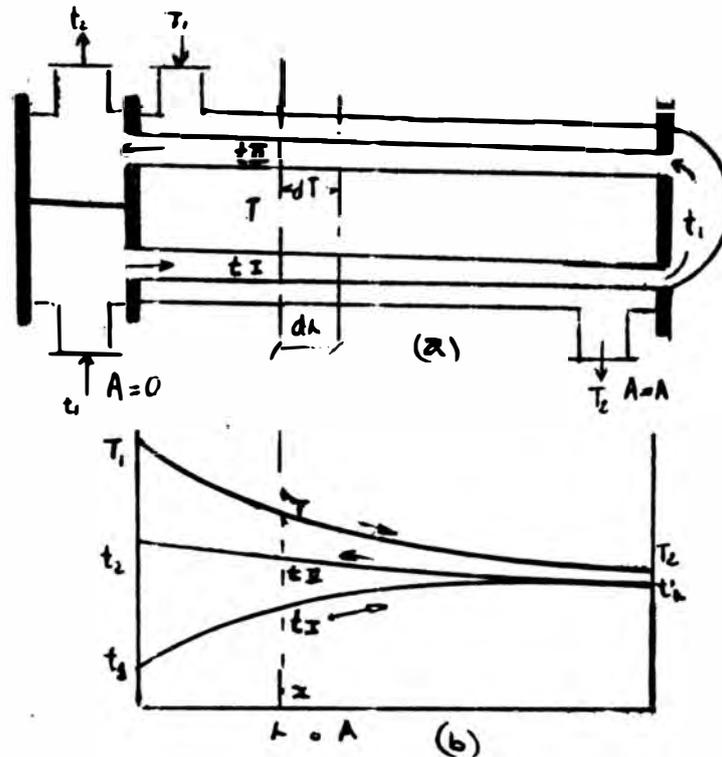


Fig. 3.5 Relaciones de temperatura en un intercambiador 1-2

Respecto al fluido de la carcasa, un paso en los tubos está en contracorriente y el otro en paralelo. Ya sabemos que, mayor diferencia de temperatura se encuentra cuando las corrientes de proceso están en contracorriente y menores diferencias para el flujo en paralelo.

El intercambiador 1-2 es una combinación de ambos, y la LMTD para contracorriente o flujo paralelo no puede ser la diferencia verdadera de temperatura para un arreglo contracorriente-paralelo.

El método empleado es una modificación de la derivación de Underwood y se presenta en la forma final propuesta por Nagle y Bowman, Mueller y Nagle.

La constancia del coeficiente de transmisión U y los calores específicos, se puede admitir siempre, y se considera, en cada sección transversal, una temperatura media del fluido que cir-

cula por la carcaza, según el camino impuesto por las chicanas.

El balance total de calor, siendo Δt la diferencia verdadera de temperatura, es:

$$Q = UA \cdot \Delta t = WC \cdot (T_1 - T_2) = wc \cdot (t_2 - t_1) \quad 3.16$$

de la cual

$$\Delta t = \left(\frac{T_1 - T_2}{UA/WC} \right)_{\text{real}} = \left(\frac{t_2 - t_1}{UA/wc} \right)_{\text{real}} \quad 3.17$$

En la fig. 3.5 sea T la temperatura del fluido de la carcaza a cualquier sección transversal de la misma $L=x$ entre $L=0$ y $L=L$. Sea t_I y t_{II} las temperaturas en el primero y segundo paso de los tubos, respectivamente y a la misma sección transversal T. Sea a'' la superficie externa por pie lineal.

En el incremento de superficie $dA = a'' \cdot dL$ la temperatura de la carcaza cambia por $-dT$.

En la cota L, el balance térmico de un elemento dL se efectuará considerando la suma de los efectos de los dos pasos, llamados I y II, o sea:

$$-WC \cdot dT = U \left(\frac{dA}{2} \right) (T - t_I) + U \left(\frac{dA}{2} \right) (T - t_{II}) \quad 3.18$$

$$-WC \cdot dT = U \cdot dA \cdot \left(T - \frac{t_I + t_{II}}{2} \right) \quad 3.19$$

$$-\int \frac{U \cdot dA}{WC} = \int \frac{dT}{T - (t_I + t_{II})/2} \quad 3.20$$

Pero T, t_I y t_{II} son variables dependientes. El balance de calor del aparato, respecto a la longitud L, da la primera relación entre las variables:

$$WC \cdot (T - T_2) = wc \cdot (t_{II} - t_I) \quad 3.21$$

y el balance de calor por paso

$$w_c \cdot dtI = U \cdot dA / 2 \cdot (T - tI) \quad 3.22$$

$$w_c \cdot dtII = -U \cdot dA / 2 \cdot (T - tII) \quad 3.23$$

dividiendo estas dos últimas ecuaciones

$$\frac{dtII}{dtI} = - \frac{T - tII}{T - tI} \quad 3.24$$

Integrando la ecuación 3.20 y poniendo:

$$R = \frac{w_c}{WC} = \frac{T1 - T2}{t2 - t1} \quad 3.25$$

$$S = \frac{t2 - t1}{T1 - t1}$$

El factor R, es la relación entre la disminución de temperatura del fluido caliente y el aumento de temperatura del fluido frío.

El factor S, es la "eficacia del calentamiento" o relación entre el aumento real de temperatura del fluido frío y el aumento máximo que experimentaría la temperatura de dicho fluido si el acercamiento en el extremo caliente fuese cero (suponiendo flujo en contracorriente).

Luego la integral queda bajo la sgte. forma:

$$\left(\frac{UA}{w_c \text{ real}} \right) = \frac{1}{\sqrt{R^2 + 1}} \ln \frac{2 - S(R+1 + \sqrt{R^2 + 1})}{2 - S(R+1 - \sqrt{R^2 + 1})} \quad 3.26$$

Así también la expresión obtenida a contracorriente pura con las notaciones R y S, se escribe:

$$\left(\frac{UA}{w_c \text{ contra-corriente}} \right) = \frac{t2-t1}{(T1-t2)-(T2-t1)} = \frac{\ln (1-S)/(1-RS)}{R-1} = \frac{\ln (T1-t2)/(T2-t1)}{\ln (T1-t2)/(T2-t1)} \quad 3.27$$

La razón de la diferencia real de la temperatura a la M.T.D.T

es:

$$\frac{t_2 - t_1}{(UA/wc)_{real}} \bigg/ \frac{t_2 - t_1}{(UA/wc)_{contra-corriente}} = \frac{(UA/wc)_{contra-corriente}}{(UA/wc)_{real}} \quad 3.2$$

llamando a la relación fraccionaria entre la diferencia verdadera de temperatura y la MLDT como Ft,

$$F_t = \frac{\sqrt{R^2 + 1} \cdot \ln \frac{(1-S)/(1-RS)}{2-S(R+1-\sqrt{R^2+1})}}{(R-1) \cdot \ln \frac{1}{2-S(R+1+\sqrt{R^2+1})}} \quad 3.29$$

Luego la ecuación de Fourier para un intercambiador 1-2 puede escribirse como:

$$Q = U.A.F_t.(MLDT) \quad 3.30$$

Cuando un intercambiador tiene 1 paso en la carcasa y cuatro, seis, ocho o más pasos pares en los tubos, tal como un intercambiador 1-4, 1-6, 1-8; la ecuación 3,20 para un intercambiador 1-4 es:

$$\int \frac{U \cdot dA}{WC} = \int \frac{dT}{T - (t_I + t_{II} + t_{III} + t_{IV})/4} \quad 3.31$$

para un intercambiador 1-6 es:

$$\int \frac{U \cdot dA}{WC} = \int \frac{dT}{T - (t_I + t_{II} + t_{III} + t_{IV} + t_V + t_{VI})/6} \quad 3.32$$

Se demuestra que los valores de Ft para intercambiadores de 4, 6 o 8 pasos varían menos del 2%, por lo tanto, se usa el valor dado de Ft para intercambiador 1-2.

La razón de que Ft sea menor que 1.0 se debe, naturalmente, al hecho de que el paso de los tubos en paralelo con el fluido de la carcasa, no contribuye de manera efectiva a la diferencia de temperatura como sucede con el flujo a contracorriente.

Debido a todas las suposiciones hechas para la derivación de F_t , pueden causar ciertas discrepancias en el cálculo de Δt . Si el valor de t_i al final del paso en paralelo, se requiere se aproxime a T_2 más cercanamente que el valor derivado de t_i , esto será una violación a las reglas del flujo en paralelo, es decir, la salida de una de las corrientes t_i no puede alcanzar la salida de la otra T_2 , sino mediante una área infinita. Además cuando $T_2=t_2$ la eficacia F_t permanece igual a 0.8 para los valores corrientes de R comprendidos entre 0.1 y 10. Por esto se aconseja en los cálculos de intercambiadores, no adoptar valores de F_t inferiores a 0.75

Por otro lado Underwood ha demostrado que la inversión de los tubos de entrada y salida de la carcasa que establecen el primer paso a contracorriente (fig. 3.6), conserva el valor de F_t .

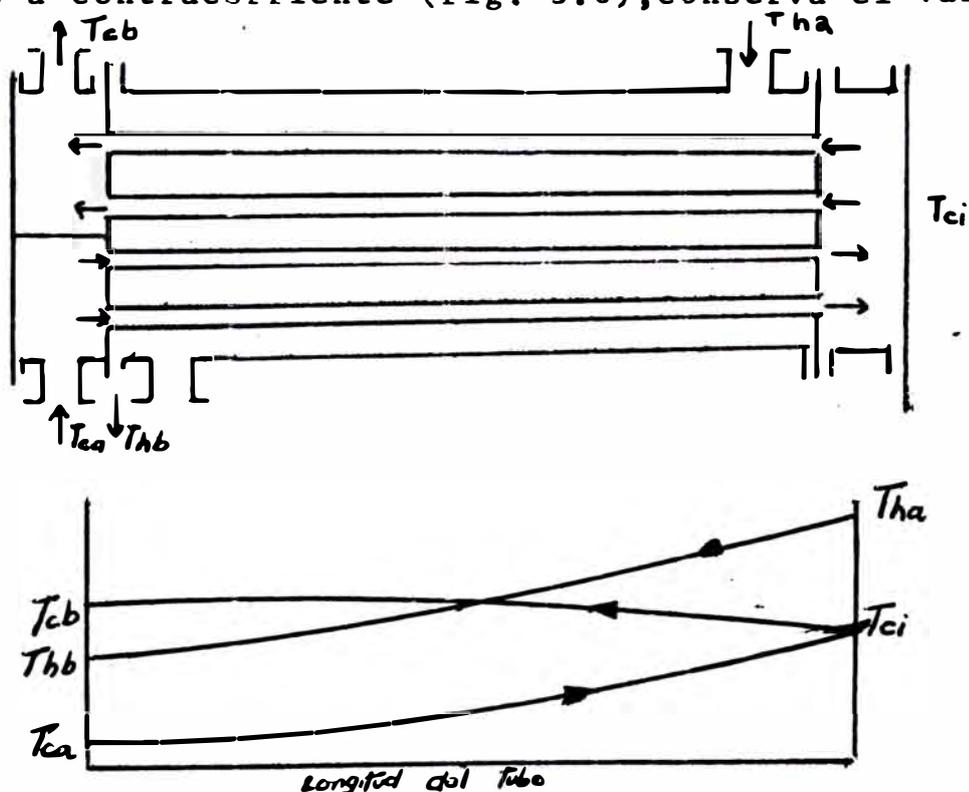


Fig. 3.6 Curva temperatura-longitud para intercambiador 1-2

Para un servicio dado la reducción de F_t a menos de la unidad, se compensa aumentando la superficie. Así si las temperaturas de proceso se fijan, es aconsejable emplear un intercambiador paralelo-contracorriente, puesto que la otra disposición aumenta el costo del equipo más allá del valor de sus ventajas mecánicas.

3.2.2.4) INTERCAMBIADORES CON 2 PASOS POR EL LADO DE LA CARCAZA :

Cuando en un intercambiador 1-2 ocurre un cruce de temperatura, el valor de F_t disminuye bruscamente y el pequeño rango al cual la temperatura de salida de los tubos, los elimina de consideraciones relativas a altos niveles de recuperación de calor. Así que el fluido de la carcaza puede enfriarse en algún punto a menor temperatura que a su salida y el fluido en los tubos puede calentarse a temperatura superior a la de su salida. Cuando dos fluidos están cerca de sus salidas, el fluido de la carcaza, que se enfría, en realidad se calienta y el fluido de los tubos se enfría. En intercambiadores esto se llama "recalentar".

Para reducir el recalentamiento se usan intercambiadores con dos pasos al lado de la carcaza. Se consideran como un intercambiador similar al 1-2, excepto de que esté equipado de un deflector longitudinal.

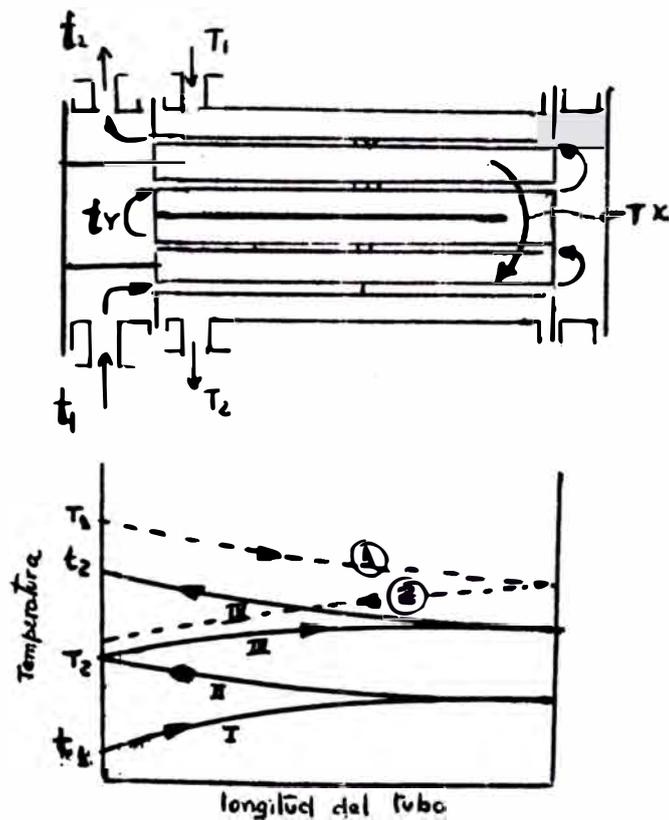


Fig. 3.7 Curvas temperatura - longitud para un intercambiador 2-4

En este intercambiador el fluido entra a la carcasa a través de una de las dos boquillas adyacentes al cabezal de tubos y atraviesa toda la longitud de la carcasa antes de cambiar la dirección con respecto al deflector longitudinal y regresar a la boquilla de salida junto al cabezal de tubos.

Los pasos I y II están en contacto únicamente con 2 y los pasos II y IV únicamente con 1 .

La derivación de F_t , puede establecerse fácilmente. Se supone que en el intercambiador 2-4 no hay fugas entre el deflector longitudinal de la carcasa y esta última, y que no se trasfiere calor a través del deflector, aún cuando esto puede llevar a un error del 10 al 15 % cuando exista gran diferencia de temperatura entre la temperatura promedio del

fluido de la carcaza en los dos pasos. También se aplican las suposiciones para el intercambiador 1-2.

En el intercambiador 2-4, de la fig. 3.7, la temperatura del fluido en la carcaza es T_x donde cambia de dirección después de recorrer el primer paso de la carcaza y la temperatura de los tubos es t_y donde cambia de dirección después del segundo paso en los tubos. El intercambiador 2-4 puede entonces considerarse como dos intercambiadores 1-2 en serie como se muestra en la fig. 3.8, con temperaturas intermedias T_x y t_y

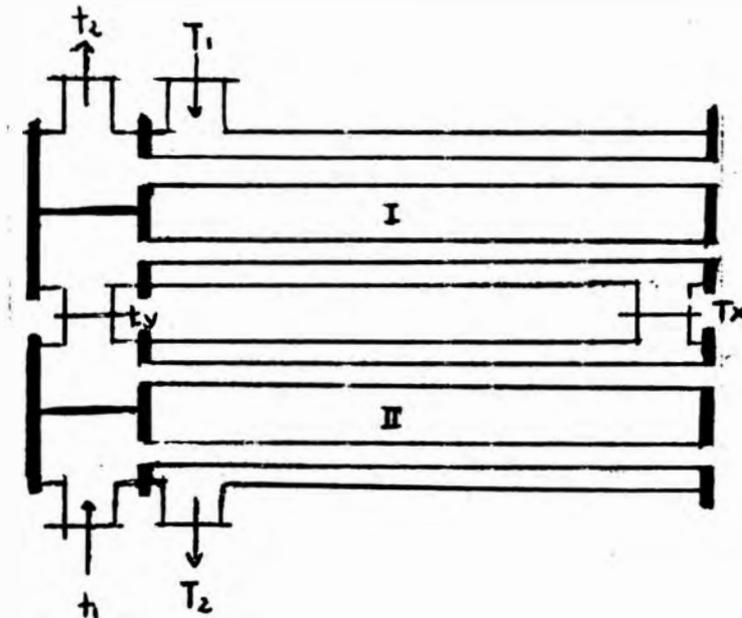


Fig. 3.8 Dos intercambiadores 1-2 conectados en serie

Llamando a estos intercambiadores I y II, los balances de calor son, respectivamente:

$$\text{I} \quad WC(T_1 - T_x) = wc(t_2 - t_y) \quad 3.33$$

$$\text{II} \quad WC(T_x - T_2) = wc(t_y - t_1) \quad 3.34$$

Las cantidades de calor transferidos en I y II obviamente no son los mismos. La ecuación 3.26 puede escribirse para cada uno de los intercambiadores:

$$I \quad \frac{UA}{wc} = \frac{1}{2\sqrt{R^2+1}} \ln \frac{T_1+T_x-t_y-t_2+(T_1-T_x)\sqrt{R^2+1}}{T_1+T_x-t_y-t_2-(T_1-T_x)\sqrt{R^2+1}} \quad 3.35$$

$$II \quad \frac{UA}{wc} = \frac{1}{2\sqrt{R^2+1}} \ln \frac{T_x+T_2-t_1-t_y+(T_x-T_2)\sqrt{R^2+1}}{T_x+T_2-t_1-t_y-(T_x-T_2)\sqrt{R^2+1}} \quad 3.36$$

Eliminando algebraicamente T_x y t_y en las ecuaciones 3.35 y 3.36 mediante el uso de S y de los balances de calor en las ecuaciones 3.33 y 3.34, F_t queda como:

$$F_t = \frac{(\sqrt{R^2+1} / 2(R-1)) \ln (1-S)/(1-RS)}{\ln \frac{2/S-1-R+(2/S)\sqrt{(1-S)(1-RS)} + \sqrt{R^2+1}}{2/S-1-R+(2/S)\sqrt{(1-S)(1-RS)} - \sqrt{R^2+1}}} \quad 3.37$$

El valor de F_t obtenido es claramente superior al que se obtiene con un aparato 1-2 que trabaje en las mismas condiciones. Para $T_2 = t_2$, la eficacia alcanza el valor de 0.956 contra 0.802 para intercambiadores 1-2. Si los valores de R y S conducen a una eficacia F_t menor de 0.75 se recurre a intercambiadores a más de dos pasos por el lado de la carcaza.

