

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO
FACULTAD DE QUIMICA

57

**ESTUDIO DE LAS VARIABLES DE DISEÑO
DE REHERVIDORES DE TERMOSIFON PA-
RA TORRES DE DESTILACION.**

221

T E S I S
QUE PARA OBTENER EL TITULO DE
INGENIERO QUIMICO
P R E S E N T A

JORGE FIDEL MENENDEZ GARZA

México, D F.

1974



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

Jurado asignado originalmente según el tema:

PRESIDENTE Prof. : ALEJANDRO ANAYA DURAND
VOCAL " : ARTURO LOPEZ TORRES
SECRETARIO " : EDUARDO VERGARA CABRERA
1er. SUPLENTE " : MAYO MARTINEZ KAHN
2do. SUPLENTE " : ROBERTO ANDRADE CRUZ

Sitio donde se desarrolló el tema:

Centro de Servicios de Computo.

Universidad Nacional Autónoma de México.

Nombre completo y firma del sustentante:

JORGE FIDEL MENENDEZ GARZA.

Jorge S. Menéndez Garza.

Nombre completo y firma del asesor del tema:

ING. ALEJANDRO ANAYA DURAND.



Con eterna gratitud a mis padres:

Fidel Menéndez Pérez y

Alma Nelly Garza de Menéndez.

A mis hermanos:

Fernando Marcelo

Alma Rosa

Silvia María

Carlos Mariano

y a mis abuelitas:

Consuelo T. Vda. de Garza

Andrea P. Vda. de Menéndez

con todo mi cariño.

A mis familiares, amigos y maestros
por su apoyo constante.

A la que será una luz en mi vida.

En especial al Ing. Alejandro Anaya
Durand, que en gran parte le debo -
que este trabajo tenga por "autor"
al suscrito.

I N D I C E

	Pag.
Capítulo I.- Introducción.	1
1.- Sistemas de alimentación de rehervidores de circulación natural.	1
1.1.- Alimentación de los fondos netos.	1
1.2.- Alimentación de un solo paso.	4
1.3.- Alimentación de fondos mixtos.	6
2.- Medios de calentamiento.	9
3.- Flujo de recirculación.	9
4.- Flujo a dos fases.	11
5.- Aspectos para la selección de un rehervidor.	14
6.- Limitaciones generales para los métodos de Donald Q. Kern.	15
Capítulo II.- Rehervidores verticales de termosifón.	17
1.- Teoría del método de Fair J. R.	20
2.- Teoría del método de Gilmour C. H.	34
3.- Teoría del método de Hughmark G. A.	38
4.- Teoría del método de Johnson A. I.	46
5.- Teoría del método de Kern D. Q.	51
Capítulo III.- Rehervidores tipo kettle.	54
1.- Teoría del método de Kern D. Q.	58
2.- Teoría del método de Palen J. W. y Small W. M.	60
Capítulo IV.- Rehervidores horizontales de termosifón.	72
1.- Teoría del método de Kern D. Q.	72
Conclusiones.	78
Nomenclatura.	86
Bibliografía.	89
Gráficas de resultados.	96
Programas de computadora	99

INTRODUCCION

Como es el caso de muchos cálculos de la Ingeniería Química, los cambiadores de calor deben de ser diseñados por métodos iterativos. Un cambiador de calor es seleccionado y es checado en detalle para asegurar su conveniencia para el servicio requerido. Para el diseño de equipo nuevo, el proceso iterativo continúa hasta que se obtiene un arreglo óptimo de la superficie de transferencia de calor. Para el diseño donde se tiene el equipo, el proceso iterativo es más corto, puesto que las variables del equipo son fijadas.

1.- SISTEMAS DE ALIMENTACION DE REHERVIDORES DE CIRCULACION NATURAL.

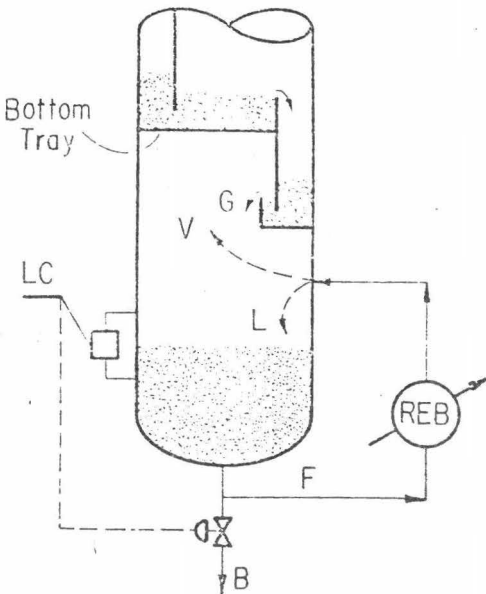
En cada una de los sistemas considerados, "G" es el total de fondos (líquido que baja del primer plato), "B" son los fondos netos, "F" es la alimentación del rehervidor, "V" es el vapor que sale del rehervidor y "L" es el líquido sin vaporizar que sale del rehervidor.

Los sistemas de alimentación son de tres clases:

- a.- Recirculación de los fondos netos.
- b.- Circulación de los fondos totales. (once-through)
- c.- Recirculación de fondos mixtos.

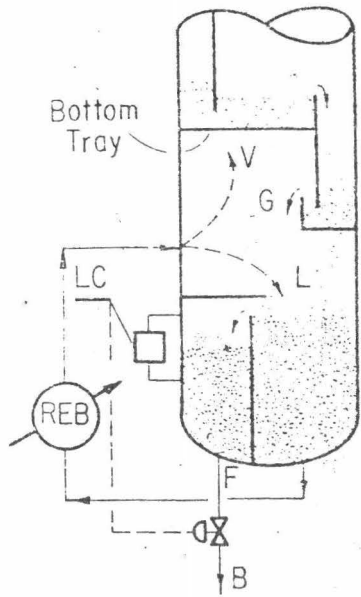
1.1.- Alimentación de los fondos netos.

Los arreglos empleados en la alimentación de los fondos netos, son los mostrados en las figuras 1 y 2. Estos arreglos son los más simples de los sistemas de alimentación y son particularmente ventajosos en pequeñas torres. El tipo sin mamparas, evita completamente los fondos internos en la torre. El tipo con mamparas es algo más simple que los otros arreglos de alimentación. Los sistemas de alimentación de los fondos netos no requieren de



Sin mamparas

Fig. 1



Con mamparas

Fig. 2

SISTEMA DE ALIMENTACION DE LOS FONDOS NETOS.

Ventajas:

- a.- Simplicidad.
- b.- Bueno para torres pequeñas (sin mamparas).
- c.- No requiere plato colector.

Desventajas:

- a.- Malo cuando hay ensuciamiento térmico.
- b.- Sacrifica un plato teórico.
- c.- Tiene la más baja diferencia de temperatura.
- d.- El tipo con mamparas le quita simplicidad.
- e.- En el tipo sin mamparas varía la cabeza estática.
- f.- En el tipo sin mamparas varía el flujo de los fondos netos.

plato colector cuando se usen con torres empacadas o de platos -- sin escurrideras.

En un servicio donde pueda haber un ensuciamiento térmico, -- los arreglos de alimentación de los fondos netos deben de ser evitados siempre que la elevación de temperatura del fluido sea apreciable. Una mezcla de dos o más componentes volátiles ebulle en un rango de temperatura, desde la temperatura inicial de ebullición (temperatura de burbuja) a la temperatura final, en la cual lo último del líquido se vaporiza (temperatura de rocío) . De esta manera, con los sistemas de alimentación de los fondos netos, el vapor y el líquido que salen del rehervidor deben de ser calentados a una temperatura más alta que la de los fondos netos. La elevación de temperatura, depende del por ciento de vaporización llevada a cabo en el rehervidor y sobre la composición de los fondos netos. Cuando los fondos netos tienen un rango angosto de temperatura de ebullición, como en el caso de un producto de fondos de un solo componente de alta concentración, no ocurre una elevación de temperatura significativa en el rehervidor. La elevación de temperatura puede ser minimizada, diseñando al rehervidor para que tenga una alta recirculación tal que reduzca bastante el por ciento de vaporización.

La elevación de temperatura en el rehervidor, produce una -- más baja diferencia de temperatura entre el fluido del proceso y el medio de calentamiento. Debe de tenerse en cuenta que una disminución en la diferencia de temperatura, no es siempre desventajoso, puesto que las altas diferencias de temperatura pueden producir una capa de vapor entre la pared del tubo y el líquido y como consecuencia, disminuir el flux de calor más que a pequeñas diferencias de temperatura, donde se tiene una ebullición por nucleación.

Una desventaja de los sistemas de alimentación de los fondos netos, es que sacrifica parte de un plato teórico, puesto que el vapor que sale del rehervidor no está en equilibrio con los fondos netos, pero está en equilibrio con el líquido que sale del rehervidor, el cual es más pesado que los fondos netos.

Los rehervidores de termosifón requieren de un cierto nivel de líquido en la torre para mantener la recirculación a través del equipo. El gasto de alimentación depende de la diferencia de la cabeza estática del líquido en la torre y la cabeza estática efectiva del fluido vapor-líquido en el rehervidor. El gasto de alimentación es aquel para el cual, la diferencia entre las cabezas estáticas es igual a la suma de las caídas de presión en el sistema, por lo que, las fluctuaciones en el nivel del líquido en la torre, puede causar serias variaciones en la alimentación del rehervidor. Disminuyendo el nivel del líquido, reducirá fuertemente el gasto de alimentación, mientras que aumentándolo, inundará la salida del rehervidor.

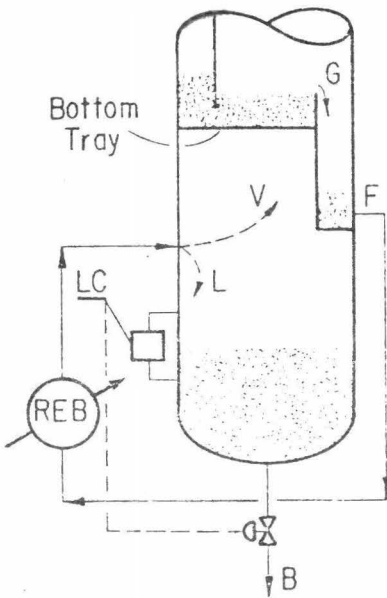
Es conveniente asegurar una cabeza estática constante en el líquido de la torre, la cual puede ser lograda con la instalación de una mampara, como lo muestra la figura 2. Sin embargo, esto sacrifica mucho de su simplicidad.

1.2.- Alimentación de un solo paso.

La alimentación para un rehervidor de un solo paso, son los fondos totales sustraídos del primer plato, como lo muestran las figuras 3 y 4 . El por ciento de vaporización es una función inversa del proceso, puesto que, los fondos netos es el líquido total de salida del rehervidor, o sea que no hay recirculación del líquido.

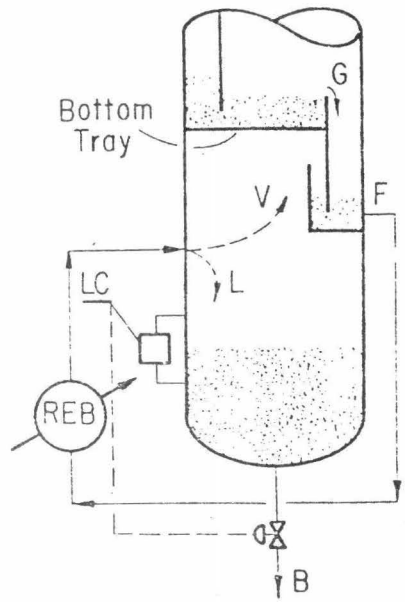
Los sistemas de alimentación de un solo paso son convenientes para los servicios donde el ensuciamiento por polimerización sea probable que ocurra, puesto que, el contacto repetido del líquido con la pared del tubo caliente se previene y el aumento de polímero es minimizado.

Puesto que el buen diseño de los rehervidores de termosifón es generalmente limitado al 30 % de vaporización máxima y por los límites del primer plato, los sistemas de alimentación de un solo paso no deben ser seleccionados cuando el vapor que sale del rehervidor sea mayor que los $\frac{3}{7}$ de los fondos netos.



Con escurridera positiva

Fig. 3



Con sello de líquido

Fig. 4

SISTEMAS DE ALIMENTACION DE UN SOLO PASO.

Ventajas:

- a.- Es el mejor cuando hay ensuciamiento del tipo polímero.
- b.- Tiene la más grande diferencia de temperatura.
- c.- Los arreglos internos son simples.

Desventajas:

- a.- Limitado a operaciones de un solo paso.
- b.- Limitado a relaciones de V/L de $3/7$.
- c.- Necesita de plato colector si no hay escurrideras.

La temperatura máxima es la de los fondos netos y es alcanzada a la salida del rehervidor, aunque con torres de baja presión (vacío) la temperatura máxima puede ser alcanzada en la parte inferior de los tubos. La temperatura mínima es la de los fondos totales, por lo que, la diferencia media de temperatura entre el fluido del proceso y el medio de calentamiento es más grande que con cualquiera de los otros arreglos de alimentación recirculantes.

La tubería de alimentación es ligeramente más compleja que el arreglo de alimentación de los fondos netos. Con una escurridera que tenga un sello de líquido, se asegura que no fluya vapor por la escurridera cuando el nivel del líquido disminuya en esta. Cuando el fluido sea capaz de ensuciar la tubería de alimentación y la escurridera, debe de tomarse en cuenta la caída de presión producida por tal ensuciamiento.

En el caso donde las especificaciones del producto de los fondos netos sean muy estrictas, es conveniente seleccionar un escurridero positivo como lo muestra la figura 3, para forzar a todos los fondos totales a pasar a través del rehervidor.

En el tipo que presenta un sello de líquido (fig. 4), es diseñado para permitir una operación en una condición grande de ensuciamiento y donde las variaciones de la torre o las dificultades del arranque puedan causar un sobreflujo, que en este caso diluirán los fondos netos con fluido menos pesado.

1.3.- Alimentación de fondos mixtos.

Los sistemas de alimentación de los fondos mixtos se muestran en las figuras 5 y 6, son sistemas recirculantes y se utiliza como alimentación una mezcla de los fondos totales y los fondos netos.

Este sistema de alimentación es razonablemente satisfactorio en los servicios en donde se presenta un gran ensuciamiento y no está limitado a relaciones de vaporización bajas cuando se utiliza en rehervidores de termosifón, tal que este tipo es el más am

pliamente usado que los otros tipos.

Este sistema tiene una temperatura máxima igual a la de los fondos netos, pero la temperatura media del proceso es intermedia entre la de los sistemas de alimentación de los fondos netos y de un solo paso, por lo que, los rehervidores con alimentación de -- fondos mixtos tienen una menor diferencia media de temperatura en tre los fluidos que los rehervidores con sistema de alimentación de un solo paso, aunque la diferencia mínima es la misma.

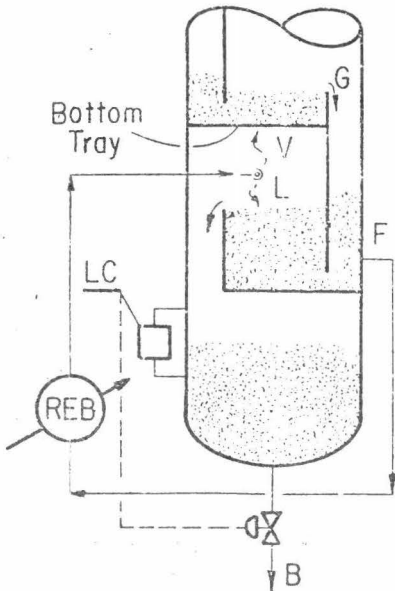
En el ensuciamiento térmico del tipo insoluble o debido a -- una deshidrogenación o una carbonización, la temperatura significativa es la máxima lograda. Esta temperatura generalmente será la de la capa sobre la pared del tubo caliente a la salida del reher vidor. En muchos casos el por ciento de vaporización de la alimen tación de los fondos mixtos es menor que la de un solo paso tal -- que el flujo del líquido mayor causa una gran turbulencia, la -- cual aumenta la acción de lavado sobre los tubos y reduce la capa de ensuciamiento en la pared del tubo, por lo que, en ciertos ca- sos este sistema de alimentación puede ser más satisfactorio en servicios donde se presente el ensuciamiento térmico que el siste ma de alimentación de un solo paso.

Los sistemas de alimentación de recirculación deben de ser -- evitados cuando se presente un severo ensuciamiento térmico del -- tipo de polímero.

La mayor desventaja de este sistema es la complejidad del a- rreglo de las mamparas. Como en el caso del tipo de un solo paso se requiere una escurridera, tal que las torres empacadas o de -- platos requieren de un plato colector el cual añade más compleji- dad al sistema y dificultad de mantenimiento.

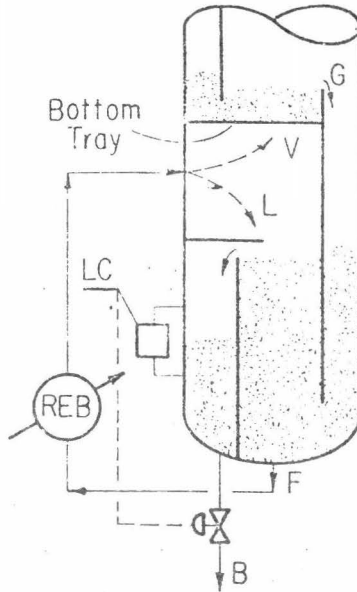
Puesto que las variaciones sobre la orilla de la mampara son -- mulas, la alimentación del rehervidor no es afectada por las va- -- riasiones de la columna.

Puede existir la posibilidad que con ciertas combinaciones -- de flujos, temperaturas y composiciones de los fondos totales y -- del líquido que sale del rehervidor, alguna vaporización pueda o- -- currir en el plato colector del sobrecalentamiento del líquido --



Mampara horizontal

Fig. 5



Mampara vertical

Fig. 6

ALIMENTACION DE FONDOS MIXTOS.

Ventajas:

- a.- Es satisfactorio para la mayoría de los servicios sucios.
- b.- Es el sistema más flexible.

Desventajas:

- a.- Sistema complejo de mamparas en la columna.
- b.- Necesita plato colector si no hay escurrideras.
- c.- Tiene una diferencia media de temperatura ligeramente inferior a los sistemas de alimentación de los fondos netos.

que está en este plato. Aunque ambos líquidos son saturados a la misma presión, es improbable que la diferencia de entalpías sea suficiente para producir una vaporización apreciable.

Las mamparas pueden ser horizontales (fig. 5) o verticales (fig. 6), en columnas pequeñas el tipo horizontal es generalmente superior donde se requieran flujos grandes de fondos netos. Una ventaja del tipo de mamparas verticales, es que la tubería de alimentación al rehervidor es ligeramente más simple.

2.- MEDIOS DE CALENTAMIENTO.

La condensación de vapor de agua es el medio de calentamiento más común para los rehervidores. Otros medios incluyen:

- a.- Agua caliente
- b.- Condensados a altas temperaturas
- c.- Medios de transferencia de calor patentados
- d.- Gases de combustión

3.- FLUJO DE RECIRCULACION.

Termosif significa un movimiento debido a las diferencias de densidad en las piernas, fría y caliente de un sistema circulante. El arreglo de flujo entre el fraccionador y el rehervidor es mostrado en la figura 7. El líquido fluye de la reserva de la torre a través de la tubería de alimentación a la base del rehervidor, donde es distribuido uniformemente en los tubos. La tubería de alimentación puede incluir válvulas y otras resistencias al flujo.

En la base de los tubos, el líquido está debajo de su temperatura de ebullición debido a los efectos de la presión hidrostática y al calor perdido en las líneas de circulación. Así, en una parte del trayecto de los tubos, únicamente se transfiere calor sensible. Al alcanzar la temperatura de ebullición, empieza la vaporización y se establece un régimen de flujo a dos fases, el cual añade una gran complejidad al balance de presiones entre las

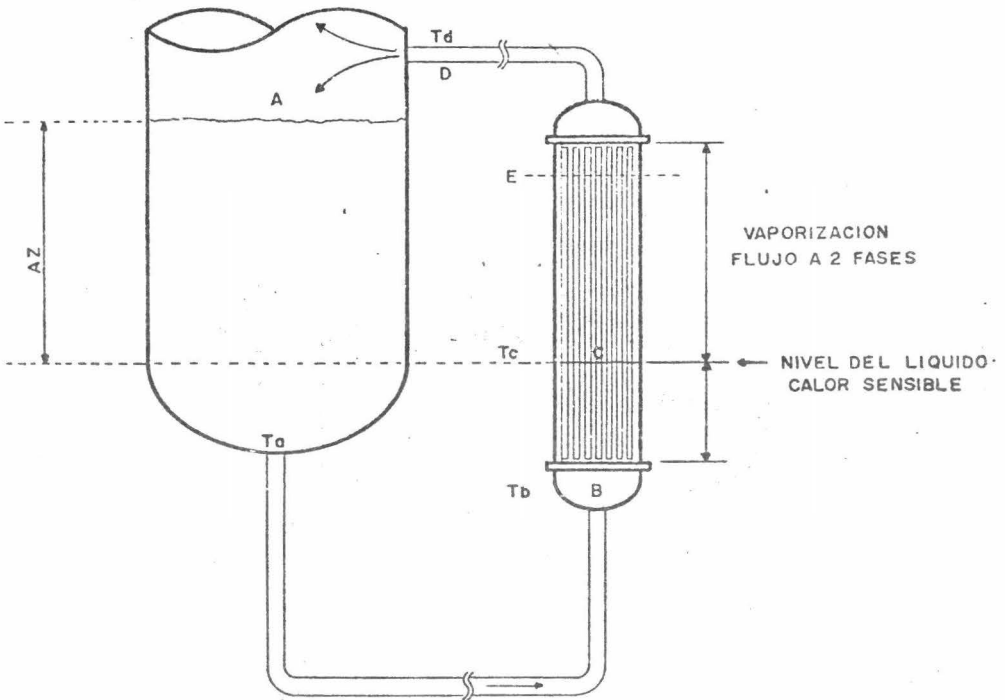


Figura 7.- Rehervidor de termosifón vertical.

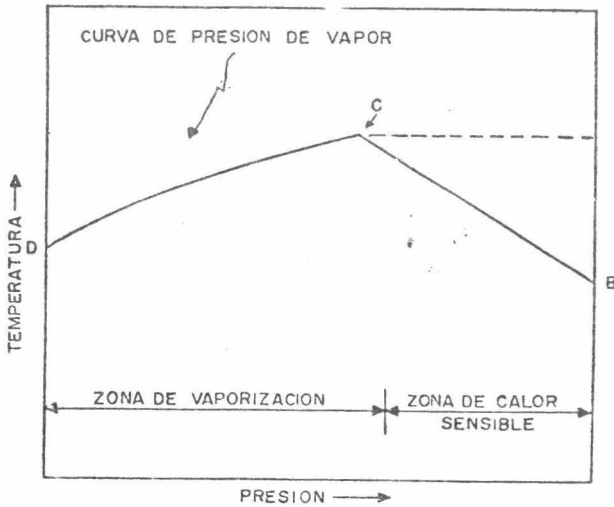


Figura 8.- Efectos de la presión-temperatura en un rehervidor.

piernas, fría y caliente.

La figura 8 es una representación idealizada de los efectos, presión-temperatura en un rehervidor de termosifón, en donde la escala de temperaturas está acentuada.

Para rehervidores de termosifón, el diseñador debe de hacer un balance entre la pierna fría (de la reserva de la torre al rehervidor) y la pierna de vaporización (del rehervidor a la torre). Así, la cantidad vaporizada influencia la velocidad de recirculación.

Para rehervidores de un solo paso con circulación natural la velocidad de recirculación es fijada por el gasto que sale del -- fraccionador y el cociente L/V que sale del rehervidor.

4.- FLUJO A DOS FASES.

Para destilaciones secas el flujo vapor-líquido ocurre a través de la trayectoria CDA en la figura 7. Para destilaciones con un soporte inerte, el gas (usualmente vapor de agua) frecuentemente es esparcido abajo del espejo inferior de los tubos y el flujo gas-líquido ocurre a través de la trayectoria BCDA.

El flujo concurrente de los sistemas gas-líquido no puede ser descrito tan simple como que cada fase fluyera sola. La descripción puede ser empírica acordando al mecanismo, laminar-laminar, laminar-turbulento, turbulento-laminar y turbulento-turbulento.

La notación se refiere al mecanismo de flujo que cada fase -- tendría si fluyera separadamente a través de un conducto. Para -- flujo vertical el mecanismo de las dos fases generalmente es turbulento-turbulento.

El flujo a dos fases es generalmente descrito de acuerdo a -- modelos de flujo. Tales modelos se basan en observaciones visuales y para un tubo horizontal puede tomar las siguientes formas: burbuja, plug, estratificado, ondulado, slug, amular y disperso -- que se muestran en la figura 9 .

Para flujo vertical, unicamente cuatro de los tipos de modelos de los flujos han sido observados, en orden como se vá incre-

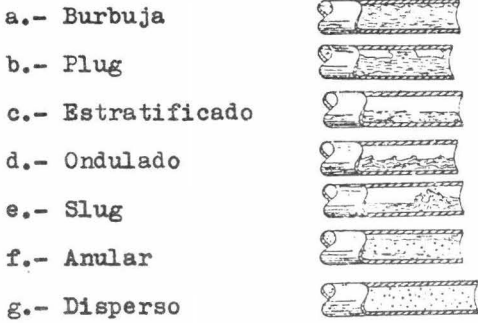


Fig. 9.- Modelos de flujo a dos fases en una tubería horizontal.

mentando la vaporización (de la base hasta el tope de los tubos) que son los siguientes: burbuja, slug, anular y disperso, que están ilustrados en la figura 10.

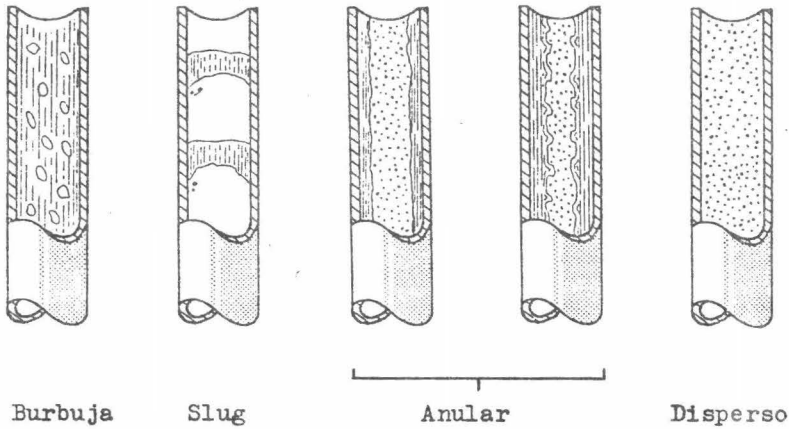


Fig. 10.- Modelos de flujo a dos fases en una tubería vertical.

En la mayoría de los rehervidores predomina el flujo Slug. - La transformación de burbujas en slugs o "pistonos" de gas es rápida una vez que empieza la ebullición. Los slugs de gas se aceleran más rápidamente que el líquido y crean un resbalamiento entre las fases. Los efectos de gravedad causan que algo del líquido -- caiga con el resultado de un flujo fluctuante y con efectos de -- caída de presión. Aunque cada tubo tiene tal operación, el efecto combinado de muchos tubos resulta en una condición de salida del rehervidor más o menos estable. A la salida, sin embargo, el vapor tiene una velocidad mayor que la del líquido. El líquido neto que se arrastra hacia arriba y la diferencia de velocidades de cada fase deben ser consideradas en el diseño del flujo de recirculación.

El flujo anular, el flujo disperso y su régimen de transición también deben ser considerados cuando la vaporización en el rehervidor es alta. El modelo de flujo disperso debe ser evitado, puesto que la fase gaseosa es continua y las velocidades de transferencia de calor son muy bajas.

Los rehervidores de circulación forzada o de bombeo se utilizan solamente en instalaciones reducidas o en aquellas en donde los productos finales inferiores son líquidos muy viscosos y la caída de presión a través de la tubería y del rehervidor son tan grandes que impiden la circulación natural.

ASPECTOS PARA LA SELECCION DE UN REHERVIDOR.

Cada uno de los tipos de rehervidores presentan sus ventajas que deberán ser consideradas para la selección de un caso específico. Los aspectos principales que se deben considerar en la selección de un tipo de rehervidor dado son los siguientes:

- a.- Transferencia de calor (mínima área posible).
- b.- Aspectos de limitación de espacio y requerimientos de tubería para la interconexión del equipo.
- c.- Facilidad de mantenimiento.
- d.- Comportamiento al fenómeno del ensuciamiento.
- e.- Tiempo de residencia admisible del fluido.
- f.- Estabilidad de la operación.
- g.- Costos de operación.
- h.- Enriquecimiento de los vapores, para el caso de vaporización de una mezcla de multicomponentes.

La selección, sin embargo, dependerá en buena parte del criterio y experiencia del diseñador, puesto que es posible que un servicio dado de vaporización pueda ser cubierto por varios de los tipos de rehervidores.

LIMITACIONES GENERALES PARA LOS METODOS DE DONALD Q. KERN.

Limitaciones de flux de calor y diferencia de temperatura.- Puede suponerse que las condiciones de proceso podrán siempre establecerse de manera que solo se vaporice parte del líquido alimentado al rehervidor en donde el máximo flux de calor ocurre a la diferencia crítica de temperatura y que es una limitación del máximo coeficiente que puede obtenerse. Después de la diferencia crítica de temperatura, tanto el coeficiente como el flux disminuyen, la disminución se debe a la formación de una película de vapor en el tubo.

Las restricciones siguientes se observarán en todos estos métodos;

I.- Flux de calor.

a.- El flux máximo permitido para rehervidores de circulación natural para vaporizar sustancias orgánicas es de 12,000 Btu/(hr)(pie cuadrado).

b.- El flux máximo permitido para la vaporización de soluciones acuosas de baja concentración o de agua usando circulación natural es de 30,000 Btu/(hr)(pie cuadrado).

II.- Coeficiente de película.

a.- El máximo coeficiente de película permitido para vaporizar sustancias orgánicas en circulación natural es de 300 Btu/(hr)(pie cuadrado)(°F).

b.- El coeficiente máximo en circulación natural para la vaporización de agua y de soluciones acuosas de baja concentración es de 1,000 Btu/(hr)(pie cuadrado)(°F).

Correlaciones entre el flux máximo y el máximo coeficiente de película.- Los objetos de las limitaciones anteriores son la eliminación de todas las posibilidades de interferencia por vapor.

Determinar cuando un rehervidor excede o no el flux permitido, se logra dividiendo la carga total de calor por el total de la superficie de transferencia de calor. Por el mismo razonamiento, el máximo valor del coeficiente de diseño "UD" que puede anticiparse está dado por $UD = (Q/A)(1/T)$ no obstante el factor de -

obstrucción que resulte. Cuando se establece la temperatura del medio de calentamiento se ve que el uso de grandes diferencias de temperatura también requiere la disminución de "UD" que a su vez da un valor alto de $R_d = 1/UD - 1/UC$. Un factor de obstrucción grande no es esencial para una operación continua del rehervidor desde el punto de vista de obstrucción, sino únicamente como preventivo en contra de la interferencia por vapor. De acuerdo con esto, cuando la temperatura del medio de calentamiento puede seleccionarse independientemente, como por ejemplo, fijando la presión en el caso de vapor de agua, no se necesita seleccionar un vapor de diferencia de temperatura mayor del que da un "UD" correspondiente al factor de obstrucción deseado.

REHERVIDORES VERTICALES DE TERMOSIFON.

Estos rehervidores son generalmente los más baratos, fáciles de soportar, fáciles de limpiar y los más compactos. Los termosifones son algunas veces mirados con escepticismo, basado en experiencias desafortunadas debidas a malas aplicaciones y diseño impropio. Los errores típicos incluyen diseños basados en excesivas vaporizaciones, basados sobre el coeficiente de transferencia total en lugar de los fluxes y el uso de diferencias de temperatura excesivas que ocasionan una ebullición de película en vez de una ebullición nucleada.

Los termosifones verticales son generalmente colgados de la torre, por lo que se minimizan los cimientos, estructuras y requerimientos de área. No se deben de instalar más de cuatro rehervidores en paralelo verticales en una torre. La mayoría de los termosifones utilizan tubos de ocho pies de largo aunque los hay de 16 pies de largo, pero generalmente no se puede disponer de más de 12,000 pies cuadrados de área de transferencia de calor por torre.

Los rehervidores de termosifón verticales utilizan una descarga del fluido muy corta la cual se conecta directamente del carrrete superior a la torre, esto minimiza la caída de presión y el costo de la tubería.

Estos rehervidores tienen el fluido del proceso en los tubos por lo que se hace simple la limpieza y el mantenimiento normal.

Puesto que el medio de calentamiento es muchas veces un fluido muy limpio (tal como el vapor de agua), puede ser posible minimizar el costo del rehervidor especificándolo que sea de cabezales fijos.

Los rehervidores de termosifón deben de ser evitados donde se trabaje con fluidos viscosos, altos porcentajes de vaporización, bajos flujos del proceso y cuando fluctua el nivel del líquido de alimentación.

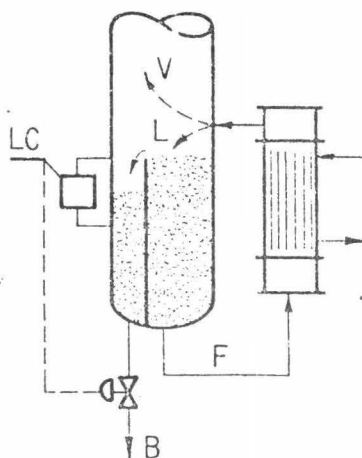


Figura 11.- REHERVIDOR VERTICAL DE TERMOSIFON.

Ventajas:

- a.- Altos coeficientes de transferencia. Económico.
- b.- Compacto. Requerimientos mínimos de tubería.
- c.- Poco tiempo de residencia para el fluido en la zona de calentamiento (alta velocidad del fluido).
- d.- No se incrusta fácilmente (alta velocidad del fluido).
- e.- Control relativamente fácil (si se mantiene constante el nivel del líquido en la entrada).
- f.- Fácil de soportar en la torre. Minimiza problemas de estructuras y espacios requeridos.
- g.- Fácil de limpiar.

Desventajas:

- a.- Requiere alturas de faldón elevadas, necesarias para facilitar su mantenimiento.
- b.- Impropio para fluidos viscosos.
- c.- Limitación en la superficie de transferencia de calor por el número de envolventes que pueden soportar.

- d.- Limitado a vaporizaciones que no excedan de 30 %.
- e.- La recirculación está limitada por aspectos de la hidráulica del sistema, de acuerdo al nivel del líquido disponible y las diferencias de densidades en las fases líquido-vapor.
- f.- El vapor que sale del rehervidor no está en equilibrio con el líquido que sale de la torre por los fondos, por lo que el rehervidor no equivale a un plato teórico, excepto a recirculaciones muy elevadas.

TEORIA DEL METODO DE JAMES R. FAIR.

Superficie de transferencia preliminar.- Después de la selección del tipo de rehervidor y del medio de calentamiento, es necesaria una estimación preliminar del coeficiente de transferencia de calor global;

$$\frac{1}{U} = r = r_p + r_{fp} + r_w + r_{fh} + r_h \quad (1)$$

Donde:

r_p = Resistencia del líquido del proceso.

r_{fp} = Resistencia del ensuciamiento por el lado de los tubos.

r_w = Resistencia de la pared del tubo.

r_{fh} = Resistencia del ensuciamiento por el lado de la coraza.

r_h = Resistencia del medio de calentamiento.

Esta ecuación puede ser rearmada y acortada para el diseño preliminar,

$$U = \frac{1}{r'_p + r'_h} \quad (2)$$

Donde:

$$r'_p = r_p + r_{fp}$$

$$r'_h = r_w + r_{fh} + r_h$$

Los valores de estas resistencias, basados en datos de operación están en la tabla 1. Entonces se calcula la superficie de transferencia preliminar, por medio de la ecuación de transferencia de calor;

$$A = \frac{Q}{U \Delta t} \quad (3)$$

Donde "A" y "U" se refieren a la superficie interna de los tubos.

Caída de presión en la pierna de entrada.- Con referencia a la figura 7, el balance de energía entre los puntos A y B es;

$$dP_e + \rho_L \frac{g}{gc} dz + \rho_L \frac{V_L}{gc} dV_L + \rho_L \frac{g}{gc} dWs + dF = 0 \quad (4)$$

Donde:

P = Presión, lb_f/pie².

Z = Altura, pies.

V_L = Velocidad del líquido, pies/seg.

Ws = Trabajo hecho por el sistema, pies de líquido.

F = Pérdidas por fricción, pie -- lb_f/lb_m

y los otros términos están en unidades de libra-pie-segundo. Los cambios en la velocidad del líquido son normalmente considerados en los efectos de pérdidas por fricción, así, dV_L = 0. Las pérdidas por fricción se evalúan con la ecuación de Fanning;

$$dF = \frac{4fV_L^2 \rho_L}{2gcD_{i,e}} \quad (5)$$

Donde:

f = Factor de fricción de Fanning.

D_{i,e} = Diámetro interno de entrada.

Integrando la ecuación 4 y sustituyendo la ecuación 5 en la 4 nos queda;

$$\Delta P_e = P_B - P_A = \rho_L \frac{g}{gc} \Delta Z - \rho_L \frac{g}{gc} \Delta Ws - \frac{4fV_L^2 \rho_L L E_e}{2gcD_{i,e}} \quad (6)$$

Esta ecuación es la básica para el diseño de la pierna de entrada, en la cual ΔWs es diferente de cero únicamente en rehervi

dores de circulación forzada.

Caída de presión en la pierna de salida.- Con referencia a la figura 7, es entre los puntos B y A donde se aplica de nuevo la ecuación 4, pero dV_L es diferente de cero y $dW_s = 0$ y las propiedades físicas se refieren a la mezcla vapor-líquido.

La ecuación es;

$$\Delta P_s = P_A - P_B = \underbrace{\frac{g}{gc} \int \rho_{df} dz}_{\text{Cabeza estática perdida}} - \underbrace{\frac{1}{gc} \int \rho_{df} V_{df} dV_{df}}_{\text{Aceleración perdida}} - \underbrace{\int dF}_{\text{Pérdidas por fricción}} \quad (7)$$

Puesto que las propiedades de las dos fases varían a través del rehervidor, la ecuación 7 no se integra tan fácilmente como la ecuación 4. Los tres términos de la ecuación 7 serán considerados separadamente en las siguientes secciones.

Cabeza estática perdida.- Con referencia a la figura 7, el efecto de la cabeza estática entre las elevaciones de C y D, gobiernan la circulación. En la pierna de salida, la densidad varía con la vaporización y la ecuación,

$$-\Delta P_{est} = \frac{g}{gc} \int \rho_{df} dz \quad (8)$$

no puede ser integrada directamente. La densidad de las dos fases está definida por

$$\rho_{df} = \rho_v \cdot R_v + \rho_L \cdot R_L \quad (9)$$

donde $R_L = (1 - R_v)$ es la fracción volumétrica del líquido a cualquier punto a lo largo del tubo del rehervidor. Este factor se evalúa de la figura 8 de la referencia 3.