3.2.3) COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSMISIÓN U :

Para un elemento de tubo de longitud dL , el flujo de calor correspondiente dQ encontrará cinco resistencias

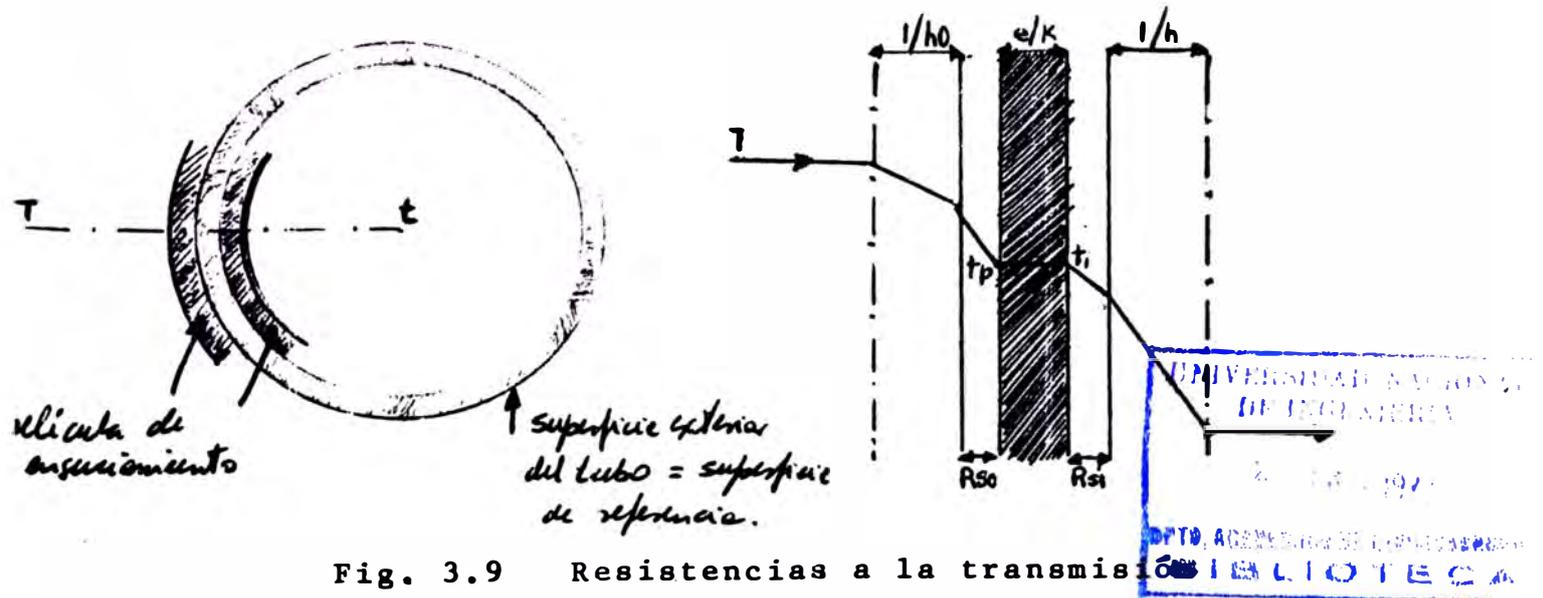


Fig. 3.9 Resistencias a la transmisión

donde:

$R_o = \frac{1}{h_o}$ resistencia del fluido exterior del tubo e igual a la inversa del coeficiente de película externa.

R_{so} resistencia debido a la película de ensuciamiento depositada en el exterior del tubo.

R_t resistencia debido a la pared metálica del tubo (se desprecia en los cálculos)

R_{si} resistencia debida a la película de ensuciamiento depositada en el interior del tubo .

$R_i = 1/h_i$ resistencia en el fluido interior del tubo, igual a la inversa del coeficiente de película interna.

Estas resistencias se expresan en hora-pie²-°F /BTU, luego es necesario referir todos los términos a la misma superficie

Conviene elegir como referencia, la superficie exterior del tubo, lo que lleva a corregir las resistencias interiores:

R_{si} y R_i multiplicándolas por el cociente d_i/d_o de los diámetros interior e exterior del tubo, dando R_{sio} y R_{io} .

Luego la resistencia global de transmisión, será:

$$R_s = 1/h_o + R_{so} + R_{sio} + 1/h_{io} = 1/U_s \quad 3.38$$

U_s es el coeficiente de transmisión sucio, relativo a un elemento de tubo dL . Cuando este elemento es nuevo la resistencia R_{si} y R_{so} son nulas, y de esta manera se define un coeficiente de transmisión limpio U_l de la siguiente forma:

$$\frac{1}{U_1} = \frac{1}{h_o} + \frac{1}{h_{io}} = \frac{h_{io} + h_o}{h_o \cdot h_{io}} \quad 3.39$$

Para determinar los coeficientes de transmisión locales U_s y U_1 se necesita estimar los coeficientes de película h_i y h_o así como las resistencias de ensuciamiento R_{si} y R_{so} .

3.2.3.1) COEFICIENTE DE PELICULA INTERNA h_i :

Sieder y Tate dan la siguiente ecuación, tanto para el calentamiento como enfriamiento en tubos horizontales y verticales, para varios fluidos, principalmente en fracciones de petróleo.

$$Nu = \alpha \cdot Re^a \cdot Pr^b \cdot (d_i/L)^c \left(\frac{\mu}{\mu_t}\right)^{0.14} \quad 3.40$$

El término correctivo $\left(\frac{\mu}{\mu_t}\right)^{0.14}$ se introduce para tener en cuenta los efectos de calefacción y refrigeración sobre la distribución de velocidades en una determinada sección.

Las ecuaciones empíricas, más aceptadas, son:

$Re < 2100$, flujo laminar

$$h_i D/k = 1.86 \left((D G/\mu) (c\mu/k) (D/L) \right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_t}\right)^{0.14} \quad 3.41$$

en donde L es la longitud total de la trayectoria de transferencia de calor antes de que haya mezcla. La ecuación 3.41 dio las desviaciones máximas de la media de aproximadamente $\pm 12\%$.

$Re > 50000$, flujo turbulento

$$h_i D/k = 0.027 \left(D G/\mu \right)^{0.8} \left(c\mu/k \right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_t}\right)^{0.14} \quad 3.42$$

Las ecuaciones dadas fueron obtenidas para tubos, pero también se pueden usar indiscriminadamente para tuberías. Las tuberías son más rugosas que los tubos y producen más turbulencia para los mismos números de Reynolds.

Las ecuaciones 3.41 y 3.42 son aplicables para líquidos orgánicos, soluciones acuosas y gases, no así para el agua.

Para permitir una representación gráfica de ambas ecuaciones,

en un solo par de ordenadas, se usa como ordenada

$$j_H = (h_i \cdot D/k) (c_{\mu}/k)^{-1/3} (\mu/\mu_t)^{-0.14}$$

y la abscisa (DG/μ) que permite mostrar la ecuación 3.42. Usando L/D como parametro se puede también incluir la ecuación 3.41.

La región de transición junta los dos gráficos; tal gráfico se muestra en el anexo 3.

3.2.3.2) COEFICIENTE DE PELICULA EXTERNA h_o :

El coeficiente de transferencia de calor fuera del haz de tubos se conoce como coeficiente del lado de la carcaza. Cuando el haz de tubos emplea deflectores para dirigir el flujo del fluido de la carcaza através de los tubos, los coeficientes de transferencia de calor son mayores que para el flujo libre a lo largo de los ejes de los tubos. En los arreglos triangulares hay todavía mayor turbulencia debido a que el fluido que fluye entre tubos adyacentes a alta velocidad golpean directamente en la hilera siguiente. Bajo condiciones comparables de flujo y tamaño de tubos, los arreglos triangulares dan coeficientes cercanos al 25% mayores que el arreglo en cuadro.

Ademas de los efectos del espaciado de los deflectores, los coeficientes del lado de la carcaza son también afectados por el espaciado de los tubos, tamaño de ellos, tolerancias y características del flujo del fluido. Aún más, no hay verdadera área de flujo mediante la cual la masa velocidad pueda ser computada puesto que el área de flujo varía a través del diámetro del haz de tubos con las diferentes tolerancias para los tubos en cada hilera longitudinal de ellos.

Cualquiera que sea la geometría del recinto alrededor de los tubos, todos los autores y experimentadores están de acuerdo en presentar una ecuación de cálculo para h_o de la forma de la ecuación 3.40. La dificultad reside en el hecho de que hay que determinar el caudal másico medio, así como un término que sustituya al diámetro y que se le denomina "diámetro equivalente".

En el anexo 4 se da la gráfica de una correlación de datos industriales, dando resultados satisfactorios para los hidrocarburos, compuestos orgánicos, agua, soluciones acuosas y gases; cuando el banco de tubos emplea deflectores con espaciamientos aceptables entre deflectores y tubos, y entre deflectores y carcasa. La desviación de esta curva varía de 0 a aproximadamente 20% arriba.

Para números de Reynolds entre 2000 y 100000 los datos se presentan con bastante exactitud bajo la siguiente ecuación

$$h_o \cdot De/k = 0.36 (De \cdot G_s/\mu)^{0.55} (c\mu/k)^{1/3} (\mu/\mu_t)^{0.14} \quad 3.43$$

donde De y G_s , se definen posteriormente. Como se podrá observar, no hay discontinuidad a un número de Reynolds comprendido en el régimen transicional como ocurre en tuberías.

A.) VELOCIDAD MASICA EN EL LADO DE LA CARCAZA:

El movimiento del fluido en la carcasa se efectúa según la disposición de las chicanas y se pueden distinguir groseramente dos tipos de corrientes, fig. 3.10

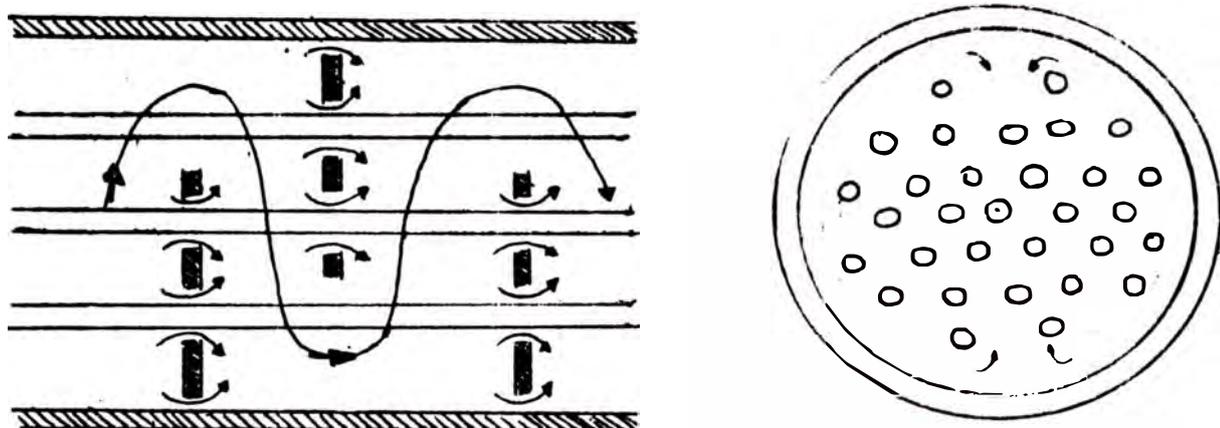


Fig. 3.10 Movimiento del fluido a través de la carcaza

-Una corriente principal que evoluciona, normalmente al haz, entre las chicanas y paralelamente al haz, en dirección perpendicular a las chicanas.

-Las numerosas corrientes secundarias de fuga, debidas a la tolerancia de construcción entre chicanas y carcaza, y entre tubos y chicanas.

Para el cálculo de la velocidad másica se distinguen dos grandes metodos:

-Donohue, define dos caudales másicos medios, uno longitudinal y otro transversal para después hallar un caudal másico medio geométrico. Utiliza luego el diámetro exterior del tubo para los cálculos de los números adimensionales.

-Kern, define un solo caudal medio para el conjunto del aparato y recurre al diámetro equivalente.

El metodo de Kern se sigue en este trabajo. La velocidad lineal y de masa del fluido cambian continuamente a través del

haz de tubos; ya que el ancho de la carcaza y el número de tubos varía de cero en la parte superior y en el fondo a un máximo en el centro de la carcaza. La amplitud del área de flujo en la correlación representada por la fig. del anexo 4, se tomó en la hilera hipotética de tubos que poseen la máxima área de flujo y que corresponde al centro de la carcaza.

El área transversal de flujo esta dada por (fig. 3.11).

$$A_s = \alpha \frac{DI \cdot C' \cdot B}{P_T \cdot 144} \text{ pies}^2$$

donde :

α coeficiente de la sección de paso transversal
en función del paso

DI diámetro interior de la carcaza, pulg.

C' sección libre entre tubos, pulg. ($P_T - d_o$)

B espaciado de los deflectores, pulg.

P_T espaciado de los tubos, pulg.

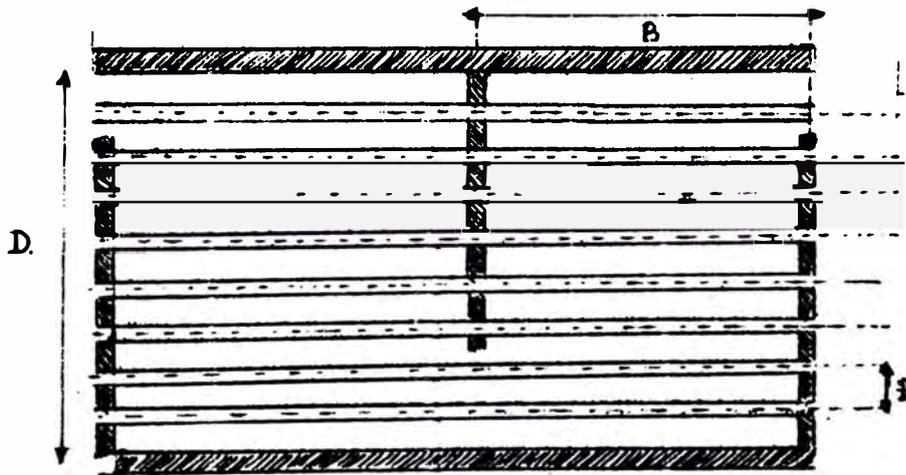


Fig. 3.11 Área de paso transversal entre dos chicanas

Luego la velocidad másica es:

$$G_s = W/A_s \quad (\text{lb./hora-pie}^2)$$

B.) DIAMETRO EQUIVALENTE :

La equivalencia del diámetro se resuelve haciendo notar que, en un círculo, el diámetro se puede definir de la siguiente manera :

$$d = 4 \frac{\pi d^2 / 4}{\pi d} = 4 \frac{\text{superficie}}{\text{perimetro}}$$

para el caso de la transmisión de calor, el D_e será igual a

$$D_e = 4 \frac{\text{sección media de paso alrededor del tubo}}{\text{perimetro del tubo.}}$$

En la siguiente figura se muestran arreglos de tubo normal en cuadro y triangular, que nos ayudan a visualizar el área de flujo respectivo.

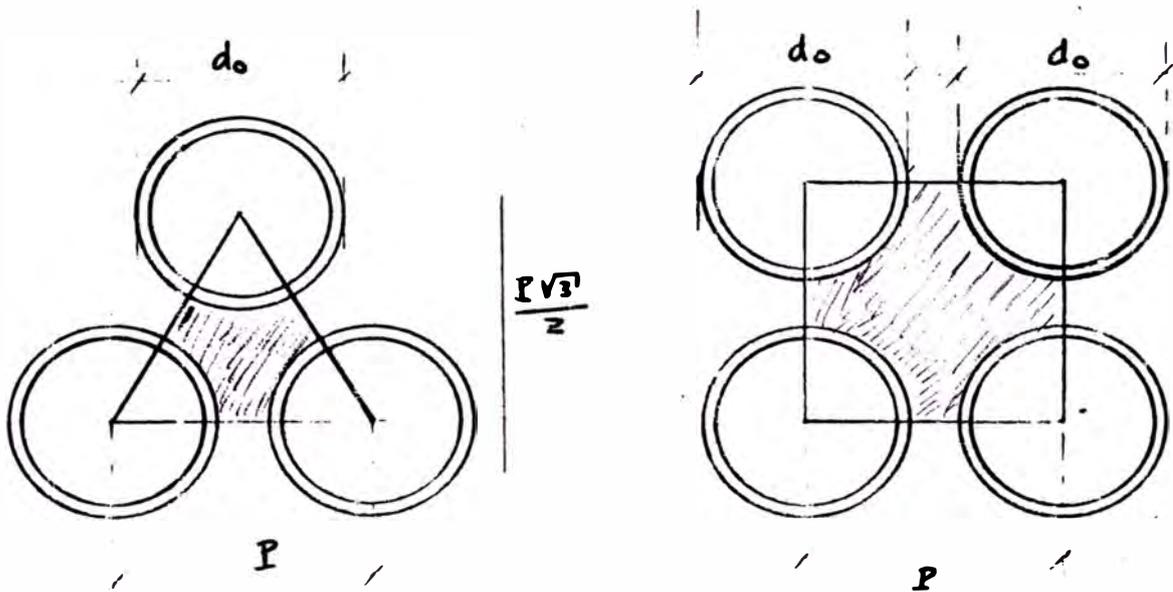


Fig. 3.12 Definición del diámetro equivalente para la transmisión de calor

El diámetro equivalente será :

paso cuadrado $D_e = \frac{4 * (P_T^2 - \pi d_o^2 / 4)}{\pi d_o}$

paso triangular $De = \frac{4 \cdot \sqrt{3}/4 \cdot P_T^2 - \pi/8 \cdot do^2}{\pi do/2}$

3.2.3.3) RESISTENCIAS DE ENSUCIAMIENTO :

Las superficies de transmisión de calor no permanecen indefinidamente limpias durante el funcionamiento de los aparatos, sino que a ambos lados de los tubos se forman costras, lodos y otros depósitos, que proporcionan resistencias adicionales al flujo de calor, reduciendo el coeficiente global.

Por lo tanto al diseñar un intercambiador, se necesita hallar la superficie del aparato, considerando también el valor mínimo admisible del coeficiente de transmisión cuando el intercambiador este sucio. Se tiene por costumbre considerar que en un aparato tubular debe poder funcionar durante un año sin limpiarlo.

Este acápite será visto con detalle en el próximo capítulo.

-Las ecuaciones anteriores nos permiten calcular los coeficientes locales, los que a su vez nos dan un coeficiente global de transmisión limpio. Este continua siendo función de las temperaturas T y t de los dos fluidos. Como T y t varían, el coeficiente global de transmisión limpio varía también a lo largo de la superficie de cambio.

Supongamos un elemento de longitud dL, en el cual se puede considerar U constante, tenemos:

$$d\dot{Q} = U \cdot dA \cdot (T-t) = \omega \cdot c \cdot dt$$

$$dA = \omega \cdot c \cdot (dt/U \cdot (T-t)) \tag{3.44}$$

$$A = \omega \cdot c \cdot \int_{t_1}^{t_2} (dt/U(T-t)) \tag{3.45}$$

Resolviendo esta integral graficamente, trazando la curva $1/U(T-t) = f(t)$, permite determinar A con excelente precisión. Colburn ha simplificado este paso suponiendo de que U es fun-

ción lineal de la temperatura de uno de los fluidos, o sea:

$$U = a.(1+bt) \quad 3.46$$

Luego la ecuación 3.44, se escribe:

$$dA = w.c. \frac{dt}{a.(1+bt).(T-t)} \quad 3.47$$

el balance térmico entre el extremo frío y un punto cualquiera del aparato, da:

$$W.C.(T-T_2) = w.c.(t-t_1)$$

de donde

$$T = (wc/wC)(t-t_1) + T_2 \quad 3.48$$

llevando este valor de T a la ecuación diferencial 3.47 se consigue integrarla entre las temperaturas t1 y t2 del fluido frío. Si se pone:

extremo caliente $U_c = a(1+bt_2)$ y $\Delta t_c = T_1 - t_2$

extremo frío $U_f = .a(1+bt_1)$ y $\Delta t_f = T_2 - t_1$

luego se obtiene :

$$\frac{Q}{A} = \frac{U_f \cdot \Delta t_c - U_c \cdot \Delta t_f}{\ln U_f \cdot \Delta t_c / U_c \cdot \Delta t_f} \quad 3.49$$

Por lo tanto para calcular el área, se necesitan calcular los coeficientes de transmisión locales Uf y Uc en cada uno de los extremos.