Por los efectos de resbalamiento entre las fases, R_L no es una función únicamente de la fracción en peso del vapor. Para correlacionar R_L , así como otras propiedades, es conveniente introducir el parámetro X_{tt} ;

$$x_{tt} = \left(\frac{w_L}{w_v} \right)^{0.9} \left(\frac{\rho_v}{\rho_L} \right)^{0.5} \left(\frac{\mu_L}{\mu_v} \right)^{0.1} \quad (10)$$

Donde el subíndice "tt" se refiere al flujo turbulento-turbulento. Este parámetro representa el cociente de las energías cinéticas del líquido y del vapor.

Es necesario definir también, el parámetro " ψ ", el cual es el siguiente;

$$\psi = \left(\frac{\rho_v}{\rho_L} \right)^{0.5} \left(\frac{\mu_L}{\mu_v} \right)^{0.1} = \frac{x_{tt}}{(w_L/w_v)^{0.9}} \quad (11)$$

Para los casos donde hay un cambio significativo en la presión a través del tubo del rehervidor, " ψ " no es una constante. Sin embargo, se puede asumir un valor promedio constante.

Aceleración perdida.- Conforme la vaporización se lleva a cabo, hay una conversión de la energía de la presión estática a momentum de la mezcla. El término de la aceleración perdida de la ecuación 7 es ;

$$-\Delta P_{ace} = \frac{1}{gc} \int \rho_{df} v_{df} dv_{df} = \frac{G_T}{gc} (v_{df,s} - v_{L,e}) \quad (12)$$

Como es el caso usual, el líquido y el vapor no fluyen en el tubo del rehervidor con velocidades iguales, por lo que, es necesario separar los efectos de cada fase en la ecuación 12 ;

$$-\Delta P_{ace} = \frac{1}{gc} \left[\frac{G_L^2}{R_L L} + \frac{G_L^2}{R_v v} + \frac{G_T^2}{L} \right] \quad (13)$$

$$-\Delta P_{ace} = \frac{G_T^2}{gc \rho_L} \left[\frac{(1-x)^2}{R_L} + \frac{\rho_L}{\rho_v} \frac{x^2}{R_v} - 1 \right] \quad (14)$$

Si el grupo dentro del paréntesis rectangular en la ecuación 14 es designado por γ ;

$$-\Delta P_{ace} = \frac{G_T^2 \gamma}{gc \rho_L} \quad (15)$$

Donde " γ " es evaluado con los valores de salida del rehervidor, o sean, x , R_L , y R_V .

Pérdidas por fricción.- El término de pérdidas por fricción puede ser expandido para incluir la trayectoria entera BCDA de la figura 7 ;

$$-\Delta P_F = -\Delta P_{F,B-C} - \Delta P_{F,C-D} - \Delta P_{F,D-A} \quad (16)$$

Considerando la longitud C-D, el término de pérdidas por fricción es ;

$$-\Delta P_{F,C-D} = \int \frac{4 f_{df} G_{df} V_{df} dL}{2 gc D_{i,t}} \quad (17)$$

$$-\Delta P_{F,C-D} = \frac{G_{df}}{2 gc D_{i,t}} \int 4 f_{df} V_{df} dL \quad (18)$$

Donde " f_{df} " es el factor de fricción para las dos fases (adimensional), y es una función compleja del tipo de flujo y cantidades relativas de cada fase. Si el fluido fuera todo líquido, el término de la fricción perdida sería ;

$$-\Delta P_{F,L} = \frac{G_L V_L}{2 gc D_{i,t}} \int 4 f dL \quad (19)$$

Si la ecuación 18 se divide por la ecuación 19, se obtiene un parámetro de Lockhart y Martinelli ;

$$\frac{\Delta P_{F,df}}{\Delta P_{F,L}} = \frac{\int 4 f_{df} V_{df} dL}{\int 4 f V_L dL} = \phi^2 \quad (20)$$

el cual está referido al flujo del tipo turbulento-turbulento, y éste se puede evaluar de la figura 9 de la referencia 3 .

Lado del medio de calentamiento r'_p	Limpio	Servicio
Condensamiento de vapor de agua	0.0005	0.0010
Enfriamiento de agua caliente	0.0025	0.0045
Enfriamiento de aceite caliente	0.0080	0.0100
Gases de combustión	⌘	⌘
Lado del medio por vaporizar r'_h	Limpio	Servicio
Hidrocarburos C_2-C_4	0.0030	0.0040
Gasolinas y naftas	0.0050	0.0060
Aromáticos	0.0030	0.0040
Alcoholes C_2-C_7	0.0030	0.0040
Hidrocarburos clorados	0.0040	0.0070
Agua (presión atmosférica)	0.0015	0.0025

⌘ Para este tipo de rehervidores, se debe estimar el area en base del flux de calor:

Zona de radiación $Q/A = 10,000 \text{ Btu}/(\text{hr})(\text{pie}^2)(^\circ\text{F})$.

Zona de convección $Q/A = 3,500 \text{ Btu}/(\text{hr})(\text{pie}^2)(^\circ\text{F})$.

Tabla 1.- RESISTENCIAS PARA EL DISEÑO PRELIMINAR.

Valor	Definición	Cálculo
\bar{x}	Dos terceras partes de la vaporización de salida	$\bar{x} = 2x/3$
R_L	R_L basado en una tercera parte de la vaporización de salida	Fig. 8, ref.3 para $x = x/3$
$\frac{\rho}{\phi}^{df}$	Densidad de las dos fases basado en R_L Parámetro de caída de presión basado en 2/3 de la vaporización de salida.	Ecuación 9 Fig. 9, ref 3 Para $x = 2x/3$
ΔL_{C-D}	Longitud del tubo en la cual ocurre la vaporización	
ΔZ	Distancia vertical en la cual ocurre el flujo a dos fases	

Tabla 2.- VALORES PARA EL METODO CORTO DE LA RECIRCULACION.

Los términos de la ecuación 16 referentes a las longitudes - B-C y D-A de la figura 7, se manejan convencionalmente. La expresión resultante para el término de pérdidas por fricción para la pierna de salida es la siguiente ;

$$\Delta P_F = (\Delta P/\Delta L)_L (\Delta L_{B-C}) + \int_C^D (\Delta P/\Delta L)_L \phi^2 dL$$

$$+ (\Delta P/\Delta L)_{L,s} \phi_s^2 LE_s \quad (21)$$

Donde:

$$(\Delta P/\Delta L)_L = \frac{4 f V_L^2 \rho_L}{2 gc D_{i,t}} \quad , \text{ en los tubos} \quad (22)$$

$$(\Delta P/\Delta L)_{L,s} = \frac{4 f V_{L,s}^2 \rho_L}{2 gc D_{i,s}} \quad , \text{ en la salida} \quad (23)$$

Balace de presión.- Para condiciones de estado estacionario la circulación está gobernada por la igualdad ;

$$\Delta P_e = P_B - P_A = -\Delta P_s \quad (24)$$

Sustituyendo los valores de las ecuaciones 6, 7, 8, 15 y 21 se obtiene la ecuación primaria de diseño ;

$$- \rho_L \frac{g}{gc} (z_C - z_D) - \rho_L \frac{g}{gc} \Delta W_s - \frac{4 f_{L,e} V_{L,e}^2 \rho_L LE_e}{2 gc D_{i,e}} =$$

$$\frac{g}{gc} \int_C^D \rho df dz + \frac{G_T^2 \gamma}{gc \rho_L} + \frac{\rho_L}{2 gc D_{i,t}} \left[(4 f_L V_L^2 \Delta L)_{B-C} \right.$$

$$\left. + \int_C^D 4 f_L V_L^2 \phi^2 dL \right] + \frac{4 f_{L,s} V_{L,s}^2 \rho_L \phi_s^2 LE_s}{2 gc D_{i,s}} \quad (25)$$

Esta ecuación es completamente rigurosa y es conveniente para la integración paso a paso a través de los tubos del rehervidor desde B a D .

Una solución aproximada de la ecuación 25 se puede obtener -- tomando valores medios efectivos de " ϕ^2 ", " ρ_{df} " y " v_L " en la longitud C-D, integrando la ecuación 25 y multiplicandola por g_c se obtiene la ecuación 26 ;

$$\begin{aligned}
 -\rho_L g \Delta z_{C-D} - \rho_L g \Delta W_s - \frac{4 f_{L,e} v_{L,e}^2 \rho_L L E_e}{2 D_{1,e}} &= \overline{\rho_{df}} g \Delta z_{C-D} \\
 + \frac{G_T^2 \gamma}{\rho_L} + \frac{4 f_{L,1} v_{L,1}^2 \Delta L_{B-C} \rho_L}{2 D_{1,t}} + \frac{4 f_{L,2} v_{L,2}^2 \overline{\phi^2} \rho_L \Delta L_{C-D}}{2 D_{1,t}} \\
 + \frac{4 f_{L,s} v_{L,s}^2 \rho_L \phi_s^2 L E_s}{2 D_{1,s}} & \quad (26)
 \end{aligned}$$

Donde:

$$v_{L,e}^2 = (QV/a_e)^2 \quad (27)$$

$$v_{L,1}^2 = (QV/a_{T,t})^2 \quad (28)$$

$$v_{L,2}^2 = QV(1-\bar{x})/a_{T,t}^2 \quad (29)$$

$$v_{L,s}^2 = QV(1-x_s)/a_s^2 \quad (30)$$

$$G_T^2 = W_T^2/a_s^2 \quad (31)$$

Sustituyendo las ecuaciones 27,28,29,30 y 31 en la ecuación 26 y multiplicando por " ρ_L " y sustituyendo $QV^2 \rho_L^2 = W_T^2$, se obtiene la ecuación 32 ;

$$\begin{aligned}
 \rho_L g (\rho_L - \overline{\rho_{df}}) \Delta z - \rho_L^2 g \Delta W_s &= \frac{2 f_{L,e} W_T^2 L E_e}{a_e^2 D_{1,e}} \\
 + \frac{2 f_{L,1} W_T^2 \Delta L_{B-C}}{a_{T,t}^2 D_{1,t}} + \frac{2 f_{L,2} W_T^2 (1-\bar{x})^2 \overline{\phi^2} \Delta L_{C-D}}{a_{T,t}^2 D_{1,t}} \\
 + \frac{2 f_{L,s} W_T^2 (1-x_s)^2 \phi_s^2 L E_s}{a_s^2 D_{1,s}} + \frac{W_T^2 \gamma}{a_s^2} & \quad (32)
 \end{aligned}$$

Si a la ecuación 32 se le multiplica por el área de la tubería de entrada al cuadrado y se le saca W_T^2 como factor común, se obtiene la ecuación 33 ;

$$\rho_L g a_e^2 (\rho_L - \overline{\rho_{df}}) \Delta z - \rho_L \Delta W_s = W_T^2 \left\{ \frac{2 f_{L,e} L E_e}{D_{i,e}} + 2 f_L \left(\frac{a_e}{a_{T,t}} \right)^2 \left[\frac{\Delta L_{B-C}}{D_{i,t}} + \overline{\phi}^2 (1-\bar{x})^2 \frac{\Delta L_{C-D}}{D_{i,t}} \right] + 2 f_{L,s} (1-x_s)^2 \left(\frac{a_e}{a_s} \right)^2 \frac{L E_s}{D_{i,s}} + \delta \left(\frac{a_e}{a_s} \right)^2 \right\} \quad (33)$$

Despejando de la ecuación 33 " W_T^2 " se obtiene la ecuación 34 ;

$$W_T^2 = \rho_L g a_e^2 \left[(\rho_L - \overline{\rho_{df}}) \Delta z - \rho_L \Delta W_s \right] / \left\{ \frac{2 f_{L,e} L E_e}{D_{i,e}} + 2 f_L \left(\frac{a_e}{a_{T,t}} \right)^2 \left[\frac{\Delta L_{B-C}}{D_{i,t}} + \overline{\phi}^2 (1-\bar{x})^2 \frac{\Delta L_{C-D}}{D_{i,t}} \right] + 2 f_{L,s} (1-x_s)^2 \left(\frac{a_e}{a_s} \right)^2 \frac{L E_s}{D_{i,s}} + \delta \left(\frac{a_e}{a_s} \right)^2 \right\} \quad (34)$$

Donde:

$\frac{\rho}{df}$ = Densidad promedio efectiva de las dos fases.

$\overline{\phi}^2$ = Parámetro de caída de presión media efectiva, (dos fases/fase líquida), a la vaporización media efectiva.

$\frac{a_e}{a_{T,t}}$ = Cociente de áreas de flujo transversales, (tubería de entrada/total de los tubos).

$\frac{a_e}{a_s}$ = Cociente de áreas de flujo transversales, (tubería de entrada/tubería de salida).

Esta ecuación en la mayoría de los casos es suficiente para propósitos de diseño, excepto para cuando hay un cambio significativo en la densidad del vapor en los tubos.

Las ecuaciones 25 y 34 son las ecuaciones de diseño para establecer el flujo de recirculación. La ecuación 34 es conveniente para integraciones paso por paso con valores de x, R_L, f_{df} y ϕ^2 variando a lo largo del tubo. Esta ecuación, también puede ser utilizada para el método corto, dependiendo de la propia selección de los valores medios efectivos. En la falta de datos específicos se recomiendan los datos de la tabla 2.

Transferencia de calor.- Para los cálculos de la transferencia de calor es conveniente considerar dos zonas en el tubo del rehervidor. En la zona de calentamiento sensible (longitud B-C en la figura 7) el líquido es llevado a su temperatura de ebullición por medio de transferencia de calor por convección. Los cálculos para esta zona son fáciles una vez que se ha establecido la recirculación. En la zona de vaporización (longitud C-D en la figura 7) la transferencia de calor ocurre por los mecanismos de convección a las dos fases y por ebullición nucleada.

Zona de calentamiento sensible.- El líquido que entra a los tubos pierde presión total y gana temperatura en esta zona, lo cual está señalado en la figura 8 y se representa por la ecuación

$$T - T_B = \frac{\Delta T / \Delta L}{\Delta P / \Delta L} (P_B - P) \quad (35)$$

donde T_B y P_B se refieren al líquido que entra a los tubos. La curva de la presión de vapor se puede aproximar por la siguiente ecuación ;

$$T - T_A = (\Delta T / \Delta P)_{sat} (P - P_A) \quad (36)$$

Si $T_A = T_B$ (no hay pérdida de calor de la torre al rehervidor), las ecuaciones 35 y 36 se pueden resolver simultáneamente y rearmadas para dar ;

$$\frac{P_B - P}{P_B - P_A} = \frac{(\Delta T / \Delta P)_{sat}}{\frac{-\Delta T / \Delta L}{\Delta P / \Delta L} + (\frac{\Delta T}{\Delta P})_{sat}} \quad (37)$$

Que es la fracción de la cabeza que se puede obtener entre los puntos A y B que representa la zona de calentamiento sensible.

Si se desprecia la fricción en la zona de calentamiento sensible y si el nivel del líquido en la torre se mantiene a la altura del espejo superior del rehervidor, la ecuación 37 nos da la fracción de la longitud del tubo para el calentamiento sensible.

Los términos de la ecuación 37 se evalúan de la siguiente manera:

El valor de la presión en la entrada de los tubos es ;

$$P_B = \frac{(Z_A - Z_B) \rho_L g}{144 gc} + P_A - \frac{\rho_L \Delta F_e}{144} \quad (38)$$

La pendiente de la curva de presión de vapor $(\Delta T / \Delta P)_{sat}$ se puede estimar de tablas termodinámicas. El término $\Delta T / \Delta L$ se obtiene de un balance de calor ;

$$\frac{\Delta T}{\Delta L} = \frac{\pi D_{i,t} N h_c (T_w - T_L)}{3600 W_T C_L} \quad (39)$$

donde el coeficiente de transferencia de calor se calcula mediante la ecuación de Dittus-Boelter para calentamiento;

$$h_c = 0.023 \frac{k_L}{D_{i,t}} \left(\frac{D_{i,t} G}{L} \right)^{0.8} \left(\frac{C_L L}{k_L} \right)^{0.4} \quad (40)$$

Y el término $-\Delta P / \Delta L$ se calcula con la siguiente ecuación;

$$-\frac{\Delta P}{\Delta L} = \frac{\rho_L g}{144 \text{ gc}} + \frac{\Delta F_{B-C}}{\Delta L} \quad (41)$$

El segundo término de la derecha generalmente puede ser multi-
ficado.

A presiones de operación altas, la pendiente de la curva de la presión de vapor ($\Delta T / \Delta P$)_{sat} es pequeña y no tiene influencia en la ecuación 37 y la mayoría de la longitud del tubo se utiliza para la evaporación. En cambio, en operaciones a vacío, una parte significativa de la longitud del tubo se utiliza para el calenta-
miento sensible.

Transferencia de calor por convección a las dos fases.- Como en el caso de la caída de presión, la transferencia de calor a mezclas de vapor-líquido es mayor que para cualquiera fase fluyen-
do sola.

La siguiente ecuación se puede aplicar para la vaporización de alcoholes, hidrocarburos y sistemas aire-agua;

$$\frac{h_{df}}{h_c} = 3.5 \left(\frac{1}{x_{tt}} \right)^{0.5} \quad (42)$$

La ecuación 42 está basada en estudios de ebullición en equi-
po termosifón vertical y se aplica cuando se utiliza la ecuación 40 para el cálculo de h_c . Esta ecuación no debe de emplearse cuan-
do el régimen de flujo es disperso.

Ebullición nucleada.- Abajo del punto del máximo flux de calor, los coeficientes de película se pueden correlacionar con las siguientes ecuaciones;

$$Q/A = m(T_w - T_L)^n \quad (43)$$

$$h_{vap} = m(T_w - T_L)^{n-1} \quad (44)$$

donde "m" y "n" son constantes y característicos del material a ser vaporizado, el sistema de presión y la naturaleza de la super-
ficie de transferencia de calor.

Una tabulación de datos experimentales de ebullición nucleada se presenta en la tabla 5 de la referencia 3. Esta tabla sirve como una guía para establecer los coeficientes de ebullición nucleada con las siguientes bases:

- 1.- Las mezclas tienen coeficientes intermedios de los que corresponden a los materiales puros.
- 2.- Los coeficientes para los materiales que faltan se estiman relativos a los datos que hay en la tabla.
- 3.- Las variaciones de las condiciones de superficie y sistemas de presión se deben de tomar en consideración.

La diferencia crítica de temperatura se obtiene de una modificación de la ecuación 43 ;

$$(T_w - T_L)_{\text{máx}} = \frac{1}{m} \left(\frac{Q}{A} \right)_{\text{máx}}^{1/n} \quad (45)$$

Coefficiente de película combinado.- Para cualquier punto en la zona de vaporización, se puede postular que la transferencia de calor se compone de contribuciones de las dos formas de transferencia ;

$$h_{\text{vap}} = \alpha h_c + \beta h_{\text{df}} \quad (46)$$

Las constantes empíricas " α " y " β " se obtienen de datos experimentales. Para rehervidores verticales de termosifón, la transferencia por convección usualmente predomina y es conveniente asignar $\beta = 1.0$.

En los primeros pasos de la ebullición (flujo burbuja) " α " tiene valores como mínimo de la unidad. En el flujo slug, " α " -- tiene valores entre cero y la unidad. En el flujo anular solo ocurre transferencia por convección y $\alpha = 0$.

La figura 12 de la referencia 3 presenta valores de " α " convenientes para propósitos de diseño.