La ecuación 3.49 considera las variaciones de U reemplazando las con Uc y Uf donde A=0 y A=A, respectivamente. Con el fin de simplificar, aún más, el cálculo, Colburn estima un valor medio U1, definiendo temperaturas medias Tc y tc para los fluidos, llamados generalmente temperaturas calóricas.

$$Q/A = U_1.Ft.MLDT$$

$$t_c = t_1 + F_c.(t_2-t_1) \quad 3.50$$

$$T_c = T_2 + F_c \cdot (T_1 - T_2) \quad 3.51$$

$$U_1 = a \cdot (1 + b t_c) \quad 3.52$$

introduciendo en la ecuación 3.49, U1

$$Q/A = \frac{U_f \cdot \Delta t_c - U_c \cdot \Delta t_f}{\ln(U_f \Delta t_c / U_c \Delta t_f)} = U_1 \cdot \left(\frac{\Delta t_c - \Delta t_f}{\ln \Delta t_c / \Delta t_f} \right) \quad 3.53$$

luego:

$$U_1 = a(1 + b t_c) = \frac{a(1 + b t_1) \cdot \Delta t_c - a(1 + b t_2) \cdot \Delta t_f}{\ln(a(1 + b t_1) \cdot \Delta t_c / a(1 + b t_2) \cdot \Delta t_f)} \cdot \frac{(\Delta t_c - \Delta t_f) / \ln(\Delta t_c / \Delta t_f)}{\Delta t_c - \Delta t_f} \quad 3.54$$

U1 se identificará encontrando t_c , la temperatura de las propiedades a las cuales hi y ho se computan y en la que U1 existe. Hagase F_c una fracción. Multiplicando el aumento de temperatura de la película controlante vapor por F_c y sumando el aumento fraccional resultante a la temperatura terminal menor de la corriente, se obtiene la temperatura calórica.

Definiendo:

$$K_c = \frac{U_c - U_f}{U_f} = \frac{b(t_2 - t_1)}{1 + b t_1} \quad \text{y} \quad r = \Delta t_c / \Delta t_f$$

esto nos permite obtener, de la ecuación 3.54, el valor de F_c

$$F_c = \frac{\frac{1}{K_c} + \frac{r}{r-1}}{\ln(K_c + 1)} - \frac{1}{K_c} \quad 3.55$$

La ecuación 3.55 ha sido graficada y se muestra en el anexo 5.

-La resistencia de la pared del tubo, al ser despreciable, indica que la temperatura sobre la pared exterior e interior, es la misma. El cálculo de esta temperatura es necesaria para estimar el término correctivo $(\mu/\mu_t)^{0.4}$, tanto por el lado de los tubos como por la carcasa.

En la siguiente figura

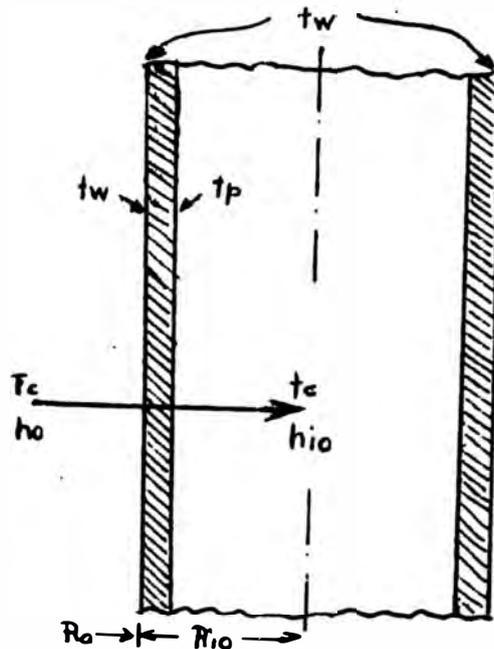


Fig. 3.13 Temperatura de la pared del tubo

$$Q = \frac{\Delta t}{\epsilon R} = \frac{T_c - t_c}{R_o + R_{i0}} = \frac{t_w - t_c}{R_{i0}} \quad 3.56$$

reemplazando las resistencias por coeficientes

$$\frac{T_c - t_c}{1/h_o + 1/h_{i0}} = \frac{t_w - t_c}{1/h_{i0}} \quad 3.57$$

resolviendo para \$t_w\$:

$$t_w = t_c + \frac{h_o}{h_{i0} + h_o} (T_c - t_c) \quad 3.58$$

$$t_w = T_c - \frac{h_{i0}}{h_{i0} + h_o} (T_c - t_c)$$

3.2.4) ESTUDIO DE LAS PERDIDAS DE CARGA:

Los dos fluidos que atraviesan el aparato, lo hacen bajo un potencial, medido por la diferencial de presión \$P\$ entre la entrada y la salida y que se llama pérdida de carga.

El valor de esta pérdida de carga es función de la velocidad de circulación de los fluidos y de sus características físi-

cas : densidad y viscosidad, así como de la geometría del aparato.

ES de uso corriente considerar, en primera aproximación, que se deberá limitar la pérdida de carga a un valor inferior a 14.22 psi. para los aparatos industriales que trabajen sobre la impulsión de bombas. Al contrario, cuando la circulación es por gravedad, la pérdida de carga máxima, viene impuesta por la altura hidrostática disponible a la entrada del aparato.

3.2.4.1) PERDIDA DE CARGA POR EL INTERIOR DE LOS TUBOS:

El estudio fundamental del movimiento de fluidos, ha permitido, establecer la fórmula conocida bajo el nombre de ecuación de Fanning, que es válida para un régimen isoterma, en un tramo recto L de la tubería de diámetro uniforme di

$$\Delta P = \frac{f \cdot G^2 \cdot L}{di \cdot \rho} \quad 3.59$$

donde:

f coeficiente de fricción, sin dimensiones, función del número de Reynolds.

G velocidad másica.

ρ densidad media del líquido, medida a la temperatura calórica.

ΔP pérdida de carga.

El valor del coeficiente de fricción f, en función del número de Reynolds, viene dado por las siguientes expresiones:

régimen laminar ($Re < 2100$): $f = 32/Re$

régimen turbulento ($Re > 2100$):

tubos lisos de intercambiadores

$$f = 0.00280 + 0.250 Re^{-0.32}$$

tubos rugosos IPS

$$f = 0.0070 + 0.528 \text{ Re}^{-0.42}$$

Sieder y Tate han correlacionado los factores de fricción para fluidos que se calientan o enfrían en tubos. Esas correlaciones graficadas en forma dimensional aparecen en el anexo 6 y se usan en la ecuación:

$$\Delta P_t = \frac{f \cdot G_t^2 \cdot L \cdot n}{5.22 \times 10^{10} \cdot D_e \cdot \text{sp gr} \cdot \phi_t} \quad \text{lb/pulg.}^2 \quad 3.60$$

donde n es el número de pasos, L la longitud del tubo y Ln es la longitud total de la trayectoria en pies. Para tener en cuenta la no isothermicidad del movimiento, introdujeron el término ϕ_t

$$\phi_t = (\mu/\mu_t)^{0.25}, \text{ para régimen laminar}$$

$$\phi_t = (\mu/\mu_t)^{0.14}, \text{ para régimen turbulento}$$

El cambio de dirección introduce una caída de presión adicional ΔP_r , llamada pérdida de regreso y se consideran cuatro cabezas de velocidad por paso como pérdida. Luego la pérdida de regreso para cualquier fluido será:

$$\Delta P_r = \frac{4n}{\text{sp gr.}} \cdot \frac{V^2}{2g} \quad \text{lb/pulg.}^2 \quad 3.61$$

donde V es la velocidad en pies/seg, sp gr. es la gravedad específica y g la aceleración de la gravedad en pies/seg².

Luego la caída de presión total P_T , del lado de los tubos, será:

$$\Delta P_T = \Delta P_t + \Delta P_r \quad \text{lb/pulg.}^2 \quad 3.62$$

3.2.4.2) PERDIDA DE CARGA POR EL LADO DE LA CARCAZA :

La caída de presión a través de la carcaza es proporcional al número de veces que el fluido cruza el haz entre los deflectores. También es proporcional a la distancia a través del haz, cada vez que lo cruza.

Correlacionando el producto de la distancia a través del haz, tomando D_s en pies como diámetro interior de la carcaza y el número de veces que el haz se cruza como $N+1$ donde N es el número de deflectores. Si L es la longitud del tubo en pies,

$$\text{Número de cruces, } N+1 = \frac{\text{longitud del tubo, pulg.}}{\text{espaciado de deflectores, pulg.}} = 12xL/B$$

siempre habrá un número impar de cruces si las dos boquillas de la carcaza están en lados opuestos de la misma y un número par si las dos boquillas están en el mismo lado de la carcaza.

Si se desprecia la fricción adicional de la carcaza, la ecuación isotérmica para la caída de presión para fluidos, que se calientan o enfrían y que incluye las pérdidas de entrada y salida, es:

$$\Delta P_s = \frac{f \cdot G_s^2 \cdot D_s \cdot (N+1)}{2g \cdot \rho \cdot D_e \cdot \phi_s} = \frac{f \cdot G_s^2 \cdot D_s \cdot (N+1)}{5.22 \times 10^{10} \cdot D_e \cdot \text{sp gr} \cdot \phi_s} \quad \text{lb/pie}^2$$

donde D_e es el diámetro equivalente y sp gr la gravedad específica del fluido.

Para permitir la solución directa de ΔP_s en lb/pulg.^2 , se grafica f , para el lado de la carcaza, (anexo 7) con dimensiones pie cuadrado por pulgada cuadrada.

CAPITULO 4

ANALISIS TEORICO DEL RENDIMIENTO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR

- 4.1) Resistencia de ensuciamiento "Fouling"
- 4.2) Cálculo del fouling de un intercambiador
- 4.3) Objeciones de algunas ecuaciones anteriores
- 4.4) Problema a desarrollarse.

CAPITULO 4

En este capítulo se realiza el análisis teórico del rendimiento de un intercambiador de calor para condiciones de proceso establecidos.

El rendimiento de un intercambiador de calor va a ser afectado, si se cumplen con las especificaciones de diseño, por la resistencia de ensuciamiento, originadas por los fluidos que circulan por el interior y el exterior de los tubos. Por lo tanto el propósito de este trabajo es calcular la resistencia de ensuciamiento del intercambiador en servicio, con la cual el ingeniero decidirá si sigue operando o de lo contrario recomendar su limpieza.

4.1) RESISTENCIA DE ENSUCIAMIENTO, "FOULING"

Al diseñar un intercambiador de calor siempre se usa un factor de ensuciamiento de diseño, como recurso de anticipación. Este factor representa el ensuciamiento máximo o el incremento de la resistencia total a el flujo de calor que resistiría antes de que el intercambiador quede incapaz de entregar el calor de diseño.

Este factor de diseño R_d , se incluye en la determinación del coeficiente total de transferencia de calor

$$1/U_d = 1/h_{io} + 1/h_o + R_{dio} + R_{di} \quad 4.1$$

$$R_d = R_{dio} + R_{di}$$

Aunque hay muchas condiciones particulares de suciedad, todas ellas pueden ser clasificadas en la forma siguiente:

A.) DEPOSITOS DUROS :

Ejemplos de este tipo de suciedad son las formadas por el a-

agua y la corrosión, la herrumbre y coque duro. En general el espesor y la resistencia de estos depósitos aumenta en forma casi proporcional al tiempo. Pueden ser eliminados mediante el uso de productos químicos, que pueden ser bombeados a través del equipo, pero a veces se separa el haz tubular y se le sumerge en una cuba que contiene aquellos productos. La manera corriente de separar los depósitos duros es mediante el empleo de herramientas y cepillos de limpieza.

La resistencia ofrecida por los depósitos duros, densos, está en relación directa con la conductibilidad del material que forma la incrustación.

B.) DEPOSITOS POROSOS:

Están formados con frecuencia, por los mismos materiales que constituyen los depósitos duros. Puede depositarse, además, coque o carbón de fluidos, como residuo de destiladores de topping, asfalto o alquitran de las plantas de vacío o del residuo de las unidades de cracking. Frecuentemente las incrustaciones originadas por corrosión son porosas.

Estos depósitos pueden constituir una dificultad más seria que las incrustaciones duras, pues el fluido contenido en el material poroso tiene, por lo general, una conductividad menor que el esqueleto duro de la incrustación y por lo tanto la conductividad total es baja.

C.) DEPOSITOS SUELTOS:

A este tipo de depósito le corresponden el limo, lodo, hollín, coque pulverizado, hojas o fibras vegetales. Pueden ser removidos fácilmente soplando vapor de agua, aire o lavando con agua caliente.

La resistencia que originan no depende tanto del material que los constituye, sino más bien del líquido que retienen. Pueden presentar incluso mayor resistencia que los otros depósitos. -El valor del área correspondiente a U_d en lugar de U_1 proporciona las bases en las cuales el equipo debe ser hecho en última instancia. La correlación entre U_d y U_1 , es:

$$1/U_d = 1/U_1 + R_d \quad 4.2$$

Supongase que para un intercambiador se han calculado h_{io} y h_{ho} dando valores de 300 y 100 respectivamente, luego:

$$1/U_c = 1/h_{io} = 1/h_o = 0.0033 + 0.01 = 0.0133$$

o $U_c = 75.19 \text{ BTU/hora-pie}^2 - ^\circ\text{F}$. Supongamos, también que las resistencias son 0.001 y 0.0015 correspondientes a R_{dio} y R_{do} en $\text{hora-pie}^2 - ^\circ\text{F}/\text{BTU}$

aplicando la ecuación 4.2

$$1/U_d = 0.0133 + 0.0025 = 0.0158$$

o $U_d = 63.29 \text{ BTU/hora-pie}^2 - ^\circ\text{F}$.

Luego la ecuación de Fourier para la superficie en la que el lodo se depositará se transforma en :

$$Q = U_d \cdot A \cdot \Delta t \quad 4.3$$

Para nuestro depósito, o sea, el cálculo del R_d , consideramos que U_c permanece constante si la incrustación no altera la velocidad másica reduciendo el área de flujo del fluido. U_d y Δt cambiarán obviamente a medida que se acumule el lodo debido a que la temperatura del fluido variará a partir de cuando la superficie está recién limpia hasta que se obstruya.

Si Δt se calcula de las temperaturas observadas, entonces la ecuación 4.3 puede ser empleada para calcular R_s . De la ecua-

ción 4.2

$$R_s = 1/U_d - 1/U_1 \quad 4.4$$

que también puede ser escrita como:

$$R_s = (U_1 - U_d) / U_d \cdot U_1 \quad 4.5$$

Cuando R_s (depositado) $>$ R_d (permitido), como sucede después de un cierto periodo de servicio, el aparato no pasará una cantidad de calor, igual a los requerimientos del proceso y debe ser limpiado.

Es importante, tener en cuenta que la resistencia de ensuciamiento R_s no solo depende de la naturaleza del fluido, sino también, de su temperatura, de su origen y de su velocidad de circulación. Un aumento de temperatura y una disminución de velocidad aumenta R_s para los productos ligeros de petróleo y el agua, todo lo contrario, para los productos pesados o aceitosos en los que las bajas temperaturas pueden provocar depósitos de parafina.

En el anexo 8 se presentan valores de obstrucción para cierta variedad de procesos. Estos factores pretenden proteger al intercambiador, de entregar menos calor que el requerido por el proceso, por un periodo de un año a año y medio. Otro hecho importante de tabular el fouling es que en las refinerías se usa generalmente una cadena o tren de intercambiadores, para los cuales es poco práctico limpiar uno por uno cada vez que se ensucie. Generalmente se diseñan para que todos los intercambiadores en el proceso se ensucien al mismo tiempo. sin considerar el servicio. En esta fecha todos pueden desmantelarse y limpiarse durante un solo paro.

4.2) CALCULO DE LA RESISTENCIA DE ENSUCIAMIENTO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR :

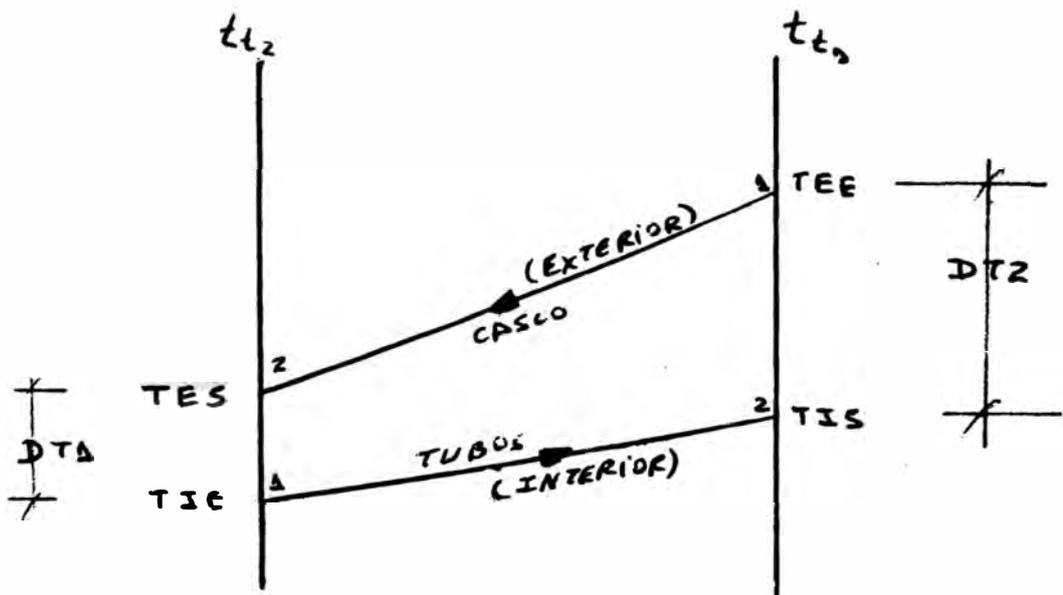
La determinación de R_s , es facil, pero su cálculo demasiado engorroso, para realizarlo periódicamente, utilizandolo para observar la performance del intercambiador.

El coeficiente U_1 puede hallarse de los dos fluidos como resultado de su flujo y sus coeficientes de película individuales h_{i0} y h_{o0} . Del balance de calor $Q=WC(T_1-T_2)=wc(t_2-t_1)$, del área conocida A y de la verdadera diferencia de temperatura para las temperaturas de proceso, se obtiene un coeficiente de diseño U_d .

U_c debe exceder a U_d suficientemente, de manera que el factor de obstrucción, que es una medida del exceso de superficie, dé valores aceptables. R_s se calcula con la ecuación 4.5

El metodo de cálculo presentado a continuación, supone un intercambiador de haz de tubos y carcaza, con 1 paso por la carcaza y 2 pasos por los tubos. Puede ser empleado para un intercambiador 2-4. Suponemos también que el fluido caliente circula por el exterior de los tubos.