Finalmente, el coeficiente se calcula como un promedio de -- las longitudes;

$$h = \frac{\Delta L_{B-C} h_c + \Delta L_{C-D} h_{vap}}{L} \quad (47)$$

El parámetro " ψ " para las gráficas en el artículo de la referencia 3 se calcula con la siguiente ecuación;

$$\psi = \left(\frac{\rho_v}{\rho_L}\right)^{0.5} \left(\frac{\mu_L}{\mu_v}\right)^{0.1} = \frac{x_{tt}}{(w_L/w_v)^{0.9}} \quad (48)$$

TEORIA DEL METODO DE C. H. GILMOUR.

Los balances de calor para cada una de las cuatro resistencias a la transferencia son:

Para la película por el lado de los tubos;

$$W_L \lambda_L = h_1 A \Delta T_1 \quad (49)$$

Para la película por el lado de la coraza;

$$W_V \lambda_V = h_2 A \Delta T_2 \quad (50)$$

Para la pared del tubo;

$$W_V \lambda_V = h_W A \Delta T_3 \quad (51)$$

Para el ensuciamiento;

$$W_V \lambda_V = h_f A \Delta T_4 \quad (52)$$

Cada ecuación de balance de calor es resuelta para ΔT ó sea la caída de temperatura a través de cada resistencia. La suma de estas diferencias de temperatura es igual a la diferencia total de temperatura ;

$$\Delta T_1 + \Delta T_2 + \Delta T_3 + \Delta T_4 = \Delta T_T \quad (53)$$

Dividiendo ambos lados por ΔT_T tenemos ;

$$\frac{\Delta T_1}{\Delta T_T} + \frac{\Delta T_2}{\Delta T_T} + \frac{\Delta T_3}{\Delta T_T} + \frac{\Delta T_4}{\Delta T_T} = 1 \quad (54)$$

Cada uno de los cocientes en la ecuación 54, después de hacer las sustituciones que se indicarán posteriormente, nos darán unas ecuaciones de cuatro factores ; numérico, de propiedades físicas, de trabajo y de diseño mecánico, que son los siguientes;

$$\frac{\Delta T_1}{\Delta T_T} = 0.635 \left(\frac{Z E^{0.3} M^{0.2} \sigma^{0.425}}{S^{1.075} C} \right) \left(\frac{\rho_v^{0.7}}{PP^{0.85}} \right) \left(\frac{W_L^{0.3} \lambda L}{\Delta T_T} \right) \left(\frac{1}{(M L)^{0.3}} \right) \quad (55)$$

$$\frac{\Delta T_2}{\Delta T_T} = 8.55 \left(\frac{Z E^{1/3} M^{1/3}}{S^2 C} \right) \left(\frac{W_v^{4/3} \lambda v}{\Delta T_T} \right) \left(\frac{1}{N^{4/3} d_o^{4/3} L} \right) \quad (56)$$

$$\frac{\Delta T_3}{\Delta T_T} = 159 \left(\frac{1}{k_w} \right) \left(\frac{W_v \lambda v}{\Delta T_T} \right) \left(\frac{d_o - d_i}{N d_o L} \right) \quad (57)$$

$$\frac{\Delta T_4}{\Delta T_T} = 3820 \left(\frac{1}{h_f} \right) \left(\frac{W_v \lambda v}{\Delta T_T} \right) \left(\frac{1}{N d_o L} \right) \quad (58)$$

La fórmula fundamental para el coeficiente de transferencia de calor para la película por el lado de los tubos es la siguiente ecuación desarrollada por Gilmour;

$$\frac{h_l}{C G} \left(\frac{C \mu}{k} \right)^{0.6} \left(\frac{\rho_L \sigma}{PP^2} \right)^{0.425} \left(\frac{D G}{\mu} \right)^{0.3} = 0.001 \quad (59)$$

en donde la masa velocidad está definida como el peso del vapor - producido por pié cuadrado de superficie multiplicado por el coeficiente de las densidades del líquido y del vapor;

$$G = \frac{W}{A_{T,t}} \frac{\rho_L}{\rho_v} \quad (60)$$

sustituyendo además las siguientes ecuaciones;

$$\text{Weber} \quad k = 0.86 C S^{4/3} / M^{1/3} \quad (61)$$

$$\rho_L = 62.4 S \quad (62)$$

$$\mu = 2.42 Z E \quad (63)$$

$$D = d/12 \quad (64)$$

se obtiene la ecuación para el coeficiente de transferencia de calor ;

$$h_1 = 0.316 \frac{C S^{1.075} PP^{0.85}}{ZE^{0.3} M_L^{0.2} \sigma^{0.425} \rho_v^{0.7}} \frac{1}{d^{0.3}} \left(\frac{W}{a_{T,t}} \right)^{0.7} \quad (65)$$

Sustituyendo "h1" (ecuación 65) en la ecuación 49 se obtiene la ecuación final de diseño que es la ecuación 55 . Donde el valor de "W" para este método está en miles de libras por hora.

Para obtener la segunda ecuación de diseño, se despeja la ecuación 50 para ΔT_2 y dividiendo por ΔT_T nos queda;

$$\frac{\Delta T_2}{\Delta T_T} = \frac{1000 W_v \lambda_v}{A h_2 \Delta T_T} \quad (66)$$

Donde:

$$h_2 = 0.925 k \left[\frac{g' \rho_L^2}{\mu \Gamma} \right]^{1/3} \quad (67)$$

$$\Gamma = \frac{1000 W}{N \pi d_o / 12} \quad (68)$$

Sustituyendo la ecuación 61 y 68 en la 67 ;

$$h_2 = 596 \frac{C S^2 N^{1/3} d_o^{1/3}}{M^{1/3} W^{1/3} \mu^{1/3}} \quad (69)$$

Sustituyendo la ecuación 69, 62, 63 y $A = N \pi (d_o / 12) L$, en la ecuación 66 dos da la segunda ecuación de diseño que es la ecuación 56.

Para obtener la tercera ecuación de diseño despejamos de la ecuación 51 para ΔT_3 y dividiendo por ΔT_T nos queda;

$$\frac{\Delta T_3}{\Delta T_T} = \frac{1000 W_v \lambda_v}{h_w A \Delta T_T} \quad (70)$$

Donde:

$$h_w = 2 k_w \frac{12}{d_o - d_i}$$

Sustituyendo a h_w y A en la ecuación 70 nos dá la tercera ecuación de diseño que es la 57.

Despejando de la ecuación 52 para ΔT_4 y dividiendo por ΔT_T nos queda;

$$\frac{\Delta T_4}{\Delta T_T} = \frac{1000 W_v \lambda_v}{h_f A \Delta T_T} \quad (71)$$

Sustituyendo a "A" nos dá la cuarta ecuación de diseño, que es la ecuación 58 .

TEORIA DEL METODO DE GORDON A. HUGHMARK.

Mejoramientos recientes en las correlaciones para caídas de presión en flujo gas-líquido sugieren un procedimiento más exacto para la estimación de la recirculación. Las correlaciones están basadas en la ecuación de energía mecánica para flujo gas-líquido isotérmico, que se reduce a la siguiente ecuación si se asume que hay un cambio lineal con la presión;

$$P_1 - P_2 = \Delta P_{df} + \frac{g}{gc} \frac{(W_L - W_V)(Z_2 - Z_1)}{(W_L v_L + W_V v_V)} + \frac{W_L(v_{L,2}^2 - v_{L,1}^2) + W_V(v_{V,2}^2 - v_{V,1}^2)}{2 gc(W_L v_L + W_V v_V)} \quad (72)$$

Donde el término de la aceleración perdida es igual a cero - en flujo isotérmico en tubos cortos.

Procedimiento de diseño:

1.- Estime la superficie de transferencia de calor para el rehervidor con el calor por transferir. Esta está basada sobre un coeficiente de transferencia de calor total y en una diferencia de temperatura supuestos. Calcule el número de tubos requerido por la superficie de transferencia de calor basado en un diámetro de tubo específico y en una longitud (tubos de una pulgada por ocho pies de largo son frecuentemente usados para los rehervidores comerciales).

2.- Suponga una velocidad de entrada al tubo del rehervidor entre 0.5 y 1.0 pies/seg. y calcule la caída de presión en los tubos, en la salida y en el carrete superior (la caída de presión en la línea de entrada y en el carrete inferior son nulas) de la siguiente manera:

a.- Asuma que una región de fase líquida existe conforme el líquido fluye hacia arriba hasta que la temperatura corresponde a la temperatura de ebullición para una elevación en el tubo del rehervidor. Una ecuación para calcular la caída de presión en dos -

fases en su forma polinomial es;

$$\begin{aligned}
 (\Delta P_{df}/\rho_{df}) - (\Delta P_L/\rho_L) = & 0.8438 - 0.8175y_L + 0.0111(Fr/100) \\
 & + 7.225y_L(Fr/100) - 19.245y_L^2(Fr/100) + 0.000565(Fr/100)^2 \\
 & - 0.0473y_L(Fr/100)^2 + 0.0556y_L^2(Fr/100)^2 + 13.337y_L^3(Fr/100)^3
 \end{aligned} \tag{73}$$

Donde:

$$y_L = \frac{W_L v_L}{W_L v_L + W_v v_v} \tag{74}$$

$$Fr = \frac{\left(\frac{W_L v_L + W_v v_v}{\rho_{T,t}} \right)^2}{g D_{i,t}} \tag{75}$$

La ecuación 73 muestra una desviación media del 20 % en un rango de y_L de 0.001 a 0.8 y Fr de 1 a 1000. Los puntos resultantes se integran para obtener la caída de presión. Los valores de la caída de presión para las dos fases también se pueden leer de las gráficas de las figuras 12 y 13.

b.- Calcular la caída de presión en el carrete superior y en la línea de salida del rehervidor con la ecuación;

$$P = LE_s Fd(\Delta P_{df})_H \tag{76}$$

en donde Fd es una función de la velocidad sin resbalamiento de las dos fases como lo muestra la figura 14. Esta gráfica fue obtenida calculando la caída de presión en el tubo para las corridas de agua e hidrocarburos, la cual, se le sustrae la caída de presión total del sistema. Esta caída de presión en el carrete superior y en la tubería de salida representa del 20 al 30 % de la caída de presión total.

La siguiente ecuación es la correlación para flujo a dos fases horizontal;

$$E = Re \rho_v (0.085/\rho_L \cdot D_{i,s}) \tag{77}$$

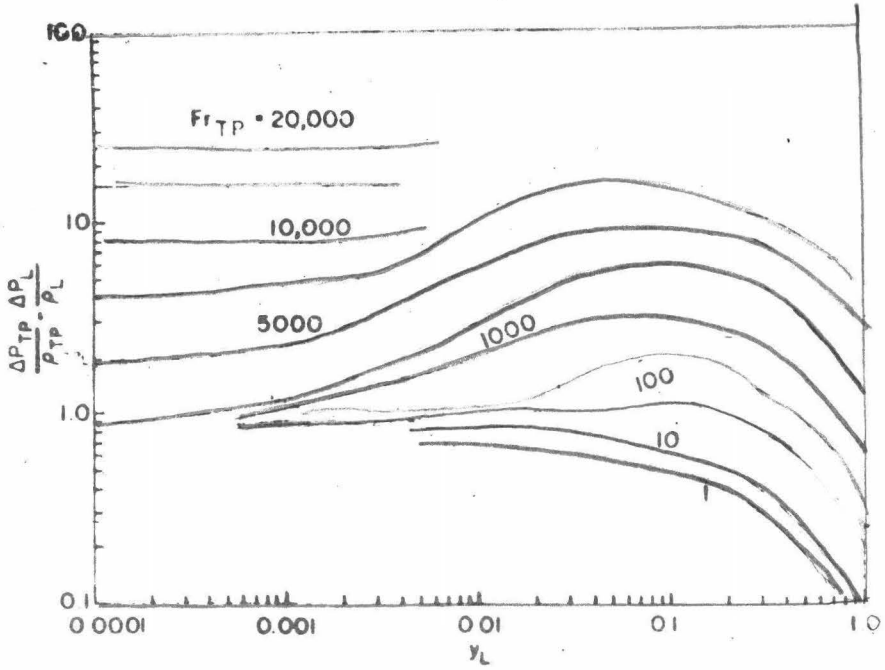


Figura 12.- Correlación para la caída de presión en flujo vertical hacia arriba para Fr mayor de 1.

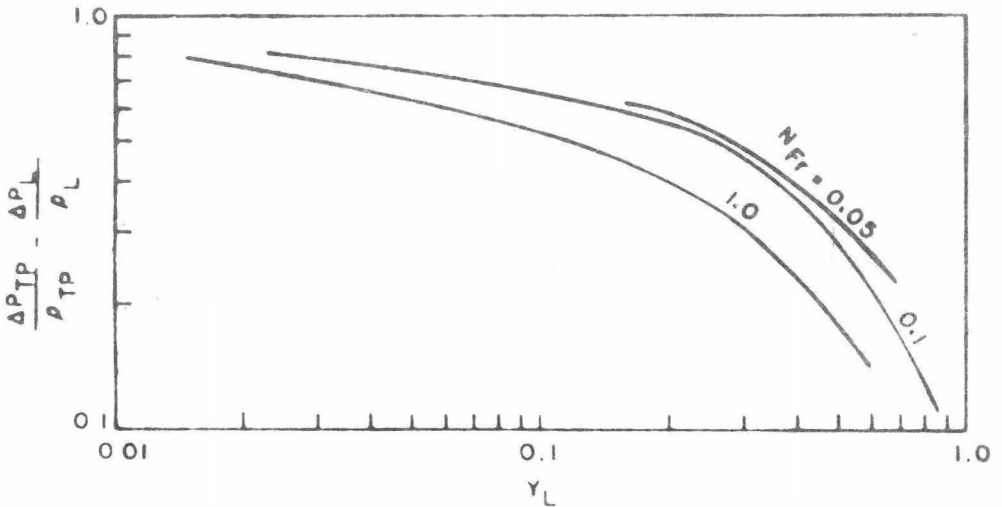


Figura 13.- Correlación para la caída de presión en flujo vertical hacia arriba para Fr menor de 1.

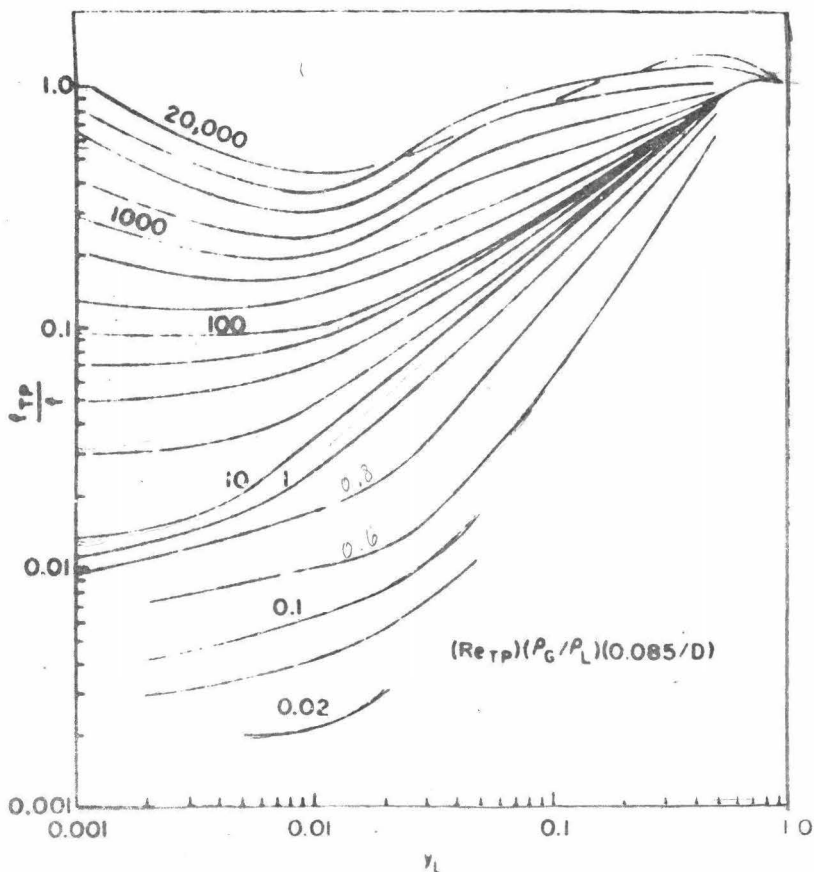


Figura 14.- Correlación para la caída de presión para flujo horizontal.

$$(\Delta P_{df})_H = 0.5 \left\{ \left[256.5 y_L^2 - 2.226 y_L \ln E + 0.005132 (\ln E)^2 + 0.2215 y_L (\ln E)^2 - 1814 y_L^3 \right] Fr f_s \left[R_v \rho_v + R_L \rho_L \right] \right\} \quad (78)$$

Esta ecuación muestra una desviación media del 26 % en un rango de y_L de 0.001 a 0.05 y E de 10 a 100,000.

c.- El paso "b" es repetido con diferentes valores de veloci

dades de entrada hasta que la suma de las caídas de presión sea 1 gual a la cabeza obtenible por el líquido en la torre.

TRANSFERENCIA DE CALOR.

Región de una sola fase.- Esta región puede ser representada por ecuaciones típicas para transferencia de calor por convección forzada si la diferencia de temperatura entre la pared del tubo y la temperatura de saturación del líquido es menor que la mínima - para ebullición nucleada. Las ecuaciones para esta zona son;

Para Re mayor de 5000,

$$\frac{h D}{k} = 0.023 (Re)^{0.8} (Pr)^{0.4} \quad (79)$$

Para Re entre 2000 y 5000,

$$\frac{h D}{k} = 0.0775 (Re)^{0.66} (Pr)^{0.4} \quad (80)$$

Para Re menor de 2000

$$\frac{h D}{k} = 0.183 (Re)^{0.545} (Pr)^{0.4} \quad (81)$$

Si la temperatura de la pared es tal que ocurra la ebullición nucleada, la transferencia de calor debe ser representada -- por la superposición de los fluxes de calor para ebullición nu- cleada y para la convección;

$$(Q/A)_{total} = (Q/A)_{ebullición\ nucleada} + (Q/A)_{convección} \quad (82)$$

ó en términos de los coeficientes y diferencias de temperatura;

$$h_T(T_w - T_L) = h_c(T_w - T_L) + h_N(T_w - T_{sat}) \quad (83)$$

Para el calculo del coeficiente h_N se utiliza una correla- ción obtenida por Chen la cual fué desarrollada de datos experi--

mentales para nucleación, la cual contiene un factor de supresión "SU" para incluir el efecto de la cantidad de flujo del líquido;

$$h_N = 0.00122 \frac{k_L^{0.79} C_L^{0.45} \rho_L^{0.49} g_c^{0.25}}{\sigma^{0.5} \mu_L^{0.29} \lambda^{0.24} \rho_V^{0.24}} (\Delta T)_w^{0.24} (\Delta P)^{0.75} SU \quad (84)$$

El factor SU se acerca a la unidad, a flujo cero y se acerca a cero a flujo infinito. Fué postulado que SU podría ser representado como una función del número de reynolds local para las dos fases, pero los datos experimentales no concuerdan con esta suposición y un valor de SU = 0.25 satisface mejor la ecuación donde ocurre la nucleación. Esta ecuación nulifica el efecto de la superficie del metal sobre la ebullición nucleada, la cual es una importante variable que se debe de tomar en cuenta.

Región de dos fases.- Datos experimentales de transferencia de calor indican que el coeficiente para la región de dos fases puede ser estimado por la ecuación;

$$h_{df}/h_L = (1/R_L)^{0.8} \quad (85)$$

Esta ecuación representa la transferencia de calor por convección e indica que el coeficiente de transferencia de calor corresponde a un perfil de velocidades de la fase líquida con una velocidad media de V_L/R_L . Obviamente, esta ecuación está limitada a condiciones de flujo en las cuales la película de líquido en la pared del tubo representa esencialmente todas las resistencias a la transferencia de calor.

Procedimiento de diseño:

- 3.- Calcule el coeficiente de película del lado de los tubos.
- 4.- Calcule el coeficiente global del coeficiente del lado de los tubos, para el lado del vapor 2,500 Btu/hr pie² °F, los factores de ensuciamiento de los lados de tubo y coraza y la resistencia del metal del tubo.
- 5.- Si el flux de calor calculado es significativamente diferente del que se supuso en el paso 1, repita el procedimiento hasta que

el supuesto y el calculado sean aproximadamente iguales.

Correlación para el flux máximo.

Los valores de fluxes máximos fueron tomados de las curvas de coeficiente de transferencia de calor global experimental contra diferencia de temperatura a un punto donde se rompe con la línea recta y al máximo del coeficiente global.

Las correlaciones que se utilizan para la gráfica 15 son las siguientes;

$$X = \frac{\rho_L - \rho_V}{\rho_V} \frac{1}{\sigma \cdot C} \left(\frac{L}{10} \right)^{0.5} \quad (86)$$

$$Y = \frac{(U \Delta T)(\lambda \cdot M_V)}{\sigma \cdot T^2} \left(\frac{C \mu}{K} \right)^{-0.5} \left(\frac{L}{10} \right)^{0.5} \quad (87)$$

Los datos que se utilizaron para la obtención de la gráfica fueron de acetona, benceno, butano, etil-tolueno, propanol, propilen-glicol y agua.

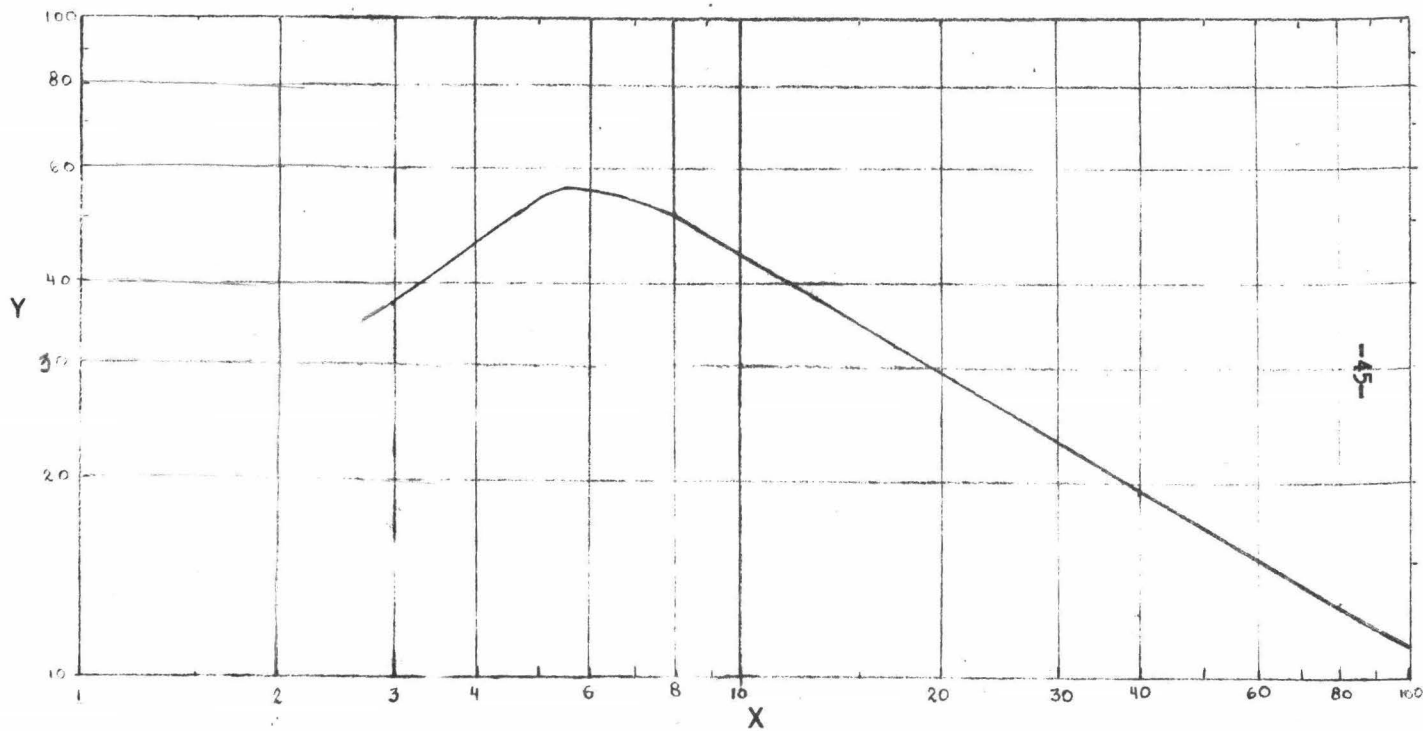


Fig. 15 .- Correlación para el flux máximo

TEORIA DEL METODO DE A. I. JOHNSON.

Suposiciones:

1.- En la zona de vaporización el volúmen específico varía linealmente con la distancia. Esta suposición guía a la siguiente fórmula para el peso de una columna de líquido y vapor expresada en -- lb/pie² ;

$$\frac{(RE+1)(1-qe) L}{v_v - v_L} \log_e \frac{RE + \frac{v_v}{v_L}}{RE+1} \quad (88)$$

donde (1-qe)L es la longitud de la zona de vaporización.

2.- El tipo de flujo en ambas fases en la zona de vaporización es turbulente.

3.- La vaporización es esencialmente isotérmica y la diferencia de temperatura es constante a todo lo largo de los tubos. Esta simplificación es hecha aunque se sabe que la temperatura se elevará a un máximo al final de la zona líquida y decrece al final de la zona de vaporización.

4.- El coeficiente de película en cualquier punto de los tubos es tá dado por $h_c = 0.8 V^{0.8}$ donde V es la velocidad de la mezcla vapor líquido y h_c es el coeficiente de película por convección correspondiente a una velocidad de 1 pie/seg. Así, se supone que el proceso de transferencia de calor de la pared del tubo al líquido se guido por la transferencia de masa del líquido a las burbujas de vapor.

5.- Las resistencias de la película del condensado, la pared del tubo y el ensuciamiento son constantes.

Recirculación:

La recirculación RE se define como el cociente del peso del líquido no vaporizado a el peso del vapor que sale de los tubos.

La ecuación de la presión hidrostática en la columna a las resistencias en el circuito del rehervidor es;

$$\frac{re \rho_L L}{144} = \frac{qe \rho_L L}{144} + \frac{2.3(1-qe)L(RE+1)}{v_v - v_L} \log \frac{RE + \frac{v_v}{v_L}}{RE+1}$$

$$+ \frac{f G_T^2 qe L}{5.22 \times 10^{10} D_{i,t} S} + \frac{AJ}{(RE+1)^{AM}} \frac{f G_T^2 (1-re) L}{5.22 \times 10^{10} D_{i,t} S} \frac{AW}{(RE+1)^{AY}} \frac{G_T^2}{144 g} \quad (89)$$

la cual multiplicando por 144/L nos queda;

$$re \rho_L = qe \rho_L + \frac{2.3(1-qe)(RE+1)}{v_v - v_L} \log \frac{RE + \frac{v_v}{v_L}}{RE+1} + \frac{144 f G_T^2 qe}{5.22 \times 10^{10} D_{i,t} S}$$

$$+ \frac{144 AJ}{(RE+1)^{AM}} \frac{f G_T^2 (1-qe)}{5.22 \times 10^{10} D_{i,t} S} + \frac{AW}{(RE+1)^{AY}} \frac{G_T^2}{L g} \quad (90)$$

Sustituyendo $G = VP (RE+1)$ y despejando se obtiene la ecuación 91 ;

$$VP^2 = \left[(re-qe) \rho_L - \frac{2.3(1-qe)(RE+1)}{v_v - v_L} \log \frac{RE + \frac{v_v}{v_L}}{RE+1} \right] /$$

$$\left\{ \left[\frac{144 f 62.4 S}{5.22 \times 10^{10} D_{i,t}} \left[qe + \frac{AJ}{(RE+1)^{AM}} (1-qe) \right] \right. \right.$$

$$\left. \left. + \frac{AW}{(RE+1)^{AY}} \frac{1}{L} \frac{1}{4.17 \times 10^8} \right] (RE+1)^2 \right\} \quad (91)$$

Los factores que multiplican los dos últimos términos de la ecuación 89 se obtienen con una aplicación del método de Martirelli-Nelson y es el siguiente;

Para la caída de presión para dos fases desarrollaron la siguiente ecuación;

$$\frac{\Delta P_{df}}{\Delta P_L} = \frac{1}{x_s} \int_0^{x_s} \left[(1-x)^{1.75} \phi_{L,tt}^2 \right] dx \quad (92)$$

Este es el cociente para la caída de presión del flujo a dos fases a la caída de presión para el líquido sólo, para la longitud del tubo en la cual la vaporización final es x_s . Cuando se supone flujo turbulento-turbulento, los valores de $\phi_{L,tt}$ se pueden obtener de la correlación de Lockart y Martinelli para valores de x_{tt} ;

$$x_{tt} = \left(\frac{\rho_v}{\rho_L} \right)^{0.571} \left(\frac{\mu_L}{\mu_v} \right)^{0.143} \left(\frac{1}{x} - 1 \right) \quad (93)$$

Los valores calculados por integración gráfica tienen la forma de la ecuación de una línea recta en papel log-log ;

$$\frac{\Delta P_{df}}{\Delta P_L} = AJ x^{AM} = \frac{AJ}{(RE+1)^{AM}} \quad (94)$$

Los valores de AW y AY se obtienen con la expresión de Martinelli y Nelson para el término de la expansión perdida ;

$$\left[\frac{(1-x)^2}{R_L} + \frac{x^2}{R_v} \left(\frac{\rho_L}{\rho_v} \right) - 1 \right] \frac{G^2}{\rho_L \epsilon} \quad (95)$$

donde R_L y R_v son las fracciones del tubo ocupadas por el líquido y el vapor cuando la vaporización es x .

Con el multiplicador de G^2/g representado por " ϕ ", se obtiene una gráfica de " ϕ " contra " x " que es esencialmente una línea recta la cual se puede representar por la ecuación ;

$$\phi = AW x^{AY} = \frac{AW}{(RE+1)^{AY}} \quad (96)$$

Otra cantidad a ser considerada es el cociente re. Se debe ha

ser una corrección para las pérdidas en las tuberías que conectan al rehervidor con la torre. Para una vaporización de 12,000 lb/hr pie² y una recirculación de 40, la cabeza perdida estimada para la tubería de entrada es 0.43 pies de líquido y para la tubería de salida es 0.79 pies de líquido que en total son 1.22 pies de líquido en la columna por lo que la ecuación para re es ;

$$re = \frac{L - 1.22}{L} \quad (97)$$

Con $ge = 0.20$ el cual debe ser checado posteriormente y suponiendo $f = 0.0002$ la ecuación 91 puede ser resuelta para valores de RE+1 .

Longitud de la zona de vaporización.- En esta zona se debe de incrementar la velocidad del fluido de V_e a V_s pies/seg.

En una longitud de tubo dL el calor transferido es ;

dQ = coeficiente de película X área X diferencia de temperatura

$$dQ = \left(\frac{1}{\frac{1}{h_c v^{0.8}} + r_w + r_s + r_d} \right) (\pi D_{i,t} dL) \Delta T \quad (98)$$

donde r_w , r_s y r_d son las resistencias de la pared, de la película de condensado y del ensuciamiento referidos a la pared interior del tubo.

Este calor es transferido a las burbujas de vapor, las cuales incrementan su velocidad en una cantidad dV pies/seg. ;

$$dQ = 3600 \frac{\pi D_{i,t} \lambda}{4 \frac{v}{v}} dV \quad (99)$$

Combinando las ecuaciones 98 y 99 y despejando

$$\frac{\Delta T v_v}{900 D_{i,t} \lambda} \int_0^L dL = r_T \int_{V_e}^{V_s} dV + \frac{1}{h_c} \int_{V_e}^{V_s} v^{-0.8} dV \quad (100)$$

Integrando y despejando nos queda la ecuación 101 :

$$L_{\text{vap}} = \frac{900 \lambda D_{i,t}}{v_v \Delta T} \left[r_T (v_s - v_e) = \frac{1}{0.2 h_c} (v_s^{0.2} - v_e^{0.2}) \right] \quad (101)$$

de la cual q_e es igual a :

$$q_e = L - L_{\text{vap}} \quad (102)$$

La cual si no resulta parecida a la supuesta en la ecuación 90 se tiene que volver a iterar.

Para calcular el valor de h_c se utiliza la correlación de Sieder-Tate con las propiedades del fluido a la temperatura de ebullición y con una velocidad de 1 pie/seg.

TEORIA DEL METODO DE DONALD Q. KERN.

Recirculación.- La tasa de recirculación se alcanza cuando - la suma de las resistencias en el circuito de vaporización es igual a la presión hidrostática del líquido en la reserva de la torre. Refiriéndonos al termosifón vertical de la figura 7, hay cinco resistencias principales:

- 1.- Caída de presión por fricción en la tubería de entrada.
- 2.- Caída de presión por fricción en el rehervidor.
- 3.- Pérdidas por expansión o aceleración debidas a la vaporización en el rehervidor.
- 4.- Presión estática de una columna de líquido y vapor mezclados en el rehervidor.
- 5.- Caída de fricción en la tubería de salida.

Pérdida por expansión debida a la vaporización.- Esta se toma como dos cabezas de velocidad basadas en el promedio de las densidades de entrada y salida ;

$$\Delta P = \frac{G \cdot 2}{144 g \bar{\rho}} \quad (103)$$

Particularmente donde la tasa de recirculación y la presión de operación son grandes, la diferencia en densidades entre la entrada y la salida no es muy grande y la pérdida por expansión es despreciable.

Peso de una columna de líquido y vapor mezclados.- Este término es bastante difícil de evaluar si se requiere mucha precisión, puesto que la expansión del vapor es una función de la recirculación, volumen específico, coeficiente de expansión del líquido, etc. Para casi todos los casos prácticos puede suponerse que la variación de la densidad específica es lineal entre la entrada y la salida. Si "v" es el volumen específico a cualquier altura "z" en el tubo vertical de la figura 16 cuya longitud total es "L" y cuyos volúmenes específicos de entrada y salida son "v_e"

y " v_s " respectivamente ;

$$v = v_e + \frac{(v_s - v_e)z}{L} \quad (104)$$

Si el peso de la columna es "m", el cambio en peso con la altura es dm y si "a" es la sección transversal del area de flujo;

$$dm = \frac{a}{v} dz \quad (105)$$

Si la presión estática de la columna de líquido y vapor se designa por z3dp ;

$$z3dp = a \int \frac{dz}{v} = a \int \frac{dz}{v_e + (v_s - v_e)z/L}, \text{ lb/pie}^2 \quad (106)$$

Integrando y dividiendo por 144 para obtener la carga por — pulgada cuadrada ;

$$\frac{z3dp}{144} = \frac{2.3 L}{144(v_s - v_e)} \log (v_s/v_e), \text{ lb/pulg}^2 \quad (107)$$

Pues como el rehervidor se debe de colocar cerca de la columna, las pérdidas por fricción en la tubería de entrada y de salida generalmente son despreciables. La tasa de recirculación se determina entre la diferencia de la presión hidrostática en la columna correspondiente a la longitud de los tubos del rehervidor y la altura de la mezcla vapor-líquido. Generalmente se emplean tasas de recirculación que exceden a 4:1.

Caída de presión por el lado de los tubos.- Esta caída de presión se puede calcular con la siguiente ecuación, la cual se aplica para fluidos isotérmicos;

$$\Delta P_t = \frac{f G^2 L}{5.22 \times 10^{10} D_{i,t} \bar{S} \text{Fit}} \quad (108)$$

Donde: Fit = (visc. prom./visc. a T_w)^{0.14}

T_w = Temperatura de la pared.

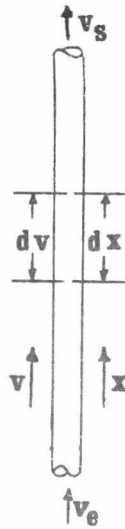


Figura 16.- Cambio de volumen lineal en un tubo vertical.

REHERVIDORES TIPO KETTLE.

El rehervidor tipo kettle consiste en un haz de tubos en una coraza agrandada, con el medio de calentamiento por el lado de los tubos y el líquido que se va a vaporizar por el lado de la coraza como lo muestra la figura 17. En este tipo, la velocidad del líquido es muy baja, por lo que el mecanismo de transferencia de calor es predominantemente de ebullición nucleada sumergida. El coeficiente de transferencia de calor de ebullición nucleada se incrementa en una función exponencial de la diferencia de temperatura entre la pared del tubo y del fluido. Arriba de la diferencia crítica de temperatura, empezará a formarse una película de vapor que reducirá el flux de calor. El coeficiente de ebullición promedio para un haz de tubos es menor que para un solo tubo a la misma diferencia de temperatura debido a la retención de vapor y a los efectos de la restricción de flujo. Estos efectos son esencialmente una función del espaciamiento entre los tubos, diámetro del haz de tubos y la cantidad de vapor generado.

El inconveniente de estos sistemas, desde el punto de vista del tiempo de residencia del producto que se envía fuera del sistema, es que éste puede ser pequeño en la sección limitada por el vertedero, ocasionando posibles fluctuaciones en el gasto del líquido. El inconveniente anterior se puede compensar aprovechando el volumen del fondo de la torre, como un incremento del tiempo de residencia.

Los rehervidores tipo kettle incluyen un volumen para la separación de los vapores producidos, por lo que estos equipos son más voluminosos y costosos que los otros tipos de rehervidores.

El empleo de estos tipos de rehervidores es el indicado cuando se desea obtener altos porcentajes de vaporización. Sin embargo, se considera un valor de 80 % como máximo razonable con el objeto de evitar depósitos de sustancias que puedan precipitarse y producir incrustaciones.

Debido al gran volúmen de retención en la zona de vaporiza--
ción, este tipo de equipo no es adecuado para procesar fluidos --
con características incrustantes.

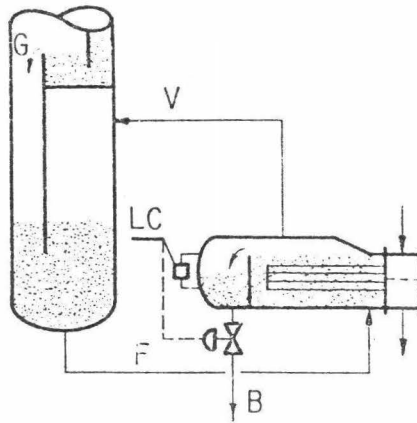


Figura 17.- Rehervidor tipo kettle.

Ventajas:

- a.- Se recomienda para vaporizaciones elevadas.
- b.- Permite un nivel bajo en el faldón de la torre.
- c.- Permite un mantenimiento relativamente fácil.
- d.- Equivale a un plato teórico en la vaporización.
- e.- Diseño simple y operación confiable.
- f.- Es conveniente cuando el medio de calentamiento tiene características incrustantes.
- g.- Presenta un volúmen de separación de vapores, lo que simplifica el diseño de la torre.
- h.- Area ilimitada.