4.2.1) ECUACIONES DE CALCULO DEL R_s :



1.) CALCULO DEL FLUJO DE CALOR, Q :

$$Q_E = W_E \cdot C_{PEM} \cdot (T_{EE} - T_{ES})$$

$$Q_I = W_I \cdot C_{PIM} \cdot (T_{IS} - T_{IE})$$

luego :

$$Q = (Q_E + Q_I) / 2$$

se determinó en hallar Q del promedio de Q_E y Q_I por ser más representativo.

2.) CALCULO DE LA VERDADERA DIFERENCIA DE TEMPERATURA, DMLTC :

$$DMLT = \frac{(T_{EE} - T_{IS}) - (T_{ES} - T_{IE})}{\ln \frac{T_{EE} - T_{IS}}{T_{ES} - T_{IE}}} = \frac{DT_2 - DT_1}{\ln DT_2 / DT_1}$$

-El factor de corrección, Ft:

$$R = \frac{T_{EE} - T_{ES}}{T_{IS} - T_{IE}} \qquad S = \frac{T_{IS} - T_{IE}}{T_{EE} - T_{IE}}$$

Ft para intercambiadores 1-2 se calcula con la ecuación 3.29

Ft para intercambiadores 2-4 se calcula con la ecuación 3.37

luego:

$$DMLTC = DMLT \cdot Ft$$

3.) CALCULO DE LOS COEFICIENTES PELICULARES AL LADO DE LA CARCAZA, HE1 y HE2 :

-Velocidad másica transversal:

$$GCT = W_E / AFCT$$

$$AFCT = \frac{BA \cdot DIC \cdot (PT - DET)}{PT \cdot 144}$$

Kern obvia la velocidad másica longitudinal al comprobar que, para las chicanas normalizadas en las que la altura del segmento libre representa el 25% del diámetro interior de la car-

caza ,las velocidades másicas transversal y longitudinal se hacen del mismo orden de magnitud.

Por lo tanto cálcula solo la velocidad másica transversal asociandola con el diámetro equivalente.

-Diámetro equivalente :

$$DEQ = (1.273 \times PT^2 / DET - DET) / 12 , \text{para arreglo en cuadro}$$

$$DEQ = (1.1026 \times PT^2 / DET - DET) / 12, \text{para arreglo triangular}$$

-Se calcularán los coeficientes peliculares por el exterior de los tubos a las temperaturas de entrada y salida del fluido por la carcaza.

$$HE1 = 0.36 \times CTE1 / DEQ \times (REYTEE)^{0.55} \times (PRE1)^{1/3} \times \phi c1$$

donde:

$$REYTEE = DEQ \cdot GCT / VISC1$$

$$PRE1 = CPE1 \cdot VISC1 / CTE1$$

Todas las propiedades del fluido, que fluye por el exterior de los tubos, a la temperatura de TEE.

$$HE2 = 0.36 \times CTE2 / DEQ \times (REYTES)^{0.55} \times (PRE2)^{1/3} \times \phi c2$$

donde:

$$REYTES = DEQ \cdot GCT / VISC2$$

$$PRE2 = CPE2 \cdot VISC2 / CTE2$$

Para el cálculo de HE2, todas las propiedades del fluido a TES.

4.) CALCULO DE LOS COEFICIENTES AL LADO DE LOS TUBOS, HIO1 y HIO2 :

-Velocidad másica en los tubos:

$$GT = WI / AFT$$

$$AFT = NT \cdot AIT / PPT$$

$$AlT = (\pi/4 \times DIT^2) / 144$$

-El diámetro a utilizarse :

$$D = DIT/12$$

La ecuación para el cálculo del coeficiente pelicular difiere de acuerdo al número de Reynolds, como sigue:

Re < 2100, flujo laminar

$$HI = 1.86 \times \frac{CTI}{TT^{1/3} \times D^{2/3}} \times (REYTI)^{1/3} \times (PRI)^{1/3} \times \phi t$$

Re > 10000, flujo turbulento

$$HI = 0.027 \times CTI/D \times (REYTI)^{0.8} \times (PRI)^{1/3} \times \phi t$$

2100 < Re < 10000, flujo transicional

En este rango no hay ecuación que defina este régimen. De acuerdo al gráfico de este coeficiente, he obtenido una correlación afectando al exponente del número de Reynolds.

Luego:

$$HI = 0.027 \times CTI/D \times (REYTI)^{TRAN} \times (PRI)^{1/3} \times \phi t$$

$$TRAN = 0.7104 + 0.00000867 \times REYTI$$

De acuerdo a que régimen se adapte nuestro flujo, se procede a calcular HI1 y HI2, tomando las propiedades del fluido interior a TIE y TIS respectivamente.

-Los coeficientes HI1 y HI2 se corrigen, de acuerdo, al diámetro exterior de los tubos, quedando:

$$HI01 = HI1 \times DIT/DET$$

$$HI02 = HI2 \times DIT/DET$$

5.) TEMPERATURAS DE LA PARED DEL TUBO, TPTLC Y TPTLF :

$$TPTLC = TEE - \frac{HIO1}{HIO1 + HE1} \quad (TEE - TIS)$$

$$TPTLF = TES - \frac{HIO2}{HIO2 + HE2} \quad (TES - TIE)$$

6.) CORRECCIONES POR VISCOSIDAD :

A la temperatura TPTLC, se evalúan las viscosidades, del fluido exterior e interior. Lo mismo se hace a TPTLF.

Luego:

$$\begin{aligned} \phi_{t1} &= VISTIE / VISLI1 & \phi_{c1} &= VISTEE / VISLE1 \\ \phi_{t2} &= VISTIS / VISLI2 & \phi_{c2} &= VISTES / VISLE2 \end{aligned}$$

corrigiendo los coeficientes:

$$HE1C = HE1 \cdot \phi_{c1}$$

$$HE2C = HE2 \cdot \phi_{c2}$$

$$HIO1C = HIO1 \cdot \phi_{t1}$$

$$HIO2C = HIO2 \cdot \phi_{t2}$$

7.) CALCULO DEL COEFICIENTE GLOBAL LIMPIO :

-Coeficientes globales en los extremos caliente y frío-

$$U_c = \frac{HIO1C \cdot HE1C}{HIO1C + HE1C}$$

$$U_f = \frac{HIO2C \cdot HE2C}{HIO2C + HE2C}$$

Luego:

$$U_l = \frac{U_f \cdot DT2 - U_c \cdot DT1}{DMLTC \cdot \ln(U_f \cdot DT2 / U_c \cdot DT1)}$$

8.) CALCULO DEL COEFICIENTE GLOBAL DE DISEÑO :

$$AREA = NT \cdot TT \cdot AEP$$

$$U_d = Q / (\text{AREA} \cdot \text{DMLTC})$$

9.) RESISTENCIA DE ENSUCIAMIENTO :

$$R_s = \frac{U_1 - U_d}{U_1 \cdot U_d}$$

4.3) OBJECIONES DE ALGUNAS ECUACIONES ANTERIORES :

Por el motivo de adoptar, este cálculo, a una computadora se realizaron algunas objeciones sobre unas ecuaciones usadas para el cálculo del R_s .

-CONDUCTIVIDAD TERMICA (CT)

No encontrándose ecuación para realizar el cálculo de la conductividad térmica de fracciones de petróleo, se procedió a obtener la ecuación que nos dé los puntos mas cercanos a la grafica mostrada en el anexo 9.

La variación con la temperatura es mínima y suponiendo que tenga variación lineal, se obtiene :

$$CT = - 0.000021 \times T + 0.06375 + 0.000475 \times \text{API}$$

ecuación que tiene una excelente precisión.

-VISCOSIDADES A LAS TEMPERATURAS DE LA PARED DEL TUBO :

La viscosidad a parte de ser función de la temperatura, depende de muchas variables. Para casi todos los fluidos, la viscosidad cambia con la temperatura. La viscosidad se incrementa con un aumento de temperatura para gases, como el aire, pero en los líquidos decrece.

Numerosas ecuaciones han sido propuestas para relacionar la viscosidad con la temperatura. La expresión de Mac Coull en 1926 fue adoptada por la ASTM.

$$\log \cdot \log(v + 0.8) = n \cdot \log T + c$$

donde :

v es la viscosidad cinemática, en centistokes

n y c son constantes

T temperatura absoluta ($t \text{ } ^\circ\text{F} + 460$)

Esta ecuación es comunmente usada para hallar la viscosidad a una temperatura dada, conociendo dos viscosidades de referencia, para el mismo fluido. Esto se puede apreciar en el grafico mostrado a continuación, elaborado por la ASTM. Para este grafico se asume que la gravedad especifica varía linealmente con la temperatura, para el rango considerado.

Adaptando la ecuación, cuando se conozcan dos puntos, se tratará de hallar la pendiente y el corte de esta recta con la ordenada.

La ecuación para el punto 1, será:

$$\log.\log(v_1+0.8) = n.\log T_1 + c \quad 1$$

y para el punto 2:

$$\log.\log(v_2+0.8) = n.\log T_2 + c \quad 2$$

acomodando estas ecuaciones para despejar n

de 1: $\log(v_1+0.8) = T_1^n.K$, de donde $\log K = c$

$$\frac{\log(v_1+0.8)}{T_1^n} = K \quad 3$$

de 2: $\log(v_2+0.8) = T_2^n.K$

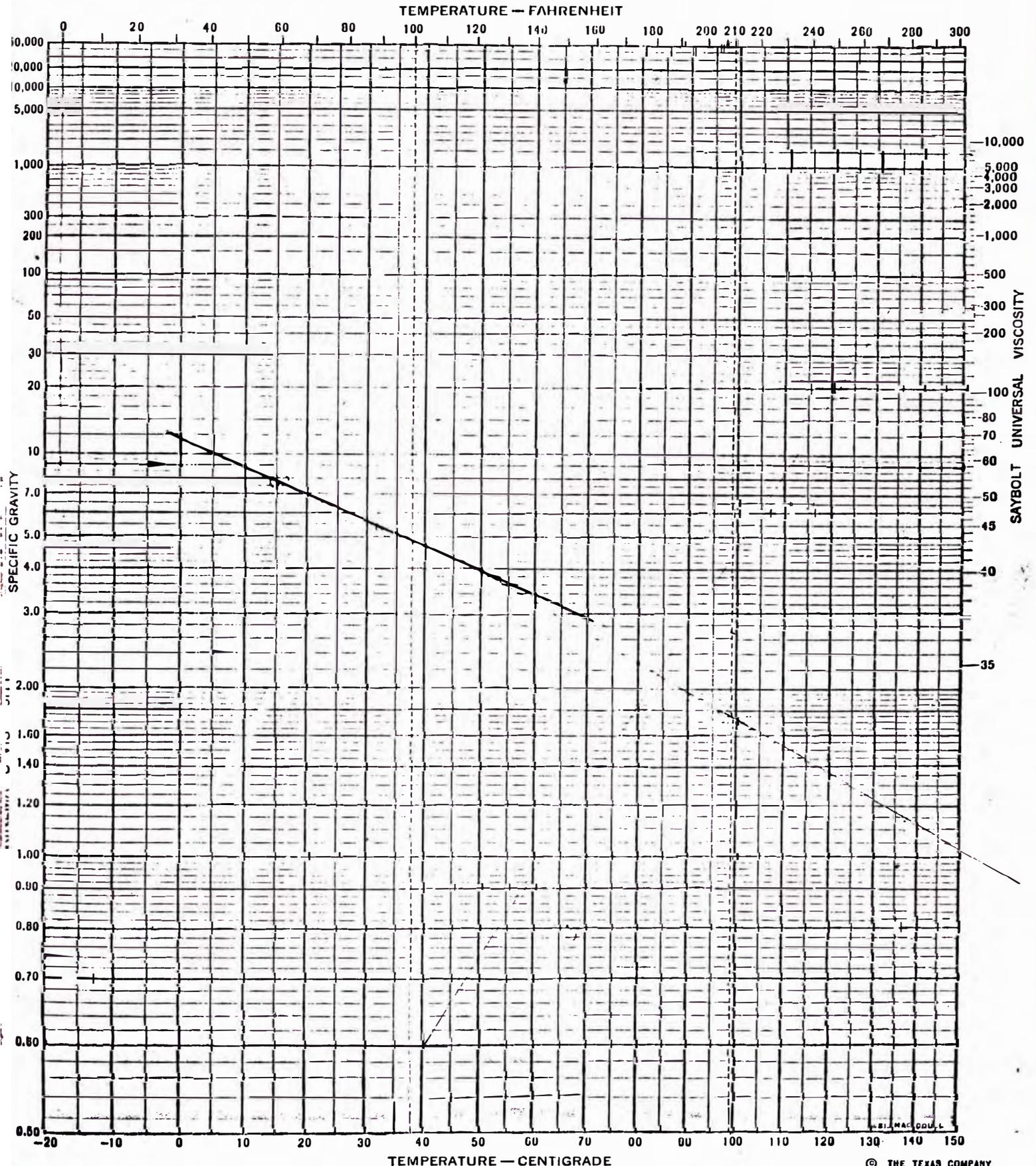
$$\frac{\log(v_2+0.8)}{T_2^n} = K \quad 4$$

de 3 y 4 :

$$\frac{\log(v_1+0.8)}{\log(v_2+0.8)} = (T_1/T_2)^n$$

ASTM - D 344 - 59

LIQUID FUELS



VISCOSITY---TEMPERATURE CHART

© THE TEXAS COMPANY
PETROLEUM AND ITS PRODUCTS

FIG. 1

tomando logaritmos :

$$n = \frac{\ln\left(\frac{\ln(v_1+0.8)}{\ln(v_2+0.8)}\right)}{\ln(T_1/T_2)} \quad 5$$

reacomodando la ecuación 1 ó 2 :

$$\log.\log(v+0.8) = n.\log T + \log K$$

$$\log.\log(v+0.8) = \log[T^n.K]$$

$$\log(v+0.8) = T^n.K$$

$$v = e^{KT^n} - 0.8 \quad 6$$

luego utilizando las ecuaciones 4 y 5, se puede resolver fácilmente 6, para cualquier punto de la recta.

El valor de la viscosidad obtenido en centistokes, unidad de viscosidad relativa, se pasa a unidades de viscosidad dinámica multiplicando este valor por la gravedad específica a TPTLC y TPTLF. Se admitió que en este rango la gravedad específica varía linealmente con la temperatura, por lo tanto utilizando

$$spgr. = mT + b$$

para los dos puntos conocidos, podemos hallar la gravedad a la temperatura deseada.

-CONSTANTE TRAN :

En el cálculo del coeficiente pelicular, al lado de los tubos, cuando el flujo del fluido presenta régimen transicional, se realizó una variación a la ecuación para régimen turbulento en el exponente del número de Reynolds, utilizando TRAN como coeficiente de este número para nuestra ecuación deseada.

$$TRAN = 0.7104 + 0.00000867 \times Re$$

Para comprobar la solidez de esta ecuación, se tomaron cuatro valores de hi correspondientes a cuatro números de Reynolds

comprendidos en esta región, observándose una buena aproximación:

Re	hi	Ecuaciones de hi		
		1	2	3
8220	135	158.99	132.49	134.77
6000	42.7	76.36	63.63	55.06
4040	92.1	146.35	121.93	93.02
5090	93.8	137.46	119.55	93.25

$$1) h_i = 0.027 \times k / dx \text{Re}^{0.8} \times \text{Pr}^{1/3} \times$$

$$2) h_i = 0.0225 \times k / dx \text{Re}^{0.8} \times \text{Pr}^{1/3} \times$$

$$3) h_i = 0.027 \times k / dx \text{Re}^{\text{TRAN}} \times \text{Pr}^{1/3} \times$$

La ecuación 2 se da en el folleto de Nelson con el título :
"How to evaluate film coefficients for Heat-Transfer calculations"

4.4) PROBLEMA A DESARROLLARSE:

Por utilizarse, para el desarrollo del programa IBM, se escogió un problema para determinar el R_s de diseño de un intercambiador del cual se tienen todos los datos necesarios.

DATOS DE FLUIDOS:

Flujo másico interior, $W_I = 247412$ lb/hora.

Flujo másico exterior, $W_E = 46524$ lb/hora.

Temperatura exterior de entrada, $T_{EE} = 295^\circ\text{F}$

Temperatura exterior de salida, $T_{ES} = 152^\circ\text{F}$

Temperatura interior de entrada, $T_{IE} = 60^\circ\text{F}$

Temperatura interior de salida, $T_{IS} = 95^\circ\text{F}$

Gravedad específica interior, $60^\circ\text{F}/60^\circ\text{F}$, $S_{PI} = 0.8478$

Gravedad específica exterior, $60^\circ\text{F}/60^\circ\text{F}$, $S_{PE} = 0.7800$

Gravedad específica a TEE, SPEE=0.6710

Gravedad específica a TES, SPES=0.7390

Gravedad específica a TIE, SPIE=0.8410

Gravedad específica a TIS, SPIS=0.8270

Factor de caracterización interior, FKI=11.76

Factor de caracterización exterior, FKE=11.72

Viscosidad a TEE, VISTEE=0.22 cps.

Viscosidad a TES, VISTES=0.54 cps.

Viscosidad a TIE, VISTIE=7.65 cps.

Viscosidad a TIS, VISTIS=4.40 cps.

API del fluido exterior (60°F), APIE=49.9

API del fluido interior (60°F), APII=35.4

DATOS DEL INTERCAMBIADOR :

Espaciado de los deflectores, BA=3.9370 pulg.

Diametro interior del casco, DIC=19.6850 pulg.

Espaciado de los tubos, PT=0.9840 pulg.

Diámetro exterior de los tubos, DET=0.7500 pulg.

Diámetro interior de los tubos, DIT=0.5840 pulg.

Número de pasos por los tubos, PPT=2

Superficie externa por pie lineal, AEP=0.1963 pie²/pie

Coeficiente de la sección de paso transversal en función del paso, ALFA=1

Cociente entre el área del segmento libre y la sección interna del casco, Cl=0.22

Longitud de los tubos, TT=20.0131 pies

Número de tubos, NT=220

Constante de identificación del intercambiador, $K=1$ (Int. 1-2)

Identificación del arreglo de tubos, $NBETA=1$ (arreglo en cuadro)

Siguiendo las ecuaciones del punto 4.2.1, nos conduce a obtener un $Rs = 0.0/436$

NOMENCLATURA DEL CAPITULO IV

TEE, TES	temperatura de entrada y salida del fluido caliente, °F
TIE, TIS	temperatura de entrada y salida del fluido frío, °F
WE, WI	Flujo másico del fluido caliente y frío, lb/hora
CPEM, CPIM	calor específico medio del fluido caliente y frío, BTU/lb-°F
QE, QI	flujo de calor del fluido caliente y frío, BTU/hora
Q	flujo de calor promedio intercambiable, BTU/hora
DT2, DT1	delta de temperatura en los extremos caliente y frío.
DMLT	media logarítmica de temperatura, °F
Ft	factor de corrección de la DMLT
DMLTC	media logarítmica de temperatura corregida, °F
GCT	velocidad másica transversal del casco, lb/hora-pie ²
AFCT	área de flujo transversal del casco, pie ²
BA	espaciado de los deflectores, pulg.
DIC	diámetro interior del casco, pulg.
PT	espaciado de los tubos, pulg.
DIT, DET	diámetro interior y exterior de los tubos, pulg.
α	coeficiente de la sección de paso transversal en función del paso.
CTE1, CTE2	conductividad térmica del fluido exterior a TEE y TES, BTU/hora-pie ² -°F/pie
DEQ	diametro equivalente, pies
REYTEE, REYTES	número de reynolds a TEE y TES, respectivamente
PRE1, PRE2	número de Prandtl a TEE y TES, respectivamente
φ c1, φ c2	correcciones por viscosidad al lado del casco
VISC1, VISC2	viscosidad del fluido exterior a TEE y TES respectivamente, lb/pie-hora

HE1, HE2	coeficientes peliculares del fluido exterior a TEE y TES respectivamente, BTU/hora-pie ² -°F
GT	velocidad másica en los tubos, lb/hora-pie ²
AFT	área de flujo de los tubos, pies ²
NT	número de tubos
AlT	área de flujo por tubo, pulg ²
PPT	número de pasos por tubos
CTI1, CTI2	conductividad térmica del fluido interior a TIE y TIS, BTU/hora-pie ² -°F/pie
TT	longitud de los tubos, pies
REYTIE, REYTIS	número de Reynolds a TIE y TIS respectivamente
PRI1, PRI2	número de Prandt a TIE y TIS respectivamente
ϕ_{t1}, ϕ_{t2}	correcciones por viscosidad al lado de los tubos
HI1, HI2	coeficientes peliculares del fluido interior a TIE y TIS respectivamente, BTU/hora-pie ² -°F
HIO1, HIO2	coeficientes peliculars del fluido interior, corregidos por referencia al área exterior, BTU/hora-pie ² -°F
TPTLC	temperatura de la pared del tubo lado caliente, °F
TPTLF	temperatura de la pared del tubo lado frío, °F
VISLI1, VISLI2	viscosidad del fluido interior a TPTLC y TPTLF respectivamente, lb/pie-hora.
VISLE1, VISLE2	viscosidad del fluido exterior a TPTLC y TPTLF respectivamente, lb/pie-hora.
HE1C, HE2C	coeficientes del fluido exterior corregidos por viscosidad.
HIO1C, HIO2C	coeficientes del fluido interior corregidos por viscosidad
Uc, Uf	coeficientes globales promedio del lado caliente y frío respectivamente, BTU/hora-pie ² -°F
U1	coeficiente global limpio promedio, BTU/hora-pie ² -°F
AREA	área del intercambiador en pies ²
AEP	superficie externa por pie lineal, pie ² /pie lineal

Ud coeficiente global de diseño, BTU/hora-pie²-°F
Rs resistencia de ensuciamiento, hora-pie²-°F/BTU

CAPITULO 5

PROGRAMA IBM UTILIZADO

- 5.1) Diagrama de flujo
- 5.2) Listado del programa
- 5.3) Objeciones del programa

CAPITULO 5

La resistencia de ensuciamiento de servicio "Rs" no es usada por rutina, ordinariamente, para realizar estudios de performance de un intercambiador, porque su cálculo manual requiere un tiempo considerable.

En este capítulo presentamos el cálculo del Rs, por un programa de computadora, el cual reduce al mínimo tiempo para su determinación.

El programa IBM, fue realizado en lenguaje FORTRAN, utilizando el sistema OS, en el Centro de Computo de la Universidad Nacional de Ingeniería.

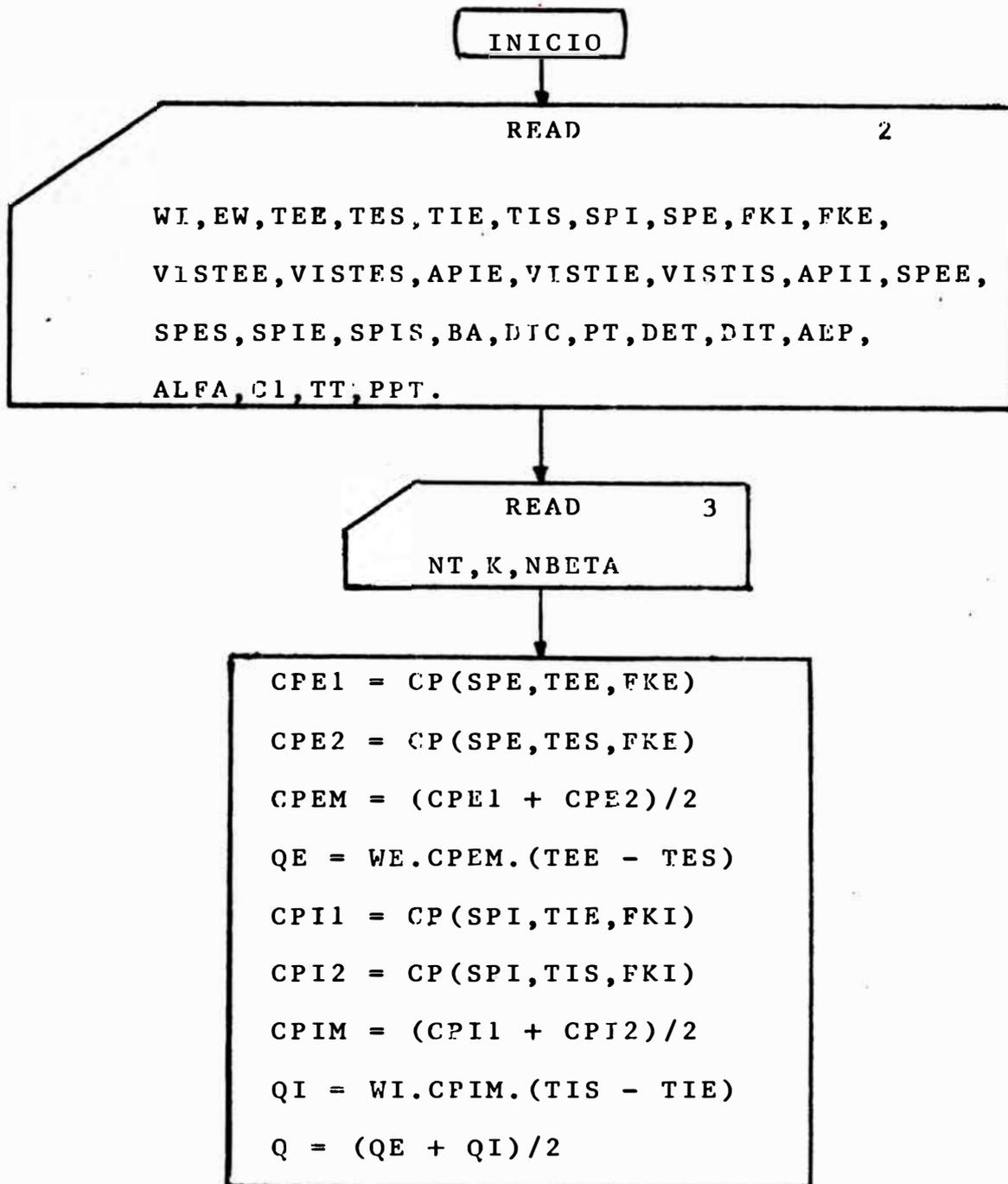
El conjunto de ecuaciones para la determinación del Rs, nos da un sistema lineal fácilmente operable en la computadora. El programa se desarrolla en un tiempo de 2.31 minutos, por lo que se podrían efectuar evaluaciones periódicas a los intercambiadores.

5.1) DIAGRAMA DE FLUJO :

A continuación presentamos el diagrama de flujo de operaciones del programa.

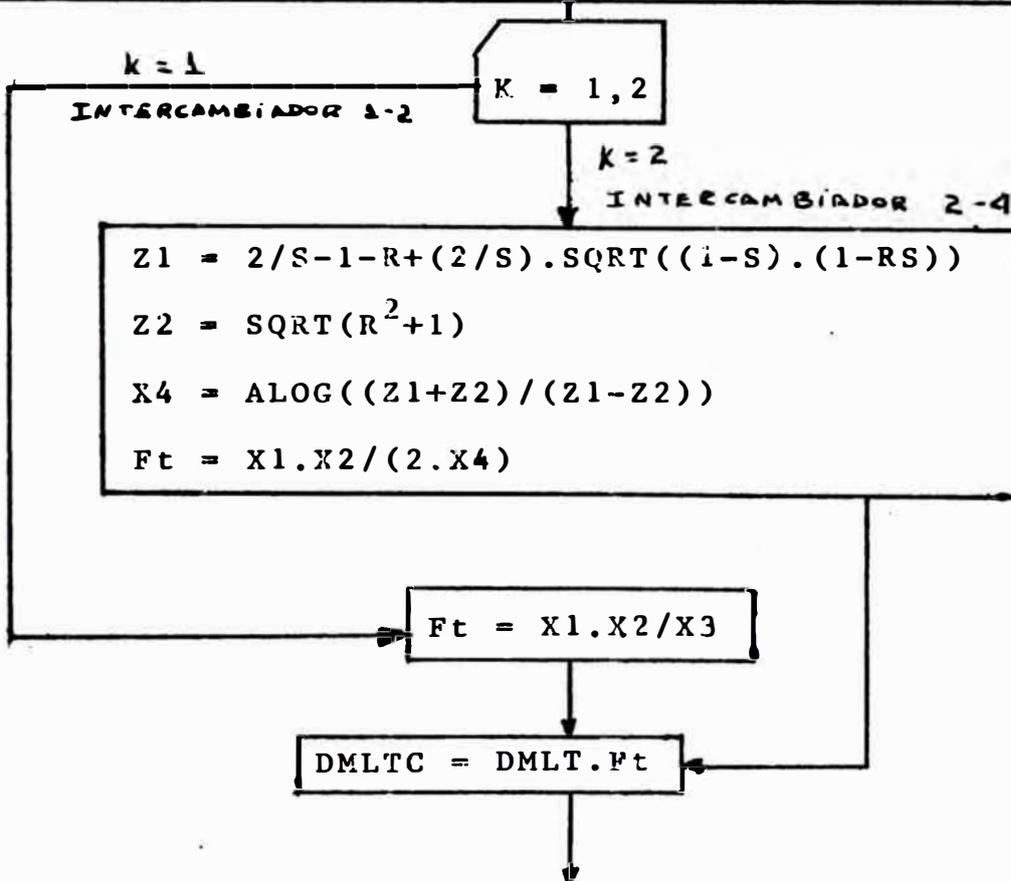
Consta de un programa principal, dos subprogramas Function y una Subroutine.

-PROGRAMA PRINCIPAL : tiene por objeto el cálculo del Rs.

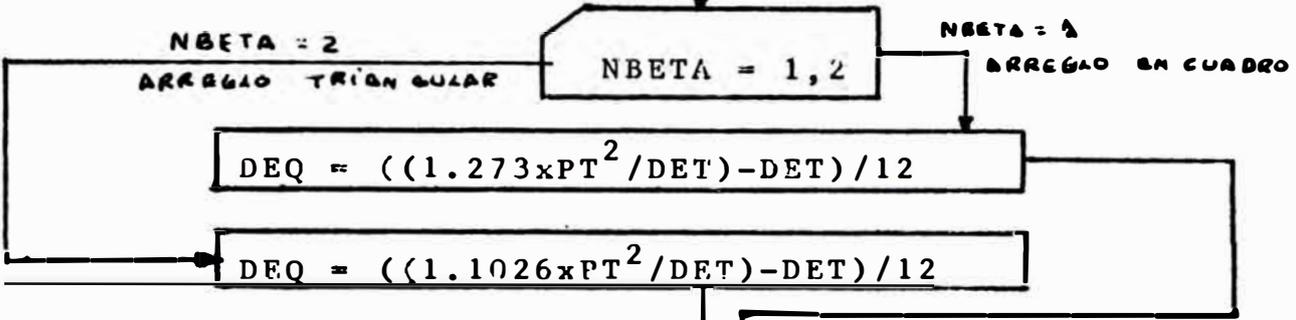


$$\begin{aligned}DT2 &= TEE - TIS \\DT1 &= TES - TIE \\DMLT &= (DT2 - DT1) / \text{ALOG}(DT2/DT1)\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}R &= (TEE - TES) / (TIS - TIE) \\S &= (TIS - TIE) / (TEE - TIE) \\X1 &= (\text{SQRT}(R^2 + 1)) / (R - 1) \\X2 &= \text{ALOG}((1 - S) / (1 - RS)) \\X3 &= \text{ALOG}((2 - S(R + 1 - \text{SQRT}(R^2 + 1))) / (2 - S(R + 1 + \text{SQRT}(R^2 + 1))))\end{aligned}$$



$$\text{AFCT} = \text{ALFA.BA.DIC.} \cdot (\text{PT}-\text{DET}) / (\text{PT} \cdot 144)$$
$$\text{GCT} = \text{WE} / \text{AFCT}$$

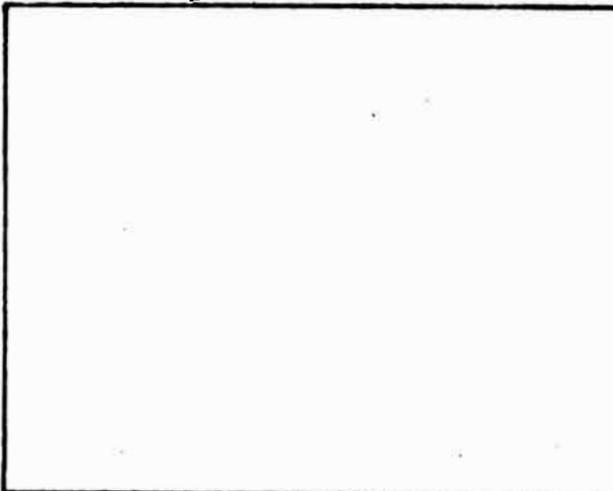


$$\text{GC} = \text{GCT}$$

a TEE

a TES

$$\text{VISC1} = \text{VISTEE} \times 2.42$$
$$\text{REYTEE} = \text{DEQ} \cdot \text{GC} / \text{VISC1}$$
$$\text{CTE1} = \text{CT}(\text{TEE}, \text{APIE})$$
$$\text{PRE1} = \text{CPE1} \cdot \text{VISC1} / \text{CTE1}$$
$$\text{Y1} = (\text{PRE1})^{1/3}$$
$$\text{Y2} = (\text{REYTEE})^{0.55}$$
$$\text{HE1} = 0.36 \times \text{Y1} \times \text{Y2} \times \text{CTE1} / \text{DEQ}$$

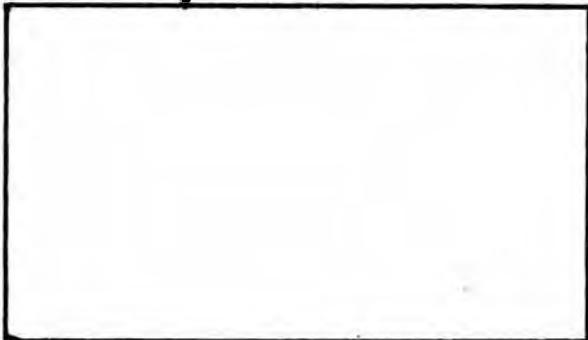


$$\begin{aligned} \text{A1T} &= 0.785 \times \text{DIT}^2 / 144 \\ \text{AFT} &= \text{NT} \cdot \text{A1T} / \text{PPT} \\ \text{GT} &= \text{WI} / \text{AFT} \\ \text{D} &= \text{DIT} / 12 \end{aligned}$$

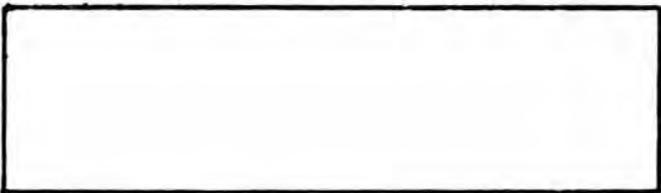
a TIE

a TIS

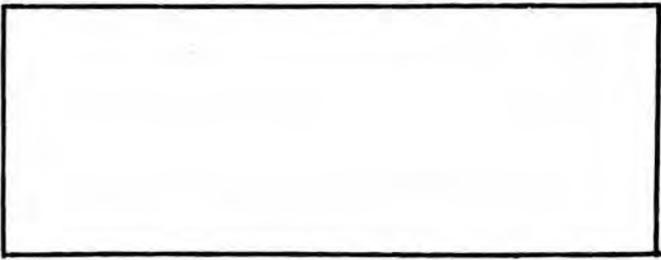
$$\begin{aligned} \text{VIST1} &= \text{VISTIE} \times 2.42 \\ \text{REYTIE} &= \text{D} \cdot \text{GT} / \text{VIST1} \\ \text{CTI1} &= \text{CT}(\text{TIE}, \text{APII}) \\ \text{PRI1} &= \text{CPI1} \cdot \text{VIST1} / \text{CTI1} \\ \text{Y5} &= (\text{PRI1})^{1/3} \end{aligned}$$



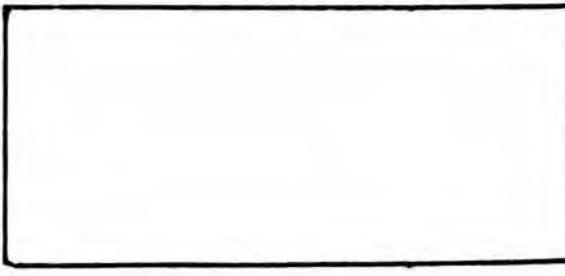
$$\begin{aligned} &\text{REYTIE} > 10000 \\ \text{Y6} &= (\text{REYTIE})^{0.8} \\ \text{HI1} &= 0.027 \times \text{Y6} \times \text{Y5} \times \text{CTI1} / \text{D} \end{aligned}$$



$$\begin{aligned} &\text{REYTIE} < 2100 \\ \text{E1} &= (\text{REYTIE})^{1/3} \\ \text{E2} &= (\text{TT})^{1/3} \cdot (\text{D})^{2/3} \\ \text{HI1} &= 1.86 \times \text{E1} \times \text{Y5} \times \text{CTI1} / \text{E2} \end{aligned}$$