Desventajas:

- a.- Equipo relativamente costoso y voluminoso.
- b.- Se dispone de poco volúmen de residencia en el espacio separado por el vertedor que cubre los tubos.
- c.- Requiere estructuras y cimentaciones relativamente costosas.

- d.- Inadecuado para vaporizar fluidos incrustantes.
- e.- Tiende a acumular sólidos en el rehervidor.
- f.- Se tienen velocidades de transferencia de calor relativamente bajas, debido al mecanismo de convección natural.
- g.- Tiempo de residencia elevado en la zona de vaporización.

TEORIA DEL METODO DE DONALD Q. KERN.

Los rehervidores tipo kettle tienen adicionado un vertedero para asegurar que el nivel del líquido se mantenga constante y no se exponga la superficie de los tubos, ya que unicamente cerca -- del 80 % de los líquidos de fondo que entran son vaporizados, debe de tomarse precauciones en la eliminación de los productos de fondo que se localizan en el lado de la descarga del vertedero. -- Hay reglas arbitrarias respecto al volumen requerido sobre el nivel del líquido para lograr la separación entre el vapor y el líquido arrastrado, así como el máximo número de libras por hora -- que deben vaporizarse por unidad de superficie. Si la hilera superior de tubos no está a más del 60 % de altura respecto al diámetro de la coraza, se contará con espacio disponible para la separación del líquido y del vapor cuando el líquido cubra la hilera superior de tubos de acuerdo con el vertedero.

Coefficientes de película.- Cuando el líquido se vaporiza en un recipiente, la velocidad del líquido sobre la superficie de -- transferencia es muy pequeña. A estas bajas velocidades el coeficiente de película para ebullición es independiente de la velocidad y solo depende de la diferencia de temperatura entre la pared del tubo y la temperatura de ebullición del líquido. Una curva -- que representa esta relación se muestra en la línea superior de -- la figura 18. Los coeficientes de nuevo se limitan a 300 para las sustancias orgánicas y 1000 para soluciones acuosas, excepto que el flux máximo permitido para las sustancias orgánicas es de -- 12,000 Btu/(hr)(pie²). Esto último no permite la utilización de -- grandes diferencias de temperatura, por lo que requieren de mayor superficie de transferencia de calor. La diferencia en costo de -- superficie, con respecto al tipo de circulación forzada, se contra -- rresta usualmente lo que se ahorra en potencia para la bomba de -- circulación.

Estos rehervidores también operan bajo condiciones casi iso -- térmicas, particularmente cuando se emplean en el fondo de una co

lumna de destilación para soluciones acuosas. Sin embargo, cuando se utiliza con sustancias orgánicas, usualmente hay un rango de ebullición y es necesario tomar en cuenta la distribución de calor sensible. El calor sensible se considera como suministrado por una modificación de la convección libre y la curva para la convección libre para líquidos orgánicos en circulación natural está dada por la línea de la parte inferior de la figura 18. En este tipo de rehervidores, la carga total de calor se divide en calor sensible y calor latente, y la superficie requerida para cada fracción se calcula separadamente a sus respectivas ebulliciones ó coeficientes sensibles.

Caída de presión.- Las alturas mantenidas en los fondos de las columnas de destilación, determinan el nivel en el rehervidor. Si el rehervidor no se monta muy por debajo del nivel del líquido en la columna, hay una carga hidrostática despreciable para el líquido que fluye de la columna al rehervidor, y por lo tanto, el gasto en la circulación es relativamente pequeño. Esto se refleja en una baja velocidad del fluido a través de la superficie del rehervidor y la caída de presión en él, así como en las tuberías que lo conectan puede considerarse despreciable.

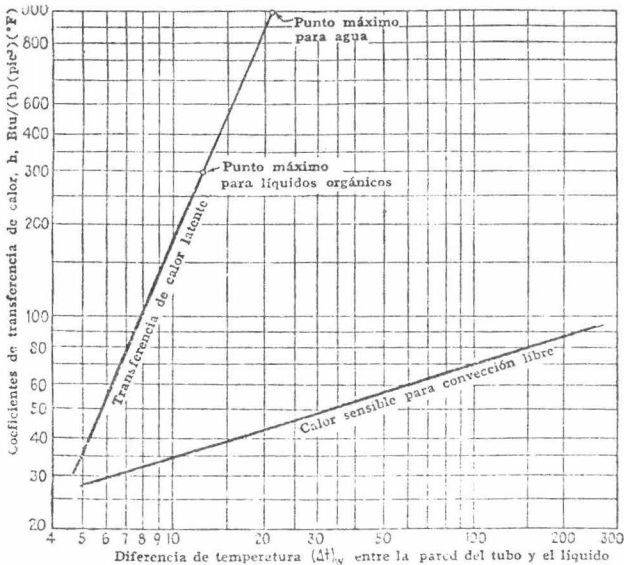


Fig. 18.- Coeficientes de película para calor sensible y ebullición.

TEORIA DEL METODO DE J. W. PALEN Y W.M. SMALL.

Coefficiente promedio de ebullición en el haz de tubos.- La siguiente correlación empírica fué desarrollada usando datos de 17 rehervidores típicos de plantas;

$$h_D = h_n \text{ (BCF)} \quad (109)$$

$$\text{(BCF)} = 0.714(p-D_0)^{4.2} (10^{-5}) \text{ GT} (1/N_{RV})^{-0.24} 1.75 + \ln(1/N_{RV}) \quad (110)$$

Donde:
$$\text{GT} = \frac{A_{o,t} \text{ UI}}{\lambda (p-D_0)} \quad (111)$$

$$\frac{1}{\text{UI}} = \frac{1}{h_n} + \left(\frac{A_c}{A_1} \right) \left(\frac{1}{h_h} \right) + r_w + r_f \quad (112)$$

Esta correlación dá resultados razonables dentro del rango cubierto, con errores de más o menos 30 % máximo y 18 % promedio.

Una segunda correlación fué desarrollada para calcular el coeficiente para cualquier tubo "j" en la hilera "i" como una función del vapor producido en los tubos inferiores;

$$h_{ij} = h_n (1 - \exp(-3.4 \text{ ST VP})) \quad (113)$$

$$\text{ST} = 1 - \exp(-0.0015 (12000/\text{GT})^{7.0}) \quad (114)$$

$$\text{VP} = \text{VP1} / \sum_{i=1}^j \text{VP}_i \quad (115)$$

donde VP1 = al vapor producido por pie de tubo inferior, pie³/hr pie.

Esta correlación presenta una interesante vista de los efectos de la película de vapor como una función de la posición del tubo. Sin embargo, se necesitarían mayor número de datos para depositarle una confianza mayor a la ecuación anterior.

La ecuación 109 dá practicamente buenos resultados como la ecuación 113. En vista de esto y de las inexactitudes de ambas ecuaciones, la ecuación 109 es preferida y recomendada para uso general.

Flux de calor máximo.- La ecuación 109 no se restringe a una T máxima, por lo que debe ser limitada a un flux máximo. Aunque en la práctica se sigue la recomendación de Kern y no se excede de un flux de 12,000 a 15,000, los datos de plantas muestran fluxes arriba de 25,000. Una limitación menos conservadora fué desarrollada modificando la ecuación de máximo flux para un solo tubo de Zuber. Se encontró que el máximo flux es una función de un factor de densidad de tubos adimensional " Φ " y del factor de propiedades físicas " ψ ";

$$\Phi = \frac{D_b L}{A} = \frac{2 PP(N \text{ Sen} \alpha / \pi)^{0.5}}{\pi D_o N} = 0.359 \left(\frac{p}{D_o} \right) \left(\frac{\text{Sen} \alpha}{N} \right)^{0.5} \quad (116)$$

$$\psi = \rho_v \lambda \left(\frac{g \sigma (\rho_L - \rho_v)}{\rho_v^2} \right)^{0.25} \quad (117)$$

$$q_{\text{máx}} = K(\Phi)(\psi) \quad (118)$$

El flux máximo como una función de estos factores se muestra en la figura 19. Los datos utilizados en la figura son los de las tablas 3 y 4. La constante fué determinada empíricamente y tiene un valor de 176. Las curvas fueron trazadas hasta el valor de un solo tubo calculado por la correlación de Zuber sin modificar, al valor para un solo tubo = $1/\pi$. Aunque una pequeña cantidad de datos de plantas fué usada para desarrollar esta correlación, se ve, que indica la propia dirección de los efectos de la geometría del haz de tubos y las propiedades físicas en el flux máximo.

La ecuación 118 fué usada con un factor de seguridad de 0.7 y los resultados comparados con datos de plantas con rehervidores que estaban operando con fluxes arriba de 25,000. Los valores calculados estuvieron del lado conservador, pero más alto que el flux máximo de 15,000 el cual es muy frecuente usado. El uso de -

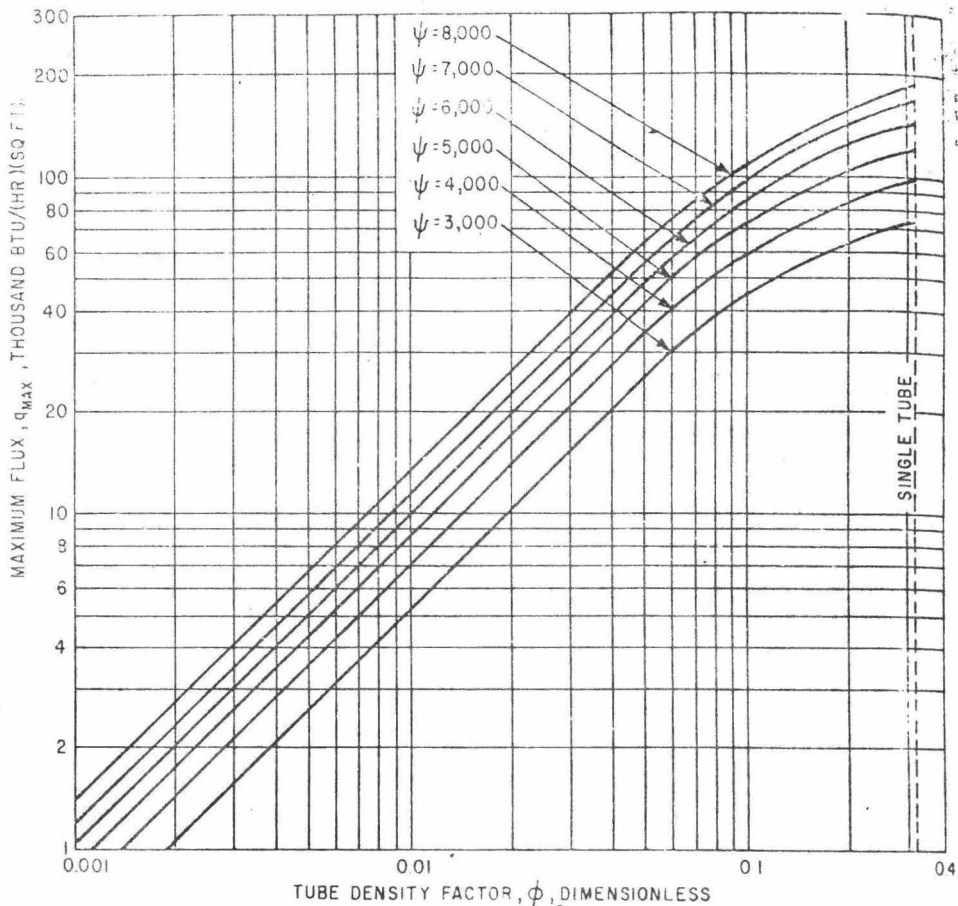


Figura 19.- Gráfica para la obtención del flux máximo para haces de tubos.

la figura 19 con el factor 0.7 se recomienda y dá valores conservadores y más optimistas que un máximo arbitrario.

Composición del lado de la coraza y temperaturas.- Si el rango de ebullición es menor de 5°F las propiedades físicas y la diferencia de temperatura pueden ser basadas en la temperatura de los fondos de la columna y composición. Para mezclas con rango de ebullición amplio, se debe calcular la temperatura y composición en la entrada y la salida del rehervidor. Esto requiere un proce-

so iterativo que es el siguiente;

- Paso 1.- Calcule el punto de burbuja en el punto de salida, esto nos dá la temperatura de salida de los vapores y la composición del mismo flujo.
- Paso 2.- Asuma una cantidad de vaporización y calcule las cantidades de cada componente en ese flujo. Como primera suposición, $VP_T = 0.8 Q/\lambda$, donde " λ " está basada en la composición del flujo líquido de salida.
- Paso 3.- Con un balance de material determine la composición y -- cantidad de cada componente en el flujo de entrada.
Flujo de entrada = flujo de vapores de salida + flujo líquido de salida.
- Paso 4.- Calcule el punto de burbuja del flujo de entrada.
- Paso 5.- Determine las entalpías de todos los flujos.
- Paso 6.- Calcule el balance de calor.

$$EN_{\text{entrada}} + Q = EN_{\text{vap. de salida}} + EN_{\text{líq. de salida}}$$

Si este balance no concuerda, suponga una nueva VP y regrese al paso 2. Las propiedades físicas, calor y ΔT se deben calcular basándose en las composiciones calculadas y temperaturas de los flujos.

Diferencia de temperatura.- Si en el lado de la coraza y en el lado de los tubos, son fluidos isotérmicos, la ΔT es la diferencia entre la temperatura del medio de calentamiento y la temperatura de ebullición del fluido del proceso. Si solo un lado es isotérmico, se aplicará la diferencia de temperatura media logarítmica (LMTD), y si ambos lados no son isotérmicos, el LMTD debe ser corregido por la desviación de la verdadera contracorriente.

Factores de ensuciamiento.- Los rehervidores tipo kettle se ensucian fácilmente en algunos servicios debido a la baja circulación del fluido y a la alta vaporización. La práctica, sin embargo, ha sido incluir un factor de ensuciamiento por el lado de la coraza muy alto, para disminuir el apantallamiento por vapor. Como el procedimiento de diseño propuesto cuenta ya con este factor se debe de usar un valor más real. Los rangos propuestos se dan en la tabla 5.

Lado de la ebullición, $r_{f,o}$	(hr)(pie ²)(°F)/Btu.
Hidrocarburos normales C ₁ -C ₈	0-0.0010
Hidrocarburos normales más pesados	0.001-0.0030
Diolefinas e hidrocarburos polimerizables	0.003-0.0050
Lado del calentamiento, $r_{f,i}$	
Condensación de vapor de agua	0-0.0005
Condensación de vapores orgánicos	0.0005-0.0010
Calor sensible de líquidos orgánicos	0.0005-0.0020

Tabla 5.- Rangos del factor de ensuciamiento propuestos.

La resistencia total por ensuciamiento r_f es ;

$$r_f = r_{f,o} + r_{f,i} (A_o/A_i) \quad (119)$$

En el análisis final, sin embargo, la asignación de un factor de ensuciamiento depende del juicio del diseñador y debe ser basado en la experiencia con flujos similares, tomando en consideración la temperatura de la pared, velocidad y tiempo de servicio antes del mantenimiento.

Resistencia de la pared del tubo.- La resistencia de la pared no puede ser ignorada para estos rehervidores, puesto que ésta puede ser, en algunos casos, de aproximadamente de la misma magnitud que las otras resistencias. La resistencia de la pared basada en la superficie externa, puede ser calculada con la siguiente ecuación;

$$r_w = \frac{A_o \ln(D_o/D_i)}{2 \pi k_w} \quad (120)$$

Coefficiente de película del lado del calentamiento.- Este coeficiente para un medio de calentamiento con calor sensible puede ser calculado con la correlación de Sieder y Tate.

Para vapor de agua, un coeficiente de condensación medio de

1500 Btu/(hr)(pie²)(°F) incluyendo el ensuciamiento, se ha visto que dá buenos resultados.

Coefficiente del lado de la coraza.- No hay en la literatura una correlación para un solo tubo que no dé errores de más o menos el 50 % o mayores. Errores más altos son comunes con mezclas de varios componentes. Por esta razón, en aplicaciones críticas, se deben de obtener valores experimentales del coeficiente para un solo tubo, eliminando incertidumbres en propiedades físicas -- así como en los efectos de las condiciones de la superficie. Los coeficientes experimentales de ebullición pueden ser correlacionados como una función de ΔT_b por una línea recta en papel logarítmico sin grandes errores. Esto dá una ecuación de la forma $h_n = m(\Delta T)^{n-1}$, donde m y n son constantes para una dada presión, fluido y superficie. Estas constantes han sido determinadas por Fair (referencia 3) para un gran número de fluidos puros y algunas mezclas.

La rugosidad de la superficie de ebullición, afecta el número de sitios activos de nucleación y tiene un fuerte efecto sobre el coeficiente de ebullición. Resultados buenos fueron obtenidos para hidrocarburos con la ecuación de Mc Nelly la cual se discute en el siguiente párrafo. El factor de superficie C_s fué tomado como 1.0 para cobre y acero, y 0.7 para superficies de cromo, ambas en condiciones limpias.

Para rangos de ebullición angostos, la ecuación de Mc Nelly se puede utilizar si las propiedades físicas son conocidas. Para ΔT_b mayor de 80°F, se aplica la siguiente ecuación;

$$h_n = 0.225 C_s \left(\frac{UL \Delta T C}{\lambda} \right)^{0.69} \left(\frac{144 PP k_L}{\sigma} \right)^{0.31} \left(\frac{\rho_L}{\rho_V} - 1 \right)^{0.33} \quad (121)$$

$$UL = \frac{1}{(1/h_n) + (A_o/A_i)(1/h_n) + r_w + r_f} \quad (122)$$

$$(T_L - T_w) = \Delta T_b = (UL/h_n) \Delta T \quad (123)$$

Para calcular el coeficiente de ebullición para un solo tubo se utiliza el siguiente procedimiento;

Paso 1.- Suponga un valor de h_n .

Paso 2.- Calcule U_1 de la ecuación 122.

Paso 3.- Calcule h_n de la ecuación 121.

Paso 4.- Compare el valor de h_n calculado con el supuesto, si la diferencia es significativa, use el valor calculado y repita desde el paso 2 hasta que la convergencia sea aceptable.

Paso 5.- Calcule ΔT_b de la ecuación 123. Si ΔT_b es menor de $8^\circ F$ la convección libre debe ser tomada en consideración por una corrección de $h_n = h'_n$;

$$h'_n = h_n + 0.53(k_L/D_o) \left(\frac{D_o^3 \rho_L^2 g \beta_L \Delta T_b C}{\mu_L k_L} \right)^{0.25} \quad (124)$$

donde las propiedades físicas se evalúan a $T = T_L + \Delta T_b/2$

No se justifica una mayor convergencia sobre ΔT_b .

Para mezclas de rango de ebullición amplio, las ecuaciones anteriores no son aceptables. En aplicaciones críticas, cuando sea posible, el coeficiente para un solo tubo debe ser obtenido experimentalmente. Si no se tienen datos experimentales de coeficientes, el siguiente factor de corrección empírico, el cual se reduce a uno para componentes puros, puede ser usado;

$$fc = \exp(-0.015(T_{\text{sal. de vap.}} - T_{\text{fondos de torre}})) \quad (125)$$

$$h_n = h_{n_{MN}} fc \quad (126)$$

Donde $h_{n_{MN}}$ está calculada con la correlación de Mc Nelly, -- que es la ecuación 121, usando propiedades físicas promedio.

Las recomendaciones de Kern han sido usadas en el diseño de rehervidores para mezclas que tengan un rango de ebullición amplio. Si esto es hecho, el factor de corrección para el haz de tubos no debe ser empleado.