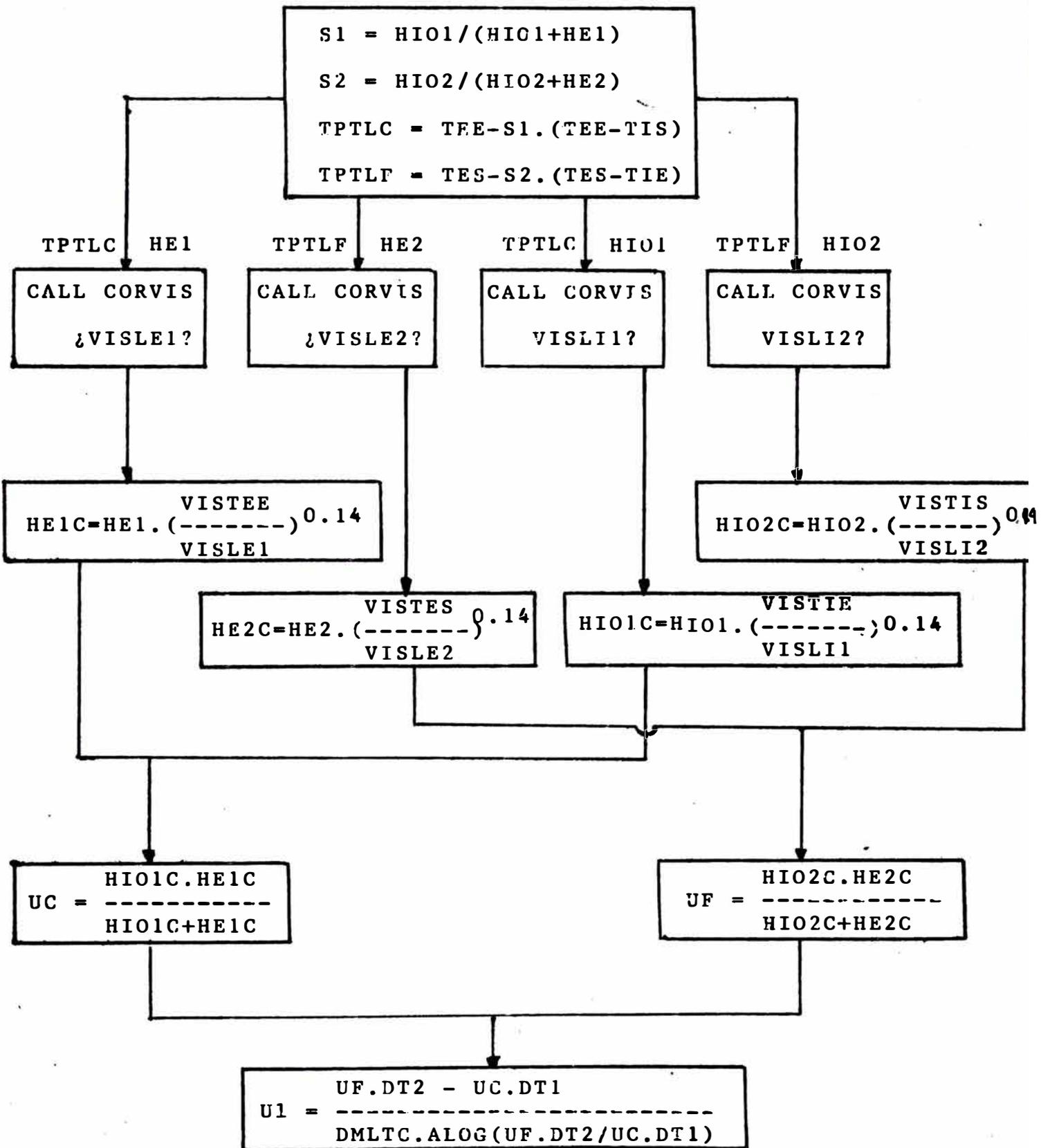


$$\begin{aligned} &2100 < \text{REYTIE} < 10000 \\ \text{TRAN1} &= 0.7104 + 0.00000867 \times \text{REYTIE} \\ \text{E3} &= (\text{REYTIE})^{\text{TRAN1}} \\ \text{HI1} &= 0.027 \times \text{E3} \times \text{Y5} \times \text{CTI1} / \text{D} \end{aligned}$$



de 1, 2, 3 :

$$\begin{aligned} \text{HIO1} &= \text{HI1} \cdot \text{DIT} / \text{DET} \\ \text{HIO2} &= \text{HI2} \cdot \text{DIT} / \text{DET} \end{aligned}$$



AREA = NT.TT.AEP
Ud = Q/(AREA.DMLTC)

Rs = (U1 - Ud)/U1.Ud

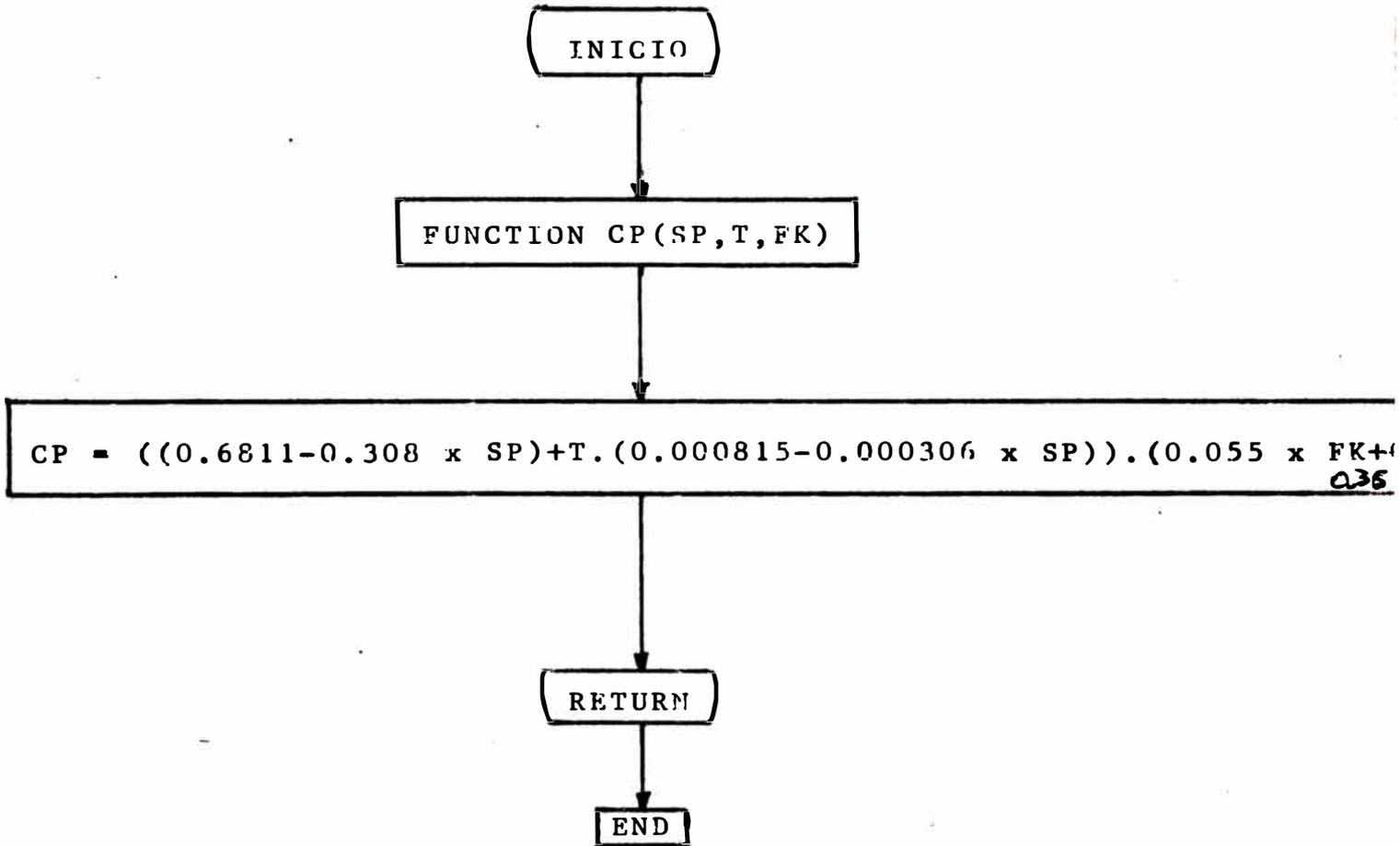
WRITE 10,11,12,13.
DATOS

WRITE 20,21,22,23.
RESULTADOS

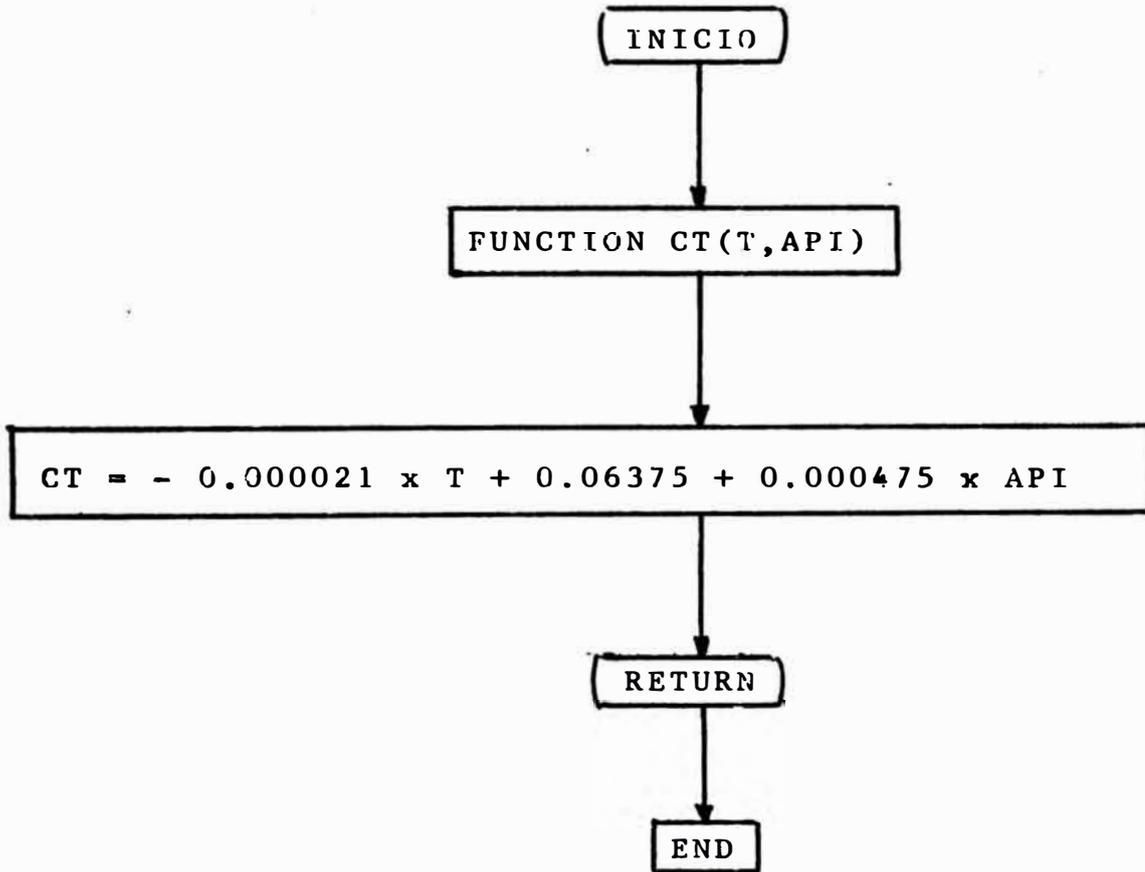
STOP

END

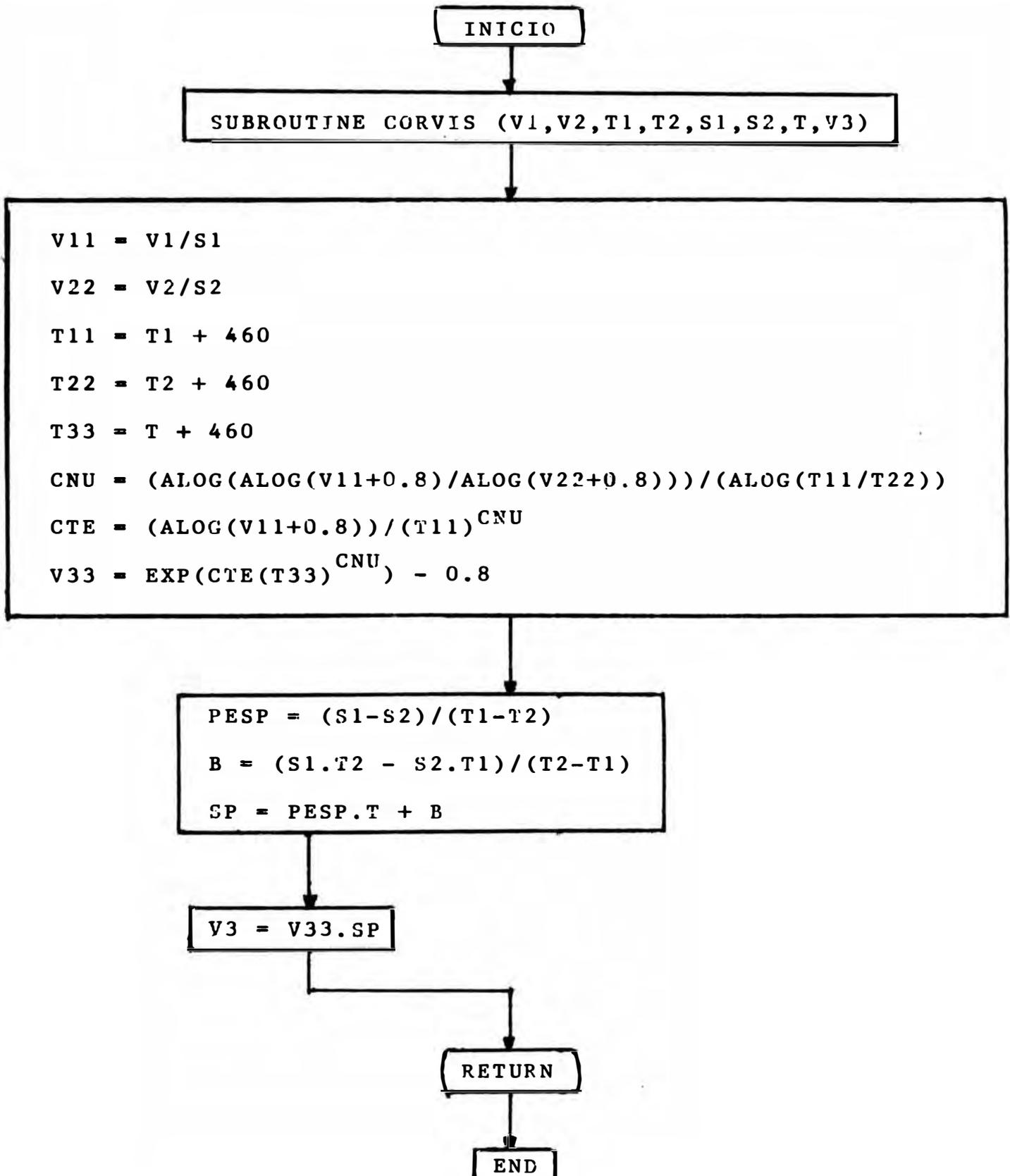
-SUBPROGRAMA FUNCTION : calcula las capacidades calorificas de fracciones de petróleo.



-SUBPROGRAMA FUNCTION : calcula las conductividades térmicas,
para fracciones de petróleo.



SUBPROGRAMA SUBROUTINE : tiene por objeto hallar la viscosidad, para fracciones de petróleo, a una temperatura dada.



5.2) LISTADO DEL PROGRAMA

El programa desarrolla el problema en mención del punto 4.4, utilizando la secuencia de ecuaciones del punto 4.2 y el diagrama de flujo de 5.1

El listado del programa se presenta a continuación.

5.3) OBJECIONES AL PROGRAMA

Este programa si se utiliza solo para leer el Rs, se puede ahorrar tiempo de máquina. Pues el adorno del programa se traduce en soles.

Si a este mismo programa, se le aumenta las ecuaciones de caída de presión, puede ser usado para evaluar intercambiadores existentes, con el fin, de que pueden adaptarse a un proceso dado.

El programa fue corrido en la UNI, en la gabeta de PCP, menor de 5 min.

CAPITULO 6

CONSIDERACIONES ECONOMICAS

6.1) Costo extra de combustible

6.2) Conclusiones económicas

CAPITULO 6

En este capítulo se tratará de enfocar el problema económico o sea, cuanto es lo que se ahorra previniendo que los intercambiadores transfiera calor por debajo de su nivel de diseño

Sabemos ya que los materiales indeseables, la mayor parte de los stocks de crudo, tal como, sedimentos, sales y ciertos hidrocarburos de alto peso molecular; son los que causan el ensuciamiento. tal como, se incrementa la temperatura ayuda a una formación adicional y a la deposición de estos materiales, este problema es más común en los intercambiadores situados entre el desalador y el horno donde las temperaturas están normalmente entre un rango de 200 - 500°F.

Debido a que los intercambiadores no precalen taran el crudo hasta la temperatura deseada, cuando esten sucios, habrá un costo extra de combustible a utilizarse en el horno

6.1) COSTO EXTRA DE COMBUSTIBLE

Es evidente, luego, que el ensuciamiento en los intercambiadores, se deja sentir por un gradual incremento en el consumo necesario de combustible para mantener la temperatura de la unidad operativa.

A continuación presentamos cuanto es el costo extra de combustible por cada 10°F perdidos en el tren de intercambiadores.

Supongamos, el problema del punto 4.4, en el cual el crudo se debe precalentar hasta 430°F

¿Cuanto es el costo por cada 10 °F que se pierden en 35,000

barriles de crudo diarios ?

Tomando como base un día de operación los 35,000 barriles de crudo con una gravedad de 0.8478, nos dan 10³96,750. lbs. utilizando la ecuación que se presenta en el subprograma function para el cálculo del Cp, se tiene un valor de 0.654 BTU / lb-°F

Luego Q perdido

$$Q = W. Cp. \Delta t = 10^3 96,750 \times 0.654 \times 10$$

$$Q = 67^9 94,745 \text{ BTU}$$

El combustible líquido, usado generalmente en los hornos, es el petróleo industrial #6 (residual ligero) aproximadamente de 0.950 de gravedad específica y de un valor calorífico inferior de 17,500 BTU/lb. como promedio.

Luego la cantidad de combustible utilizado, considerando el rendimiento del horno del 75 %, será

$$\frac{67^9 94,745}{0.75 \times 17500} = 5180.55 \text{ lbs. de combustible}$$

Las 5180.55 lbs. con una gravedad de 0.95, nos dan 653.64 gal.

Luego el costo extra, sabiendo que el galón vale 10 soles, es:

$$653.64 \times 10 = 6536.4 \text{ soles}$$

Hay que tener en cuenta que este ahorro, diario, se da en el caso, de que solo cayera 10°F la temperatura de salida del crudo.

6.2) CONCLUSIONES ECONOMICAS

Cuando el límite de ensuciamiento se incrementa notablemente la limpieza del intercambiador se hace muy necesaria.

Es muy importante considerar el uso de aditivos, que previenen el ensuciamiento, por tener la propiedad de ser agentes humedecedores u dispersantes.

Este aditivo antiensuciante es inyectado en la corriente de carga a la unidad de crudo inmediatamente después del desalador en una concentración de 10 a 20 ppm.

El aditivo aparentemente desactiva partículas inorgánicas por una acción de cubrimiento, lo cual ayuda a prevenir la aglomeración y deposición. Por falta del dato, de costo de estos aditivos, no se presenta un cálculo simple pero muy útil para considerar el uso de estos.

A continuación presentamos puntos claves para prevenir el ensuciamiento de los intercambiadores en una refinería:

- 1) Mantener operación eficiente del desalador.
- 2) Prevenir las corrientes de la contaminación ó la corrosión, con un efectivo programa de control de corrosión
- 3) Minimizar el almacenamiento intermedio en las corrientes de proceso semi-refinado.
- 4) Prevenir la contaminación, en los tanques de almacenamiento, del oxígeno como gas recubridor.
- 5) Investigar la adición de aditivos

INDICE DE ANEXOS

- 1.) Datos de tubos para intercambiadores y dimensiones de tuberías de acero(IPS).
- 2.) Disposición de los arreglos de tubos.
- 3.) Coeficiente de transmisión de calor y fricción por el interior de los tubos.
- 4.) Coeficiente de transmisión de calor y fricción por el exterior de los tubos.
- 5.) Factor F de temperatura calórica.
- 6.) Factores de fricción para el lado de los tubos.
- 7.) Factores de fricción por el lado de la carcaza.
- 8.) Factores de obstrucción.
- 9.) Conductividades térmicas de hidrocarburos líquidos.

TABLA 10. DATOS DE TUBOS PARA CONDENSADORES E INTERCAMBIADORES DE CALOR

Tubo DE, plg	BWG	Espesor de la pared, plg	DI, plg	Area de flujo por tubo, plg ²	Superficie por pie lin. pies ²		Peso por pie lineal, lb, de acero				
					Exterior	Interior					
½	12	0.109	0.282	0.0625	0.1309	0.0748	0.493				
	14	0.083	0.334	0.0876							
	16	0.065	0.370	0.1076							
	18	0.049	0.402	0.127							
	20	0.035	0.430	0.145							
¾	10	0.134	0.482	0.182	0.1963	0.1263	0.965				
	11	0.120	0.510	0.204							
	12	0.109	0.532	0.223							
	13	0.095	0.560	0.247							
	14	0.083	0.584	0.268							
	15	0.072	0.606	0.289							
	16	0.065	0.620	0.302							
	17	0.058	0.634	0.314							
	18	0.049	0.652	0.334							
1	8	0.165	0.670	0.355	0.2618	0.1754	1.61				
	9	0.148	0.704	0.389							
	10	0.134	0.732	0.421							
	11	0.120	0.760	0.455							
	12	0.109	0.782	0.479							
	13	0.095	0.810	0.515							
	14	0.083	0.834	0.546							
	15	0.072	0.856	0.576							
	16	0.065	0.870	0.594							
	17	0.058	0.884	0.613							
	18	0.049	0.902	0.639							
	1¼	8	0.165	0.920				0.665	0.3271	0.2409	2.09
		9	0.148	0.954				0.714			
10		0.134	0.982	0.757							
11		0.120	1.01	0.800							
12		0.109	1.03	0.836							
13		0.095	1.06	0.884							
14		0.083	1.08	0.923							
15		0.072	1.11	0.960							
16		0.065	1.12	0.985							
17		0.058	1.13	1.01							
18		0.049	1.15	1.04							
1½		8	0.165	1.17	1.075	0.3925	0.3063	2.57			
		9	0.148	1.20	1.14						
	10	0.134	1.23	1.19							
	11	0.120	1.26	1.25							
	12	0.109	1.28	1.29							
	13	0.095	1.31	1.35							
	14	0.083	1.33	1.40							
	15	0.072	1.36	1.44							
	16	0.065	1.37	1.47							
	17	0.058	1.38	1.50							
	18	0.049	1.40	1.54							

APENDICE

TABLA 11. DIMENSIONES DE TUBERIA DE ACERO (IPS)

Tamaño nominal del tubo, IPS plg	DE, plg	Cédula No.	DI, plg	Area de flujo por tubo, plg ²	Superficie por pie lineal, pies ² /pie		Peso por pie lineal, lb de acero
					Exterior	Interior	
¾	0.405	40*	0.269	0.058	0.106	0.070	0.25
		80†	0.215	0.036			
¾	0.540	40*	0.364	0.104	0.141	0.095	0.43
		80†	0.302	0.072			
¾	0.675	40*	0.493	0.192	0.177	0.129	0.57
		80†	0.423	0.141			
¾	0.840	40*	0.622	0.304	0.220	0.163	0.85
		80†	0.546	0.235			
¾	1.05	40*	0.824	0.534	0.275	0.216	1.13
		80†	0.742	0.432			
1	1.32	40*	1.049	0.864	0.344	0.274	1.68
		80†	0.957	0.718			
1¼	1.66	40*	1.380	1.50	0.435	0.362	2.28
		80†	1.278	1.28			
1½	1.90	40*	1.610	2.04	0.498	0.422	2.72
		80†	1.500	1.76			
2	2.38	40*	2.067	3.35	0.622	0.542	3.66
		80†	1.939	2.95			
2½	2.88	40*	2.469	4.79	0.753	0.647	5.80
		80†	2.323	4.23			
3	3.50	40*	3.068	7.38	0.917	0.804	7.58
		80†	2.900	6.61			
4	4.50	40*	4.026	12.7	1.178	1.055	10.8
		80†	3.826	11.5			
6	6.625	40*	6.065	28.9	1.734	1.590	19.0
		80†	5.761	26.1			
8	8.625	40*	7.981	50.0	2.258	2.090	28.6
		80†	7.625	45.7			
10	10.75	40*	10.02	78.8	2.814	2.62	40.5
		60	9.75	74.6			
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

TABLA 9. DISPOSICION DE LOS ESPEJOS DE TUBOS (CUENTA DE TUBOS). ARREGLO EN CUADRO

Tubos de 3/4" DE, arreglo en cuadro de 1 plg					Tubos de 1" DE, arreglo en cuadro de 1/4 plg						
Coraza DI, plg	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P	Coraza DI, plg	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P
8	32	26	20	20		8	21	16	14		
10	52	52	40	36		10	32	32	26	24	
12	81	76	68	68	60	12	48	45	40	38	36
13 1/4	97	90	82	76	70	13 1/4	61	56	52	48	44
15 1/4	137	124	116	108	108	15 1/4	81	76	68	68	64
17 1/4	177	166	158	150	142	17 1/4	112	112	96	90	82
19 1/4	224	220	204	192	188	19 1/4	138	132	128	122	116
21 1/4	277	270	246	240	234	21 1/4	177	166	169	152	148
23 1/4	341	324	308	302	292	23 1/4	213	208	192	184	184
25	413	394	370	356	346	25	260	252	238	226	222
27	481	460	432	420	408	27	300	288	278	268	260
29	553	526	480	468	456	29	341	326	300	294	286
31	657	640	600	580	560	31	406	398	380	368	358
33	749	718	688	676	648	33	465	460	432	420	414
35	845	824	780	766	748	35	522	518	488	484	472
37	934	914	886	856	838	37	596	574	562	544	532
39	1049	1024	982	968	948	39	665	644	624	612	600

Tubos de 1 1/4" DE, arreglo en cuadro de 1/16 plg **Tubos de 1 1/2" DE, arreglo en cuadro de 1/8 plg**

10	16	12	10			12	16	16	12	12	
12	30	24	22	16	16	13 1/4	22	22	16	16	
13 1/4	32	30	30	22	22	15 1/4	29	29	25	24	22
15 1/4	44	40	37	35	31	17 1/4	39	39	34	32	29
17 1/4	56	53	51	48	44	19 1/4	50	48	45	43	39
19 1/4	78	73	71	64	56	21 1/4	62	60	57	54	50
21 1/4	96	90	86	82	78	23 1/4	78	74	70	66	62
23 1/4	127	112	106	102	96	25	94	90	86	84	78
25	140	135	127	123	115	27	112	108	102	98	94
27	166	160	151	146	140	29	131	127	120	116	112
29	193	188	178	174	166	31	151	146	141	138	131
31	226	220	209	202	193	33	176	170	164	160	151
33	258	252	244	238	226	35	202	196	188	182	176
35	293	287	275	268	258	37	224	220	217	210	202
37	334	322	311	304	293	39	252	246	237	230	224
39	370	362	348	342	336						

TABLA 9. DISPOSICION DE LOS ESPEJOS DE TUBOS (CUENTA DE TUBOS). (Continúa). ARREGLO TRIANGULAR

Tubos de 3/4" DE, arreglo triangular de 1/16 plg					Tubos de 3/4" DE, arreglo triangular de 1 plg						
Coraza DI, plg	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P	Coraza DI, plg	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P
8	36	32	26	24	18	8	37	30	24	24	
10	62	56	47	42	36	10	61	52	40	36	
12	109	98	86	82	78	12	92	82	76	74	70
13 1/4	127	114	96	90	86	13 1/4	109	106	86	82	74
15 1/4	170	160	140	136	128	15 1/4	151	138	122	118	110
17 1/4	239	224	194	188	178	17 1/4	203	196	178	172	166
19 1/4	301	282	252	244	234	19 1/4	262	250	226	216	210
21 1/4	361	342	314	306	290	21 1/4	316	302	278	272	260
23 1/4	442	420	386	378	364	23 1/4	384	376	352	342	328
25	532	506	468	446	434	25	470	452	422	394	382
27	637	602	550	536	524	27	559	534	488	474	464
29	721	692	640	620	594	29	630	604	556	538	508
31	847	822	766	722	720	31	745	728	678	666	640
33	974	938	878	852	826	33	856	830	774	760	732
35	1102	1068	1004	988	958	35	970	938	882	864	848
37	1240	1200	1144	1104	1072	37	1074	1044	1012	986	870
39	1377	1330	1258	1248	1212	39	1206	1176	1128	1100	1078

Tubos de 1" DE, arreglo triangular de 1/4 plg **Tubos de 1 1/4" DE, arreglo triangular de 1/16 plg**

8	21	16	16	14		10	20	18	14		
10	32	32	26	24		12	32	30	26	22	20
12	55	52	48	46	44	13 1/4	38	36	32	28	26
13 1/4	68	66	58	54	50	15 1/4	54	51	45	42	38
15 1/4	91	86	80	74	72	17 1/4	69	66	62	58	54
17 1/4	131	118	106	104	94	19 1/4	95	91	86	78	69
19 1/4	163	152	140	136	128	21 1/4	117	112	105	101	95
21 1/4	199	188	170	164	160	23 1/4	140	136	130	123	117
23 1/4	241	232	212	212	202	25	170	164	155	150	140
25	294	282	256	252	242	27	202	196	185	179	170
27	349	334	302	296	286	29	235	228	217	212	202
29	397	376	338	334	316	31	275	270	255	245	235
31	472	454	430	424	400	33	315	305	297	288	275
33	538	522	486	470	454	35	357	348	335	327	315
35	608	592	562	546	532	37	407	390	380	374	357
37	674	664	632	614	598	39	449	436	425	419	407
39	766	736	700	688	672						

Tubos de 1 1/2" DE, arreglo triangular de 1/8 plg

12	18	14	14	12	12
13 1/4	27	22	18	16	14
15 1/4	36	34	32	30	27
17 1/4	48	44	42	38	36
19 1/4	61	58	55	51	48
21 1/4	76	72	70	66	61
23 1/4	95	91	86	80	76
25	115	110	105	98	95
27	136	131	125	118	115
29	160	154	147	141	136
31	184	177	172	165	160
33	215	206	200	190	184
35	246	238	230	220	215
37	275	268	260	252	246

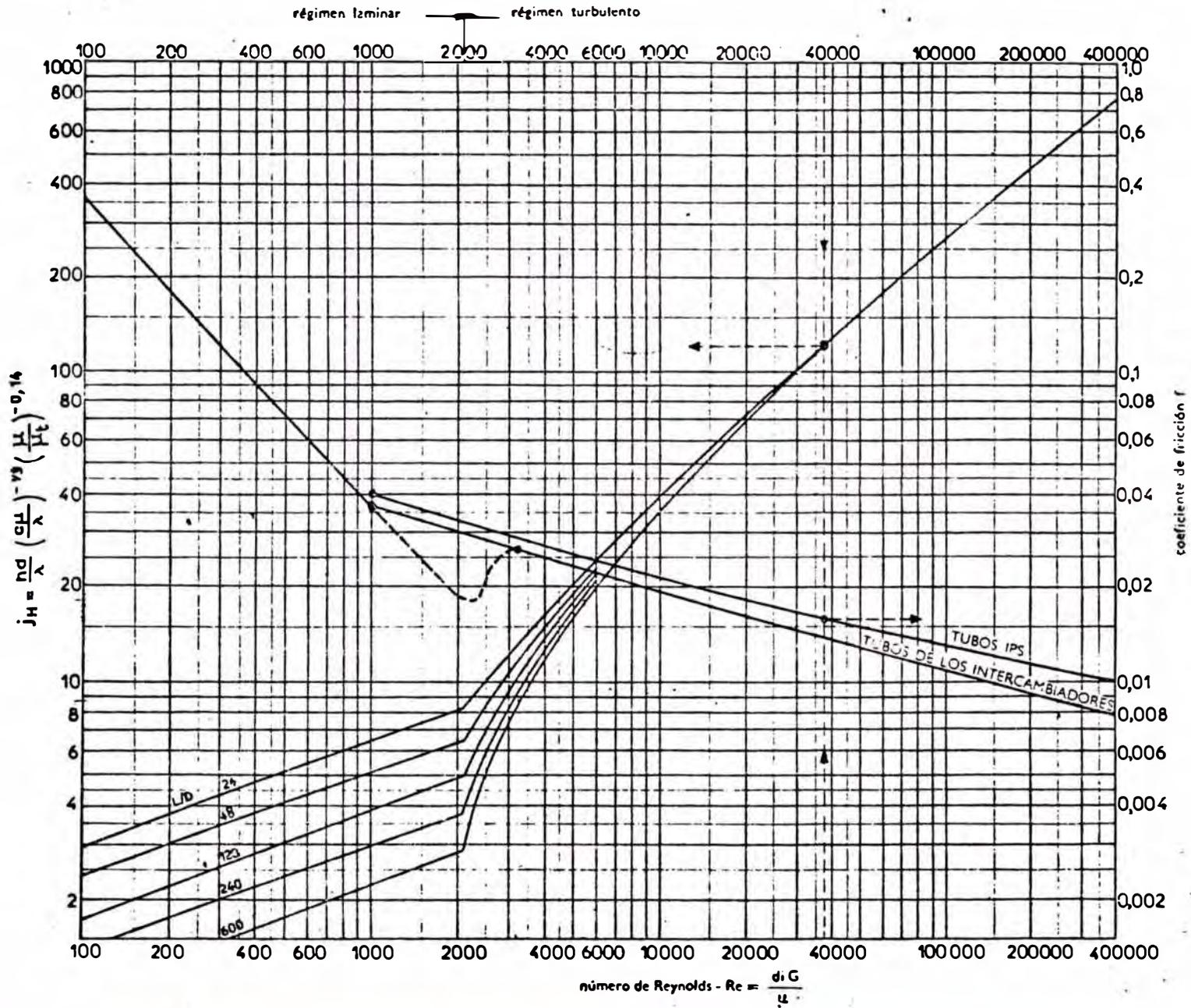


Fig. V.1.20.— Coeficiente de transmisión y coeficiente de fricción, en función del número de Reynolds, por el interior de los tubos.

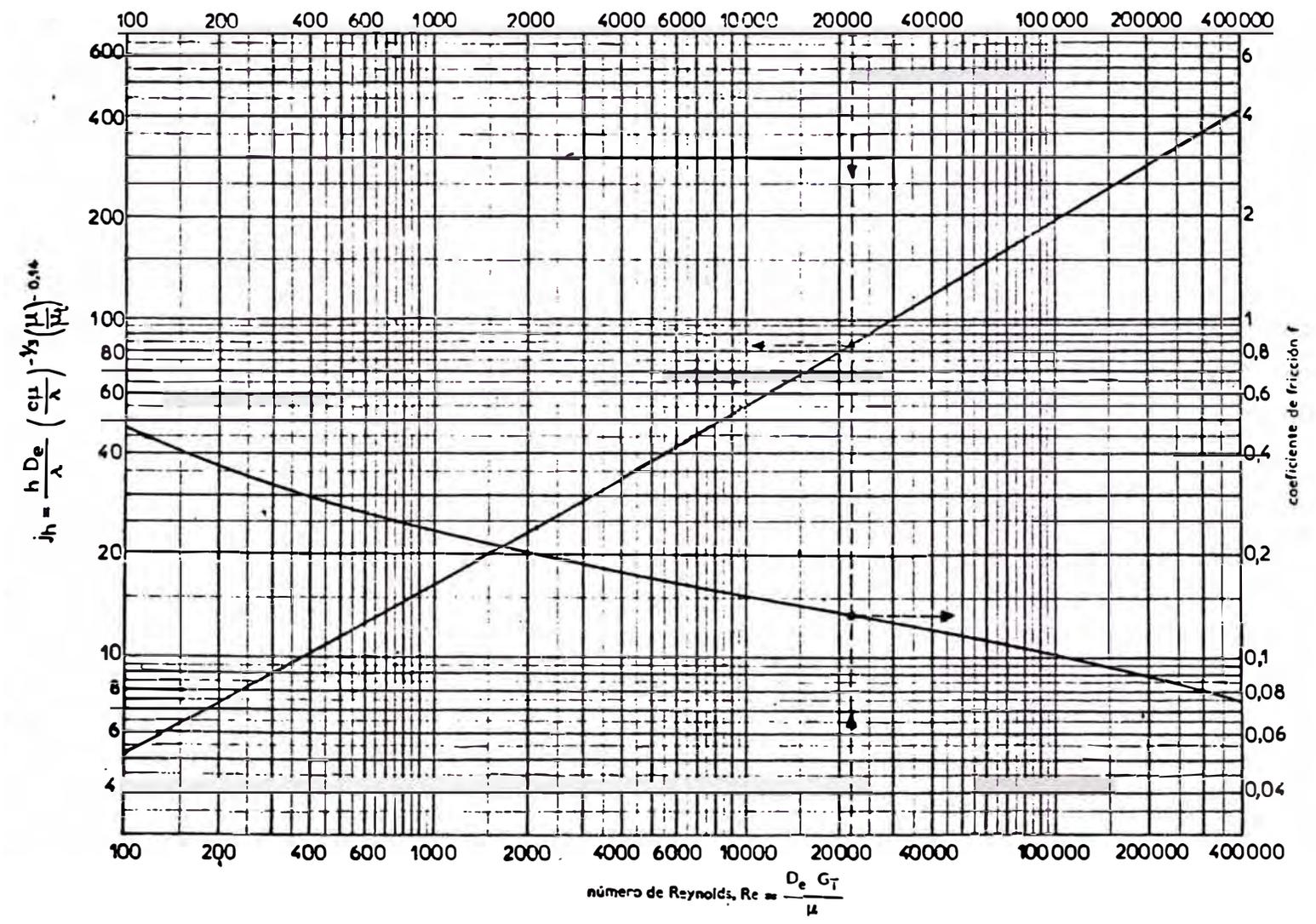
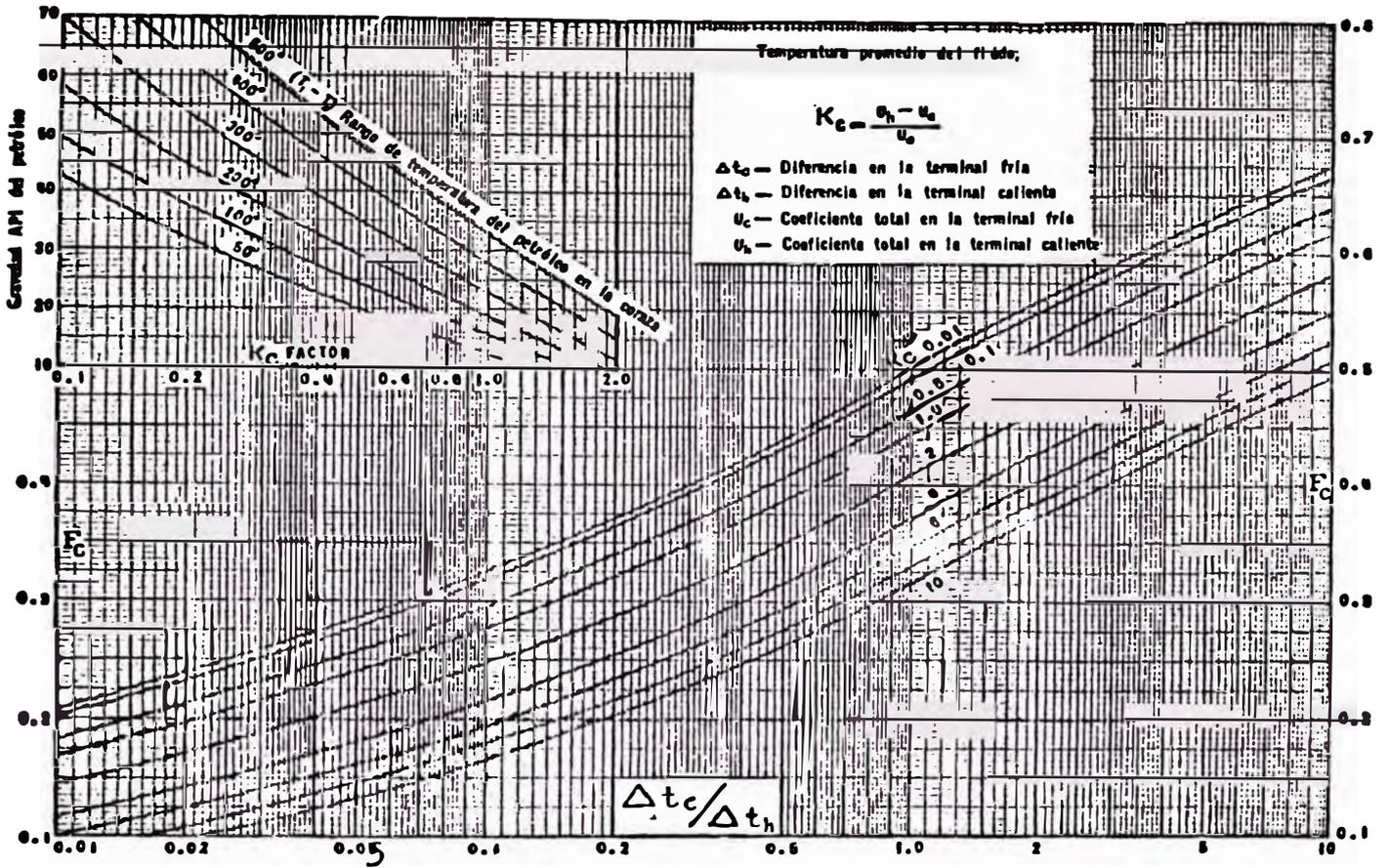
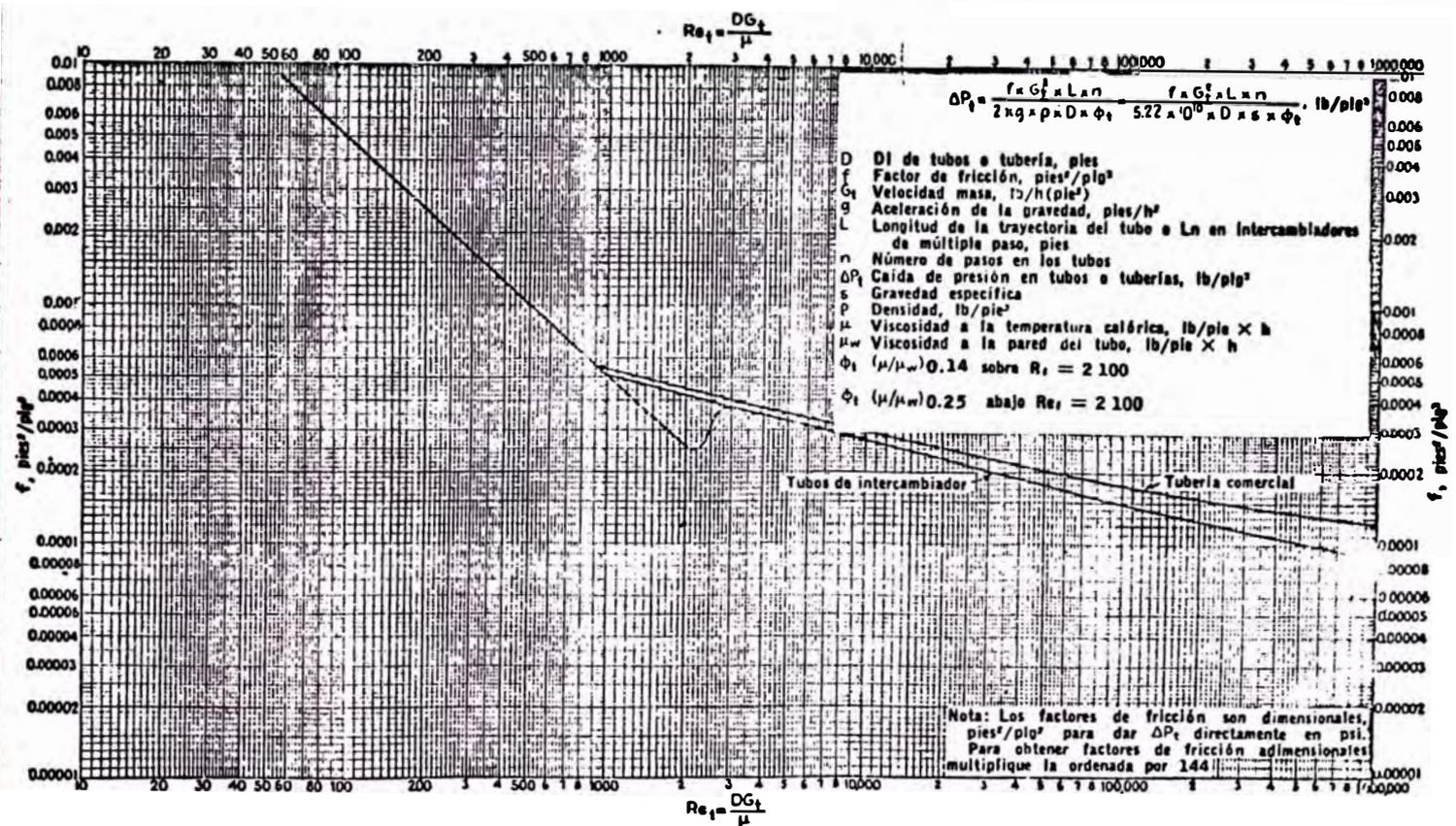