El flux de calor calculado para un solo tubo "ql", no debe de exceder el flux máximo para un solo tubo, "ql_{máx}", que se calcula con la ecuación de Zuber;

$$q_{l_{máx}} = 25.8 \rho_v \lambda \left(\frac{\sigma (\rho_L - \rho_v) g}{\rho_v^2} \right)^{0.25} \quad (127)$$

$$q_l = U_l \Delta T \quad (128)$$

Si ql es mayor que ql_{máx}, recalculé h_n como h_n = (ql_{máx} / ΔT_b).

El coeficiente de ebullición del haz de tubos promedio puede ser calculado conociendo el diámetro del haz de tubos y su longitud, diámetro del tubo, su arreglo y espaciamiento.

Calcule el número de tubos en la hilera central vertical - -

N_{rv} ;

$$N_{rv} = \frac{D_b}{2 p \cos(\alpha/2)} \quad (129)$$

para arreglo triangular o cuadrado rotado, y;

$$N_{rv} = \frac{D_b}{p} \quad (130)$$

para el arreglo cuadrado en línea. Donde "α" es el ángulo rotado.

Calcule la masa velocidad en el tubo inferior GT, de la ecuación 111.

Calcule el factor de corrección (BCF) de la ecuación 110.

Calcule el coeficiente de ebullición del haz de tubos promedio h_b, de la ecuación 109.

Entonces;

$$U_b = \frac{1}{(1/h_b) + (A_o/A_i)(1/h_h) + r_w + r_f} \quad (131)$$

$$q_b = U_b \Delta T \quad (132)$$

El flux máximo del haz de tubos, se calcula usando el factor de propiedades físicas " ψ ". Este factor toma en cuenta el efecto de las propiedades físicas de los componentes puros. El flux máximo para mezclas es más alto que para componentes puros y utiliza las propiedades físicas promedio de la mezcla, que usualmente dará valores conservadores. El factor se calcula utilizando la ecuación 117.

Valores representativos de " ψ " para compuestos puros se dan en la siguiente tabla;

Material	ψ para la presión en el punto de burbuja.		
	14.7	50	300
Etano	----	----	9980
Propano	----	6930	7630
Propileno	----	6840	8640
n-Butano	4750	6280	6650
i-Butano	4250	5940	5630
Buteno-1	4270	6250	6490
n-Pentano	3900	5920	5730
i-Pentano	3950	6000	5820
n-Hexano	4000	5710	4660
Ciclohexano	4570	6160	6100
Benceno	5333	8250	10800
n-Heptano	3780	3630	-----

Tabla 4.- Factor de propiedades físicas " ψ " en el punto de burbuja para una dada presión.

El factor de la densidad de los tubos está dado por la ecuación 116. Así el máximo flux(incluyendo el factor de seguridad de 0.7) de la ecuación 118 llega a ser;

$$q_{b_{\text{máx}}} = (0.7)(176)(\phi)(\psi) \quad (133)$$

p, pulg.	Coeficiente para un dado D_o	
	3/4 pulg.	1.0 pulg.
1.0	0.196	-----
1.5	0.294	0.257
1.75	-----	0.299

$(L/A)^{0.5} = \Phi = \text{Coef. de densidad del haz de tubos}$

Tabla 3.- Coeficiente de la densidad de los tubos para espacio-
miento triangular de 60° .

Por lo que, el flux de calor q_{ab} será:

Si q_b es menor que $q_{b_{\text{máx}}}$, $q_{ab} = q_b$

Si q_b es mayor ó igual que $q_{b_{\text{máx}}}$, $q_{ab} = q_{b_{\text{máx}}}$

El calor Q se determina de la siguiente ecuación;

$$Q = W_T C (T_{v,s} - T_{L,e}) + q_{ab} \left[A - \frac{W_T C (T_{v,s} - T_{L,e})}{U_s \Delta T} \right] \quad (134)$$

Para encontrar el coeficiente de transferencia de calor sensi
ble total U_s ;

Suponga $h_s = 40 \text{ Btu}/(\text{hr})(\text{pie}^2)(^\circ\text{F})$.

$$U_s = \frac{1}{(1/h_s) + (A_o/A_i)(1/h_h) + r_w + r_f} \quad (135)$$

$$h_s = 9.35(U_s \Delta T)^{0.25} \quad (136)$$

Compare el calculado con el supuesto y repita hasta que la -
convergencia esté dentro de la tolerancia.

DISEÑO HIDRAULICO.

Caída de presión.- Usualmente la caída de presión en la tube-
ría del rehervidor tipo kettle es muy pequeña. La cabeza estática
del líquido en la columna también puede ser muy baja, sin embargo,

la caída de presión para el rehervidor y la tubería debe ser chequeado para asegurar que mantendremos el nivel del líquido en el rehervidor sobre el tope de los tubos. La cabeza de la columna de líquido, "HR", es definida en la figura 17 como la distancia en pies del nivel del líquido en la columna al tope de los tubos en el rehervidor. Esta puede ser aproximada con las pérdidas por fricción en la tubería de entrada más las pérdidas por fricción en la tubería de salida más la aceleración perdida debido a la vaporización. Las pérdidas por fricción en el haz de tubos normalmente son despreciables. Con un factor de seguridad del 50 %, la cabeza estática requerida "HR" puede ser estimada con la siguiente ecuación;

$$HR = \frac{1.5}{4.17(10^8) \rho_L} \left[\frac{2 f_e G_e^2 L E_e}{D_{i,e} \rho_L} + \frac{2 f_s G_s^2 L E_s}{D_{i,s} \rho_v} + \frac{G_s^2}{2 \rho_v} - \frac{G_e^2}{2 \rho_L} \right] \quad (137)$$

Donde:

$$f_e = 0.0016 + \frac{0.125}{(D_{i,e} G_e / \mu_L)^{0.32}} \quad (138)$$

$$f_s = 0.0016 + \frac{0.125}{(D_{i,s} G_s / \mu_v)^{0.32}} \quad (139)$$

Espacio para la separación del líquido y del vapor.- Las corazas de este tipo de rehervidores, están agrandadas para permitir la separación del líquido arrastrados por los vapores que regresan a la columna, el cual, causa una caída de presión considerable en la tubería de salida de los vapores y hace que disminuya la eficiencia de la separación de la columna. Una práctica común es diseñar la distancia del centro de línea de los tubos superiores a el tope de la coraza no menor del 40 % del diámetro de la coraza.

Para dimensionar las corazas de este tipo de rehervidores se

puede utilizar la siguiente ecuación;

$$VL = 2290 \rho_v \left[\frac{\sigma}{6.86(10^5)(\rho_L - \rho_v)} \right]^{0.5}, \text{ lb/(hr)(pie}^3\text{)} \quad (140)$$

$$\text{Espacio del vapor, } SV = VX/VL \quad (141)$$

Donde "VX" es la cantidad de vaporización, lb/hr.

$$\text{Area transversal del domo, } SA = SV/L, \text{ pie}^2 \quad (142)$$

El diámetro de la coraza es obtenido del área transversal — del domo de tablas de áreas transversales. Una solución del método anterior el cual se aplica a rehervidores para hidrocarburos — se muestra en la figura 3 de la referencia 32.

REHERVIDORES HORIZONTALES DE TERMOSIFON.

TEORIA DEL METODO DE DONALD Q. KERN.

La figura 20 muestra un rehervidor horizontal de termosifon. Consta de boquillas de entrada y salida localizadas en el centro, una placa vertical circular como soporte localizada entre las boquillas y un deflector horizontal longitudinal. Los rehervidores horizontales operan según el principio de flujo dividido, en donde la mitad del fluido que entra se divide a cada lado del deflector longitudinal y vuelve a unirse encima de él. La separación del vapor y del líquido tiene lugar en la columna y el rehervidor puede conectarse con el arreglo de un solo paso ó con recirculación. En el primer arreglo todo el líquido del plato inferior se conduce directamente al rehervidor. La cantidad de alimentación es la cantidad de fondos por unidad de tiempo. En el segundo arreglo, el rehervidor se conecta en la parte inferior de la columna, cuyos fondos circulan libremente a un flujo tal que la caída de presión en el rehervidor y los otros accesorios del circuito balanceen la diferencia de la presión hidrostática entre el líquido en la columna y la mezcla líquido-vapor en el circuito. La presión hidrostática en el último arreglo, es menor que el arreglo de un solo paso.

Coefficientes de película en rehervidores horizontales.- Los coeficientes usados para este tipo de rehervidor son los mismos que los empleados para los rehervidores tipo kettle y están dados en la figura 18. Cuando hay un rango de ebullición, es imperativo que el coeficiente total limpio esté balanceado para las cargas térmicas sensibles y latentes individualmente, aún cuando el procedimiento difiere del balanceo de zonas sucesivas, ya que tanto el calentamiento sensible como la ebullición tienen lugar en el mismo rango de temperatura. Sin embargo, en una coraza sin convección forzada, la razón de transferencia de calor sensible por con

vección libre usualmente es menor que un sexto de la tasa de ebullición en circulación natural. Sin embargo, en circulación natural donde tanto la transferencia de calor sensible como la ebullición tienen lugar en la misma superficie, el coeficiente de convección libre indudablemente se modifica por los movimientos de las burbujas que por mucho exceden la agitación derivada de las corrientes de convección libre. Para tomar en cuenta esta modificación, la porción sensible de la carga térmica se supone que se transfiere por convección libre ordinaria y que la ppción de ebullición se transfiere como una vaporización de circulación natural.

Aunque el flujo no es a contracorriente, usualmente no se desvía grandemente de él, debido a que uno ó ambos fluidos son isotérmicos. Si el medio de calentamiento es vapor de agua, las diferencia de temperatura a contracorriente se aplica directamente, y si es un fluido en lugar de un vapor, la diferencia de temperatura a contracorriente se aplica solamente si el rango del material que se va a vaporizar es pequeño y la aproximación entre el medio de calentamiento y la temperatura del material por vaporizar es apreciable.

Puesto que las diferencias de temperatura para el calenta-miento sensible y la vaporización son las mismas, no hay diferencia de temperatura balanceada. pero el calor sensible Q_{sen} es transferido con un coeficiente de convección libre h_c , y el calor latente Q_{vap} se transfiere con el coeficiente h_{vap} considerablemente mayor. Para obtener un solo factor de ensuciamiento, que permita establecer un índice de funcionamiento ó de mantenimiento del rehervidor, el coeficiente balanceado puede obtenerse como si que;

$$Q = h A \Delta T \quad (143)$$

$$A_{sen} (\Delta T)_{sen} = \frac{Q_{sen}}{h_{sen}} \quad (144)$$

$$A_{vap} (\Delta T)_{vap} = \frac{Q_{vap}}{h_{vap}} \quad (145)$$

Luego, el coeficiente balanceado es;

$$h = \frac{Q}{Q_{\text{sen}}/h_{\text{sen}} + Q_{\text{vap}}/h_{\text{vap}}} \quad (145)$$

Puesto que ni h_{vap} ó h_{sen} son influidos por la velocidad a través del rehervidor, no será de consecuencia en los cálculos el que el rehervidor se conecte para un solo paso o para una recirculación.

Caída de presión.- En los arreglos de recirculación hay una necesidad obvia de mantener la caída de presión a través del termosifón tan pequeña como sea posible. El efecto de la caída de presión en la elevación del líquido del fondo de la columna sobre el rehervidor, es crítico. A mayor caída de presión en el rehervidor, la columna y sus auxiliares deben elevarse a mayor altura sobre el nivel del piso para producir suficiente carga hidrostática para vencer la caída de presión. Para un rehervidor que vaporiza una pequeña cantidad de líquido, la elevación requerida es mayor, ya que la línea de regreso a la columna contiene más líquido que vapor y la diferencia en densidades de las corrientes que entran y salen del rehervidor es pequeña.

Mientras que ocasionalmente se pueden usar mamparas segmentadas para aumentar la turbulencia en la coraza, los tubos usualmente se protegen de pandearse mediante placas de soporte vertical entre las boquillas de entrada y salida. El líquido que entra a un termosifón horizontal recorre la mitad de la longitud de los tubos por la parte inferior del deflector longitudinal y la otra por la parte superior, de manera que todo el líquido recorre la longitud total de los tubos pero en cada caso con la masa velocidad basada en la mitad del flujo total. La longitud de la trayectoria para cada corriente paralela es igual a la longitud de los tubos, y es suficiente preciso tratar la caída de presión en la misma forma que para una coraza sin deflectores y con flujo axial.

El diámetro del rehervidor horizontal de termosifón es mayor que el que corresponde a la misma cantidad de tubos de un intercambiador convencional 1-2, debido al espacio libre que debe pro-

veerse en la parte superior para permitir a la mezcla ligera de vapores y líquidos un fácil acceso a la boquilla de salida.

La caída de presión se calcula con la siguiente ecuación;

$$\Delta P = \frac{f G^2 L}{5.22 \times 10^{10} D'_{eq} \bar{S}} \quad (147)$$

donde el diámetro equivalente "D'_{eq}" se calcula con la ecuación;

$$D'_{eq} = \frac{4 \text{ área libre}}{\text{perímetro humedo}} \text{ , pies} \quad (148)$$

con el perímetro humedo de los tubos, mitad de la coraza y el ancho del deflector longitudinal. El área de flujo es la diferencia entre el semicírculo y el número de tubos en el paso superior o inferior de la coraza. Si no se tiene la disposición real de los tubos, puede suponerse que es igual. El número de Reynolds se calcula con la viscosidad del líquido a la entrada y el diámetro equivalente. La caída de presión se basa en la densidad específica promedio entre la entrada y la salida, usando un factor de fricción obtenido para el lado de los tubos.

Cuando solo hay una boquilla de entrada a la coraza, es costumbre usar longitudes de tubos no mayores de cinco veces el diámetro de la coraza. Los rehervidores largos y angostos no funcionan bien. Cuando se hace necesario un rehervidor del tipo anterior, se equipa con dos boquillas como se muestra en la figura 21 con la masa velocidad basada en un cuarto del flujo total en la mitad del área de flujo.

La siguiente tabla servirá como guía para proporcionar debidamente los termosifones horizontales;

Coraza D ₁ , pulg.	Longitud de los tubos.
12-17.25	8 pies.
19.25-29	12 "
31 en adelante	16 "

Tabla 6.- Longitud de tubos propuesta para los diámetro de coraza.

Una recirculación de cuatro veces el gasto de vapor por hora es considerada favorable desde el punto de vista de la limpieza.

El método para calcular la recirculación es el mismo que para los rehervidores verticales de termosifón, que se discutió anteriormente.

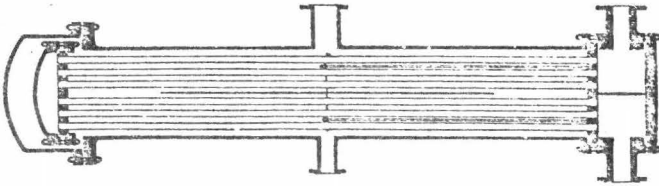


Figura 20.- Rehervidor horizontal de termosifón.

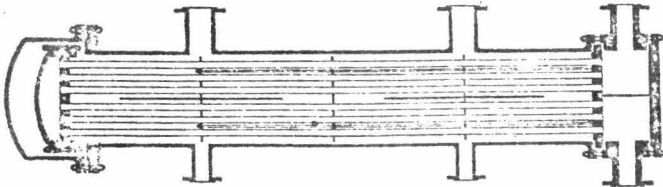


Figura 21.- Rehervidor horizontal con boquillas dobles.

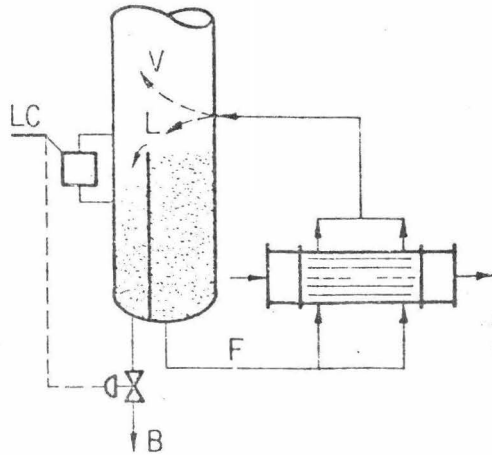


Figura 23.- Rehervidor horizontal de termosifón.

Ventajas:

- a.- Area ilimitada.
- b.- Puede manejar medios de calentamiento incrustantes.
- c.- El diseño hidráulico no es muy rígido.
- d.- Se puede diseñar para altas velocidades de recirculación.

Desventajas:

- a.- Altos costos estructurales.
- b.- Grandes requerimientos de área.
- c.- Limitado al 30 % de vaporización máxima.
- d.- El lado del proceso es difícil de limpiar.
- e.- La tubería de retorno a la torre es compleja y costosa.

C O N C L U S I O N E S

REHERVIDORES VERTICALES.

Los rehervidores de termosifón tienen tres cualidades que son ; simplicidad mecánica, puesto que no tienen partes móviles, compactos y la operación en el régimen de ebullición por nucleación con sus altos fluxes, pero su diseño no sigue las líneas de la simplicidad porque se requiere la predicción del flujo y del coeficiente de transferencia de calor, el cual es complicado evaluar debido a la presencia de las dos fases, por lo que, el diseñador tiene que considerar la caída de presión, predicciones de regímenes de flujo, curvas de ebullición, inestabilidades de flujo y el escalamiento de datos de un solo tubo a haces de tubos. Puesto que la presión hidrostática del líquido en la torre es usualmente fijada por el equipo existente, la caída de presión permisible se considera una variable dependiente.

Dos cosas que tienen una mayor influencia sobre el diseño son ; la naturaleza del fluido y el grado de ensuciamiento asumido por el diseñador.

Naturaleza del fluido.- Después de estudiar un gran número de rehervidores, Frank y Prickett encontraron que aquellos que manejan compuestos orgánicos pesados tuvieron coeficientes de transferencia de calor en el rango de 100 a 160 Btu/hr pie² °F, con compuestos orgánicos ligeros entre 160 y 220 Btu/hr pie² °F y los que manejan agua o soluciones acuosas entre 220 y 350 Btu/hr pie² °F.

Factor de ensuciamiento.- Comparando los factores calculados y medidos se encontró que un factor de 0.001 da la mejor reproducción de los datos de plantas. La mayoría de los rehervidores que se estudiaron, se encontraron razonablemente limpios después de seis meses de operación normal. Solo los compuestos polimerizables causaron una degradación rápida de la superficie de transferencia de calor.

Por lo que, cuando se trate de un fluido limpio, no polimeri

zable, el factor de ensuciamiento puede ser reducido a 0.0005 - - mientras que debe ser elevado a 0.003-0.004 para fluidos polimerizables.

Los rehervidores son generalmente calentados por la condensación de un vapor. El mejor control es logrado controlando la presión del vapor, y por lo tanto, la diferencia de temperatura.

Cuando se condensa vapor de agua en un intercambiador de acero, se puede presentar una corrosión debida al dióxido de carbono usualmente presente en el vapor de agua, por lo que se tiene que ventear regularmente.

Durante la operación normal, en los rehervidores verticales, el líquido que entra a los tubos está ligeramente abajo de su temperatura de ebullición debido a la presión hidrostática. En esta sección el líquido es calentado hasta su temperatura de ebullición y es donde ocurren los coeficientes de transferencia más bajos. Conforme se van formando las burbujas, el líquido se agita y el coeficiente es aumentado. Cuando el vapor es generado rápidamente, ocurre un gran cambio de volumen el cual acelera la mezcla de líquido y vapor. Las velocidades llegan a ser altas y la transferencia de calor correspondientemente alta. Así, la velocidad de transferencia de calor siempre se incrementa a lo largo de los tubos desde la entrada hasta la salida.