Fig. V.126.— Coeficiente de transmisión y coeficiente de fricción, en función del número de Reynolds modificado, por el exterior de los tubos.

ANEXO - 5



17. Factor F de temperatura calórica. (Standards of Tubular Exchanger Manufacturers Association, 2a. ed., New York, 1949)



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

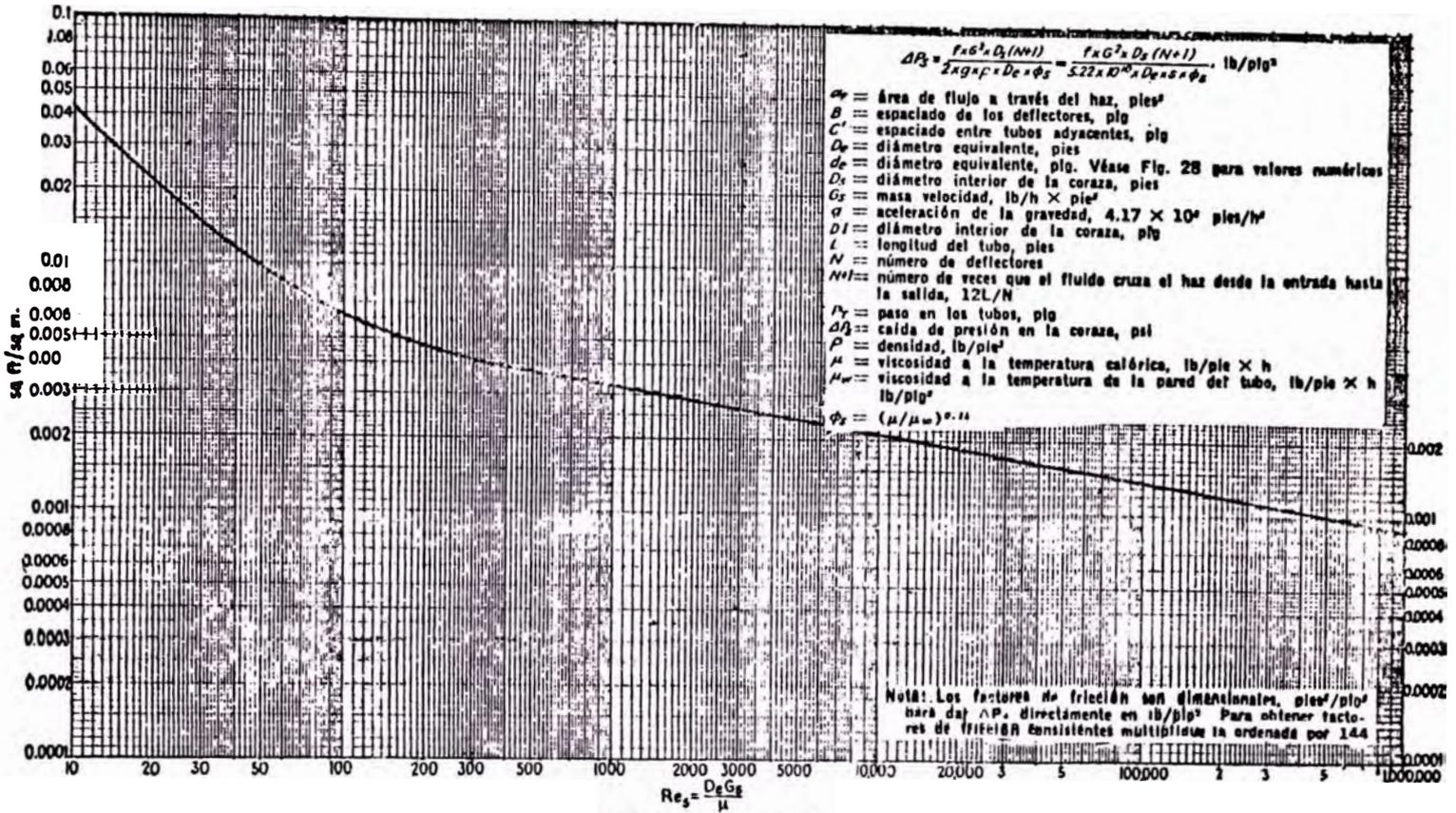


FIG. 29. Factores de fricción lado de la coraza, para haces de tubos con deflectores segmentados 25%

TABLA 12. FACTORES DE OBSTRUCCION *

Temperatura del medio calefactor	Hasta 240°F		240-400°F †	
	125°F o menos		Más de 125°F	
	Velocidad del agua, pps		Velocidad del agua, pps	
Agua	3 pies o menos	Más de 3 pies	3 pies o menos	Más de 3 pies
	Agua de mar	0.0005	0.0005	0.001
Salmuera natural	0.002	0.001	0.003	0.002
Torre de enfriamiento y tanque con rocío artificial:				
Agua de compensación tratada	0.001	0.001	0.002	0.002
Sin tratar	0.003	0.003	0.005	0.004
Agua de la ciudad o de pozo (como Grandes Lagos)	0.001	0.001	0.002	0.002
Grandes Lagos	0.001	0.001	0.002	0.002
Agua de río:				
Mínimo	0.002	0.001	0.003	0.022
Mississippi	0.003	0.002	0.004	0.003
Delaware, Schykill	0.003	0.002	0.004	0.003
East River y New York Bay	0.003	0.002	0.004	0.002
Canal sanitario de Chicago	0.008	0.006	0.010	0.008
Lodosa o turbia	0.003	0.002	0.004	0.003
Dura (más de 15 granos/gal)	0.003	0.003	0.005	0.005
Enfriamiento de máquinas	0.001	0.001	0.001	0.001
Destilada	0.0005	0.0005	0.0005	0.0005
Alimentación tratada para calderas	0.001	0.0005	0.001	0.001
Purga de calderas	0.002	0.002	0.002	0.002

† Las cifras de las últimas dos columnas se basan en una temperatura del medio calefactor de 240 a 400°F. Si la temperatura de este medio es mayor de 400°F, y si se sabe que el medio enfriador forma depósitos, estas cifras deben modificarse convenientemente.

FRACCIONES DE PETROLEO

Aceites (industriales):		Líquidos (industriales):	
Combustorio	0.005	Orgánicos	0.001
Aceite de recirculación limpio	0.001	Líquidos refrigerantes, calefacción, enfriadores, o evaporantes	0.001
Aceites para maquinarias y transformadores	0.001	Salmueras (enfriamiento)	0.001
Aceite para quenching ...	0.004	Unidades de destilación atmosférica:	
Aceites vegetales	0.003	Fondos residuales, menos	

TABLA 12. FACTORES DE OBSTRUCCION * (Continúa)

Gases de escape de máquinas Diesel.....	0.01	Unidades de destilación atmosférica:	
Vapores orgánicos	0.0005	Vapores superiores sin tratar	0.0013
Vapor (sin aceite)	0.0	Vapores superiores tratados	0.003
Vapores de alcohol	0.0	Cortes intermedios	0.0013
Vapor, de escape (con aceite)	0.001	Unidades de destilación al vacío:	
Vapores refrigerantes (condensando de compresores recíprocos)	0.002	Vapores superiores a aceite:	
Aire	0.002	De la torre de burbujeo (condensador parcial)	0.001
Vapores superiores en condensadores enfriados por agua:		Del tanque flash (sin reflujo apreciable) ..	0.003
De la torre de burbujeo (condensador final) ...	0.001	Aceite delgado	0.002
Del tanque flash	0.04	Vapores superiores	0.001
Cortes intermedios:		Gasolina	0.0005
Aceite	0.001	Debutanizador, Depropanizador, Depentanizador y unidades de Alkilación:	
Para agua	0.002	Alimento	0.001
Fondos residuales, menos de 20° API	0.005	Vapores superiores	0.001
Fondos residuales, más de 20° API	0.002	Enfriadores de producto .	0.001
Estabilizador de gasolina natural:		Calderetas de producto ..	0.002
Alimento	0.0005	Alimento del reactor	0.002
Vapores superiores	0.0005	Unidades de tratamiento de lubricantes:	
Enfriadores de producto e intercambiadores	0.0005	Alimento de aceite solvente	0.002
Calderetas de producto ..	0.001	Vapores superiores	0.001
Unidades de eliminación de HS ₂ :		Aceite refinado	0.001
Para vapores superiores ..	0.001	Intercambiadores calentadores de aceite refinado enfriados por agua † ..	0.003
Intercambiadores enfriadores de solución	0.0016	Gomas y breas:	
Caldereta	0.0016	Generadores de vapor enfriados por aceite	0.005
Unidades de Cracking:		Enfriados por agua	0.003
Alimento gas-oil:		Solvente	0.001
Menos de 500°F	0.002	Unidades desasfaltizadoras:	
500°F y más	0.003	Aceite de alimento	0.002
Alimento de nafta:		Solvente	0.001
Menos de 500°F	0.002	Asfalto y resina:	
Más de 500°F	0.004	Generadores de vapor	

TABLA 12. FACTORES DE OBSTRUCCION* (Continúa)

Aceite refinado	0.001	Unidades para eliminar ceras:	
Aceite refinado enfriado		Aceite lubricante	0.001
por agua	0.003	Solvente	0.001
Vapores de la torre de bur-		Calentamiento de mezcla	
bujeo	0.002	aceite-cera	0.001
Residuo	0.010	Enfriamiento de mezcla	
Unidades de absorción:		aceite-cera †	0.003
Gas	0.002		
Aceite graso	0.002		

CORRIENTES DE ACEITE CRUDO

	0-199°F			200-299°F			300-499°F			500 y más		
	Velocidad, pps											
	Menos de 2 pies	2-4 pies	4 pies o más									
Seco	0.003	0.002	0.002	0.003	0.002	0.002	0.004	0.003	0.002	0.005	0.004	0.003
Sal ‡	0.003	0.002	0.002	0.005	0.004	0.004	0.006	0.005	0.004	0.007	0.006	0.005

* Standards of Tubular Exchanger Manufacturers Association, 2d ed., New York, 1949.

† Deben tomarse precauciones contra la depositación de cera.

‡ Se refiere a un crudo húmedo—cualquier crudo que no ha sido deshidratado.

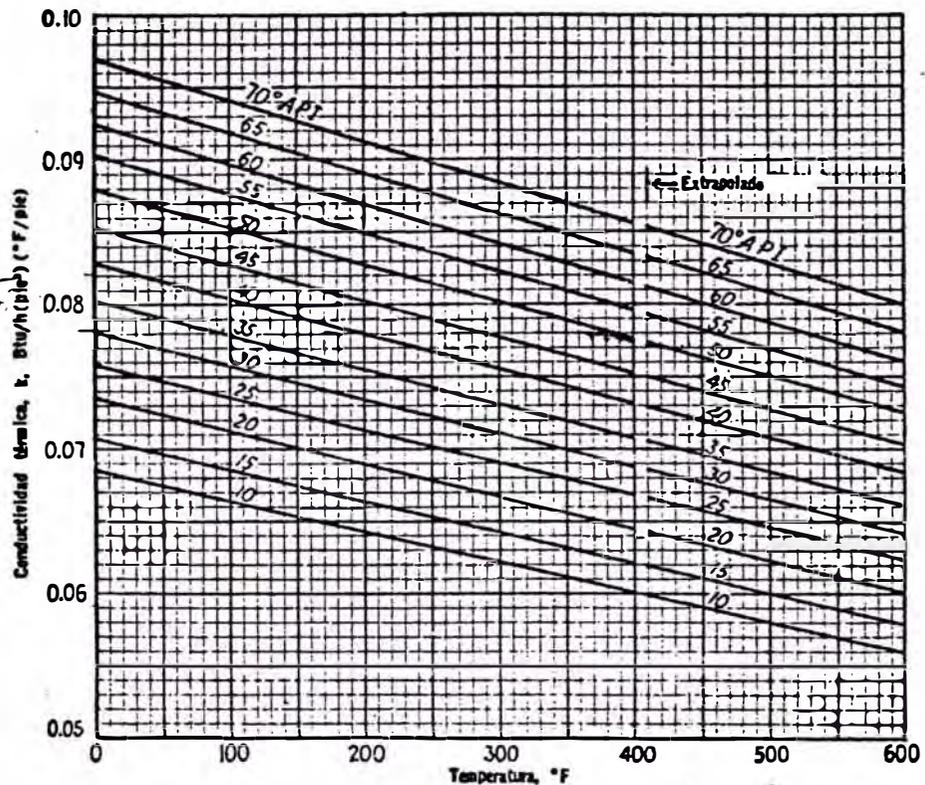


FIG. 1. Conductividades térmicas de hidrocarburos líquidos. (Adaptado del Natl. Bur. Standards Misc. Pub. 97)

BIBLIOGRAFIA

- 1-) Procesos de transferencia de calor
Donald Q.Kern
8 ava. Impresión - Enero 1974

- 2-) El Petróleo - refino y tratamiento Químico
P. Wuithier, Tomo I y II
.1973

- 3-) Operaciones Básicas de Ingeniería Química Tomo I
Warren L.Mc.Cabe
Julian C. Smith

- 4-) Refinación de Petroleos
W.L.Nelson.
3 era. Edición -1958

- 5-) Boletim técnico Da Petrobrás
Parte 2 : "Avaliacao de trocadores de calor existentes"
Heinrich Wilhelm Arnold Schroeder(DEPIN)
Río de Janeiro - 1968

- 6-) Heat Exchanger Design Handbook
"Check exchanger perfomance quickly"
D.H.Vohlsing.
Hidrocarbon Procesing - 1968

7-) Hidrocarbon Procesing & Petroleum Refiner.

"Practical ideas on Refinery Fouling"

L.P.Cornelli

Junio - 1964, Vol.43. # 6.

8-) Petroleum Refiner

"Rate exchangers this computer way"

Donal L. Whitley and Ernest E. Ludwig.

January - 1961.

9-) Hidrocarbon Procesing

"Proyecto para optimizar un tren de calor"

Julio - 1973, Pg.89

10-) Chemical Engeenering

"Evaluación de un Intercambiador de calor"

Agosto 1 ,1966 - Pg.112

11-) Manuales de especificación de diseño de intercambiadores

Pampilla,