El flux máximo y la velocidad de transferencia de calor son una función de las características físicas del rehervidor y de las propiedades físicas del fluido.

Resultados experimentales de máximos fluxes de calor son presentados por Lee y sus colaboradores (referencia 26) donde en algunos casos obtuvo valores del coeficiente de transferencia de calor de $2500 \text{ Btu/hr pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$ y fluxes tan altos como $100,000 \text{ Btu/hr pie}^2$ y donde las gráficas muestran que después de incrementar la diferencia de temperatura a un cierto punto, el coeficiente de transferencia de calor empieza a disminuir y con un mayor incremento de temperatura, el coeficiente disminuye aún más, debido al apantallamiento por vapor. Todas las corridas que hicieron fueron



continuadas hasta la condición del apantallamiento por vapor, antes del cual, la circulación del líquido y del vapor fué suave y continua y después de este punto fué inestable.

En el trabajo experimental de Shellene y colaboradores (referencia 37) algunas de las figuras muestran un máximo en el flux de calor y se debe a que a diferencias de temperatura más altas que la correspondiente al máximo, la pared del tubo fué parcialmente cubierta por una película de vapor de baja conductividad térmica.

La velocidad de transferencia de calor a las condiciones del flux máximo, es de gran ayuda en los problemas de diseño, puesto que, este permite que se pueda hacer una estimación de la presión que debe tener el vapor de agua para obtener la máxima capacidad de un rehervidor.

Hughmark (referencia 17) comparó las velocidades de entrada del fluido a los tubos y los coeficientes, encontrando que para procesos a vacío, las velocidades de entrada del fluido y el coeficiente eran más bajos que a presiones normales y que esto es el resultado de la relación presión-temperatura a baja presión, en la cual un pequeño cambio de presión representa un gran cambio en el punto de ebullición, por lo que, en condiciones de vacío una gran parte de la longitud de los tubos se requiere para calentar el fluido hasta su temperatura de ebullición.

El rehervidor se debe colocar de acuerdo al nivel del líquido en la operación normal de la torre. Se puede lograr un máximo en el flux de calor si la mayor parte del líquido es vaporizado en el tiempo que este alcanza el tope de los tubos y esto ocurre cuando el nivel del líquido en la torre es cerca de una tercera parte de la longitud de los tubos sobre el espejo inferior del rehervidor, pero tal operación también produce un ensuciamiento máximo y es una práctica usual empezar la operación con el nivel de líquido a la misma elevación que el espejo superior del rehervidor.

El nivel de líquido óptimo es frecuentemente una función del sistema de presión, siendo alto a altas presiones y bajo a presio

nes subadmosféricas.

A presiones moderadas o altas, la zona de calentamiento sensible es pequeña y no afecta el funcionamiento del rehervidor. -- Sin embargo, en operaciones al vacío o con líquidos altamente viscosos, la presión hidrostática puede suprimir la ebullición en una longitud considerable de los tubos.

Otro problema es la disminución del nivel del líquido en mezclas con un porcentaje bajo en componentes volátiles, es que la recirculación disminuye y no puede suministrar todo el componente volátil para la ebullición, por lo que, la temperatura de ebullición del líquido aumenta. Consecuentemente no se produce suficiente vapor para satisfacer los requerimientos de la columna, por lo que, algo del líquido de los platos cae a la base. Esto remueve el componente volátil, la producción de vapor se incrementa y los requerimientos de la columna son satisfechos. Eventualmente la concentración del componente volátil disminuirá a un punto donde vuelve a ocurrir el vaciado de la torre. Bajo esta condición, la columna no puede ser propiamente controlada.

De particular interés en el trabajo de Shellene, fué la operación inestable. Los autores encontraron que la adición de una resistencia al flujo en la tubería de entrada aumenta el rango de la operación estable, y la caída de presión permisible en los tubos disminuye cuando el flux de calor se incrementa. Cuando se añadió una resistencia a la tubería de salida del rehervidor, el flux de calor disminuyó conforme se va aumentando la resistencia, por lo que, la recomendación es diseñar la tubería de salida con el área transversal aproximadamente igual al área de flujo total de los tubos, mientras que el área transversal de la tubería de entrada no debe ser mayor que la mitad del área de flujo total de los tubos.

La caída de presión en la tubería de salida debe ser mínima para que el funcionamiento sea óptimo. La velocidad del fluido en esta tubería debe de ser casi igual a la velocidad con la cual sale de los tubos, por lo que el diámetro de la tubería es igual al diámetro interno de los tubos multiplicado por la raíz cuadrada --

del número de tubos.

$$D_{co} = D_{i,t}(N)^{0.5} \quad (149)$$

El diseño de la tubería de salida es una de las más importantes variables que afectan el funcionamiento de un rehervidor. Un diseño impropio puede reducir la capacidad al 40 %. Esta tubería debe ser construida de tal modo que dé una suave transición del diámetro de la coraza al diámetro del orificio en la torre. Se deben de eliminar los ángulos rectos para reducir los remolinos y recirculaciones internas.

Otros autores recomiendan la salida axial, porque esta minimiza la altura de la columna vapor líquido y así se obtiene una diferencia mayor entre las presiones hidrostáticas con lo cual se aumenta la recirculación.

El diseñador también se debe de asegurar que el rehervidor sea capaz de mantener una operación estable sobre el rango más amplio posible de condiciones. Esto requiere de un cuidadoso diseño de la parte inferior de la torre de destilación y del modo de controlar la torre. Las fluctuaciones en el flujo a través del rehervidor, deben ser estabilizadas instalando una resistencia al flujo en la tubería de entrada tomando entre el 25 % y 40 % de la caída de presión total, la cual dará un efecto amortiguante.

La longitud de los tubos de ocho pies, hace un balance entre la completa vaporización en tubos largos y la transferencia de calor sensible predominante en tubos cortos.

Dependiendo del sistema, la máxima diferencia de temperatura debe ser de 60 a 100°F. Este límite evita el excesivo ensuciamiento debido a fluidos polimerizables y también evita el exceso de vaporización por paso, lo que reemplaza al flujo slug o amular en el flujo disperso que reduce la transferencia de calor debido a la baja conductividad térmica del vapor formado (grandes diferencias de temperatura pueden construir una película de vapor entre la pared del tubo y el fluido lo cual disminuye grandemente la transferencia de calor).

Los procedimientos de diseño han sido muy conservadores. Se pueden obtener fluxes considerablemente más altos que permite el diseño de rehervidores más pequeños y menos costosos. Sin un medio de controlar el flujo del líquido del proceso, el flux de calor en el rehervidor está limitado por la inestabilidad dinámica.

La inestabilidad puede ser controlada con el uso de una restricción variable para controlar el flujo de líquido al rehervidor.

Si la operación estable se mantiene, la única limitación de la capacidad de un rehervidor resulta de la formación de una película de vapor en la superficie de los tubos.

El rango de caída de presión permisible para la operación estable a través de los tubos del rehervidor disminuye conforme el flux de calor aumenta.

La restricción excesiva de la salida de la mezcla vapor-líquido, limitará el flux máximo en un rehervidor de termosifón.

El apantallamiento por vapor está presente cuando la producción de vapor ha disminuido bastante y la presión del vapor de agua en la coraza permanece alta. El ensuciamiento es probable bajo estas condiciones.

Además de los ya mencionados anteriormente, los termosifones verticales no se deben de utilizar cuando el nivel del líquido en la columna fluctúe como en el caso de las columnas que manejan pequeños flujos de fondos y estos son sacados por lotes. Así mismo, en columnas que trabajen por lotes, es usualmente muy difícil de determinar el área de transferencia de calor que pueda manejar el amplio rango de condiciones encontradas en una simple destilación por lotes.

REHERVIDORES HORIZONTALES.

El efecto de disminución debido al apantallamiento por vapor se aumentará con la cantidad de vapor que pasa de una hilera horizontal a otra.

De particular interés son los casos 14 y 15 presentados por

Palen-Taborek (referencia 33), los cuales son dos rehervidores tipo kettle que están en paralelo en el mismo flujo. Los tubos en el caso 15 fueron puestos con una relación de p/d de 1.25 mientras que los del caso 14 con una relación de p/d de 1.50. Consecuentemente el caso 15 tuvo un flux de calor de cerca de la mitad del caso 14 debido al apantallamiento por vapor.

La salida del vapor del haz de tubos será retardada más allá de la velocidad de escape natural y el apantallamiento se incrementará rápidamente si se disminuye más allá de cierto límite crítico el espacio entre los tubos.

Conforme el espaciamiento se disminuye el efecto del apantallamiento llega a ser más pronunciado y el coeficiente máximo y el flux de calor máximo se logran a más bajas diferencias de temperatura.

El método de Kern no toma en cuenta el efecto de la relación p/d .

La eficiencia de una hilera de tubos vertical está en función inversa del número de tubos y también del coeficiente de ebullición para un solo tubo.

Conforme el p/d es incrementado, el flux a una dada diferencia de temperatura se incrementa primero rápidamente y después -- más lentamente.

Si se cambia el diámetro del haz de tubos a constante p/d y ΔT , esto resulta en un incremento o disminución del número de tubos en las hileras verticales, e indicará una fuerte ventaja para rehervidores largos de diámetro pequeño sobre rehervidores cortos de diámetro grande, debido a que hay menos apantallamiento por vapor, pero estos tienen una caída de presión mayor, por lo que debe de haber un caso intermedio que dé los mejores resultados para una operación dada.

Mientras que las consideraciones expuestas anteriormente favorecerán el espaciamiento amplio entre los tubos que resultará en grandes haces y diámetros de coraza igualmente grandes que incrementarán el costo de la unidad.

Entre estos dos efectos opuestos un óptimo económico con res

pecto a una cierta combinación de espaciamiento y diferencia de temperatura debe de existir para cualquier líquido, carga de calor y longitud del haz de tubos.

En las figuras 24, 25 y 26 se muestran los resultados de los programas de computadora que fueron corridos variando el diámetro del tubo desde 3/4 de pulgada a 1,1/4 de pulgada, así como también, la diferencia de temperatura desde los 5°F a los 200°F.

En estas gráficas se puede notar que casi todos los métodos, a pesar de sus diferentes acercamientos, entran dentro de un cierto rango en sus resultados, solo el método de Kern para rehornos verticales es el que se sale de este rango debido a que el máximo coeficiente permitido por este método es de 300 Btu/hr pie² °F y los coeficientes para las dos fases en el interior de un tubo son muy altos, por lo que, el coeficiente termodinámico "UC" se disminuye grandemente y para que nos dé el factor de ensuciamiento permitido por este método se tiene que disminuir el coeficiente de diseño "UD" y esto se hace aumentando el área de transferencia de calor. Además el factor de ensuciamiento para este método es de 0.003 y es más alto que los encontrados en plantas en operación que mostraron estar razonablemente limpios después de seis meses de operación normal, y este factor fué de 0.001 .

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

A	: Area de transferencia de calor.	pie ²
a	: Area de flujo transversal.	pie ²
C	: Capacidad calorífica.	Btu/lb °F
Cs	: Factor de superficie.	
D	: Diámetro.	pies
d	: Diámetro.	pulgadas
EN	: Entalpia.	Btu/lb
f	: Factor de fricción.	
G	: Masa velocidad.	lb/hr pie ²
G'	: Masa velocidad.	lb/seg pie ²
g	: Aceleración de la gravedad.	pie/seg ²
gc	: Factor de conversión.	lbm pie/lbf seg ²
h	: Coeficiente de transferencia de calor.	Btu/hr pie ² °F
k	: Conductividad térmica.	Btu/hr pie °F
L	: Longitud de los tubos.	pies
LE	: longitud equivalente.	pies
M	: Peso molecular.	
m	: Constante para las ecuaciones 43,44 y 45.	
n	: Constante para las ecuaciones 43,44 y 45.	
N	: Número de tubos.	
Nh	: Número de agujeros en el espejo.	
P	: Presión.	lb/pie ²
PP	: Presión.	Psia.
Pr	: Número de Prandtl.	
p	: Espaciamiento entre los tubos.	pies
Q	: Calor por transferir.	Btu/hr
QV	: Gasto volumétrico.	pie ³ /seg
qe	: Relación de la longitud de la zona de calor sensible entre la longitud total.	
R	: Fracción del volumen ocupado por la fase.	
RE	: Recirculación.	lb _l /lb _v
Re	: Número de Reynolds.	

r	: Resistencia a la transferencia de calor.	hr pie ² °F/Btu
re	: Relación de la altura del líquido en la columna arriba del espejo inferior a la longitud de los tubos.	
S	: Densidad relativa al agua.	
S	: Densidad relativa al agua promedio.	
T	: Temperatura.	°F
U	: Coeficiente de transferencia de calor.	Btu/hr pie ² °F
V	: Velocidad.	pie/seg
VP	: Cantidad de vapores producidos.	lb/hr
v	: Volumen específico.	pie ³ /lb
W	: Gasto en masa.	lb/seg
X _{tt}	: Parámetro de Lockhart y Martinelli.	
x	: Vaporización.	
Z	: Altura.	pies
ZE	: Viscosidad	centipoises

SUBINDICES

ace	: Aceleración perdida.	n	: Nucleación para un solo tubo.
b	: Haz de tubos.	o	: Externo.
c	: Convección.	rv	: Hilera central vertical.
co	: Coraza.	s	: Salida.
df	: Dos fases.	sat	: Saturación.
e	: Entrada.	sen	: Sensible.
est	: Estática.	T	: Total.
F	: Fricción.	t	: Tubos.
f	: Ensuciamiento.	v	: Vapor.
H	: Horizontal.	vap	: Vaporización.
h	: Medio de calentamiento.	w	: Pared.
i	: Interno.	1	: Entrada a los tubos.
L	: Líquido.	2	: Salida de los tubos.

LETRAS GRIEGAS

α	: Angulo del arreglo de los tubos.	grados
β_L	: Coeficiente de expansión térmico.	
ΔP	: Caída de presión.	lb/pie ²
ΔT	: Diferencia de temperatura.	°F
ρ	: Densidad.	lb/pie ³
$\bar{\rho}$: Densidad promedio.	lb/pie ³
λ	: Calor latente.	Btu/lb
σ	: Tensión superficial.	lb/pie
σ'	: Tensión superficial.	Dinas/cm
μ	: Viscosidad.	lb/pie hr
$\Phi_{L,tt}$: Parámetro de Lockhart y Martinelli.	

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

- 1.- Anaya D. Alejandro y Landgrave R. Julio.
Criterios de selección y diseño de rehervidores.
XIII Convención Nacional I.M.I.Q.
Noviembre de 1973, Puebla Pue.

- 2.- Davies J. A. y Custer R. S.
Trouble with transients.
Chem. Eng. Prog.
61, No. 9, 74-75 (1965)

- 3.- Fair James R.
What you need to design thermosiphon reboilers.
Petroleum Refiner.
39, No. 2, 105-123 (1960)

- 4.- Fair James R.
Design steam distillation reboilers.
Hydrocarbon Processing & Petroleum Refiner.
42, No. 2, 159-164 (1963)

- 5.- Fair James R.
Vaporizer and reboiler design, Part I.
Chem. Eng.
59, July 8, 119-124 (1963)

- 6.- Fair James R.
Vaporizer and reboiler design, Part II.
Chem. Eng.
59, August 5, 101-104 (1963)

- 7.- Frank O. y Prickett R. D.
Designing vertical thermisiphon reboilers.
Chem. Eng.
80, September 3, 107-110 (1973)
- 8.- Gilmour C. H.
Shortcut to heat exchanger design - I
Chem. Eng.
48, October, 144-148 (1952)
- 9.- Gilmour C. H.
Shortcut to haet exchanger design - III
Chem. Eng.
49, April, 214-218 (1953)
- 10.- Gilmour C. H.
Shortcut to heat exchanger design - VII
Chem. Eng.
50, August, 199-206 (1954)
- 11.- Gilmour C. H.
Nucleate boiling.
Chem. Eng. Prog.
54, No. 10, 77-79 (1958)
- 12.- Gilmour C. H.
Thermosiphon reboiler design and cooling water corrosión,
Discussed at A.I.Ch.E. Meet.
The Oil and Gas Journal.
59, December 18, 79 (1961)
- 13.- Grover S. S. y Peiser A. M.
Reboiler composition control.
Chem. Eng. Prog.
59, No. 1, 61-65 (1963)

- 14.- Hughmark G. A.
Designing thermosiphon reboilers.
Chem. Eng. Prog.
57, No. 7, 43-47 (1961)
- 15.- Hughmark G. A.
Holdup in gas-liquid flow.
Chem. Eng. Prog.
58, No. 4, 62-65 (1962)
- 16.- Hughmark G. A.
Pressure drop in horizontal and vertical cocurrent gas-liquid flow.
Industrial and Engineering Chemistry Fundamentals.
2, No. 4, 315-321 (1963)
- 17.- Hughmark G.A.
Designing thermosiphon reboilers.
Chem. Eng. Prog.
60, No. 7, 59-61 (1964)
- 18.- Hughmark G. A.
Designing thermosiphon reboilers.
Chem. Eng. Prog.
65, No. 7, 67-70 (1969)
- 19.- Hughmark G. A.
Heat transfer Coefficients and circulation rates for thermosiphon reboilers.
A.I.Ch.E. Journal.
14, No. 5, 746-749 (1968)
- 20.- Jacobs John K.
Reboiler selection simplified.
Hydrocarbon Processing & Petroleum Refiner.
40, No. 7, 189-196 (1961)

- 21.- Johnson A. I.
Circulation rates and over-all temperature draiving forces
in a vertical thermosiphon reboiler.
Chem. Eng. Prog. Symp. Ser.
52, No. 18, 37-46 (1956)
- 22.- Kern Donald Q.
Procesos de transferencia de calor.
C.E.C.S.A. (1971)
- 23.- Kern Robert.
How to size process piping for two phase flow.
Hydrocarbon Processing.
48, No. 10, 105-116 (1961)
- 24.- Kern Robert.
Thermosiphon reboiler piping simplified.
Hydrocarbon Processing.
47, No. 12, 118-122 (1968)
- 25.- Kuong Javier F.
Figure heat transfer for two-phase flow.
Hydrocarbon Processing & Petroleum Refiner.
41, No. 10, 147-148 (1962)
- 26.- Lee D. C., Dorsey J. W., Moore G. Z. and Mayfield F. D.
Design data for thermosiphon reboilers.
Chem. Eng. Prog.
52, No. 4, 160-164 (1956)
- 27.- Lockhart R.W. and Martinelli R. C.
Proposed correlation of data for isothermal two-phase,
two-component flow in pipes.
Chem. Eng. Prog.
45, No. 1, 39-48 (1949)

- 28.- Lord R. C., Minton P. E. and Slusser R. P.
Design parameters for condensers and reboilers.
Chem.Eng.
77, March 23, 127-134 (1970)
- 29.- Malek R. G.
Predict nucleate boiling transfer rates.
Hydrocarbon Processing.
52, No. 2, 89-92 (1973)
- 30.- Mc Kee Hugh R.
Thermosiphon reboilers-A review.
Industrial and Engineering Chemistry.
62, No. 12, 76-82 (1970)
- 31.- Orrell W. H.
Physical considerations in designing vertical thermosiphon reboilers.
Chem. Eng.
80, September 17, 120-122 (1973)
- 32.- Palen J. W. and Small W. M.
A new way to design kettle and internal reboilers.
Hydrocarbon Processing.
43, No. 11, 199-208 (1954)
- 33.- Palen J. W. and Taborek J. J.
Refinery kettle reboilers.
Chem. Eng. Prog.
58, No. 7, 37-46 (1962)
- 34.- Perry John H.
Chemical Engineer's Handbook.
Fourth Edition.
Mc Graw-Hill , Kogakusha.

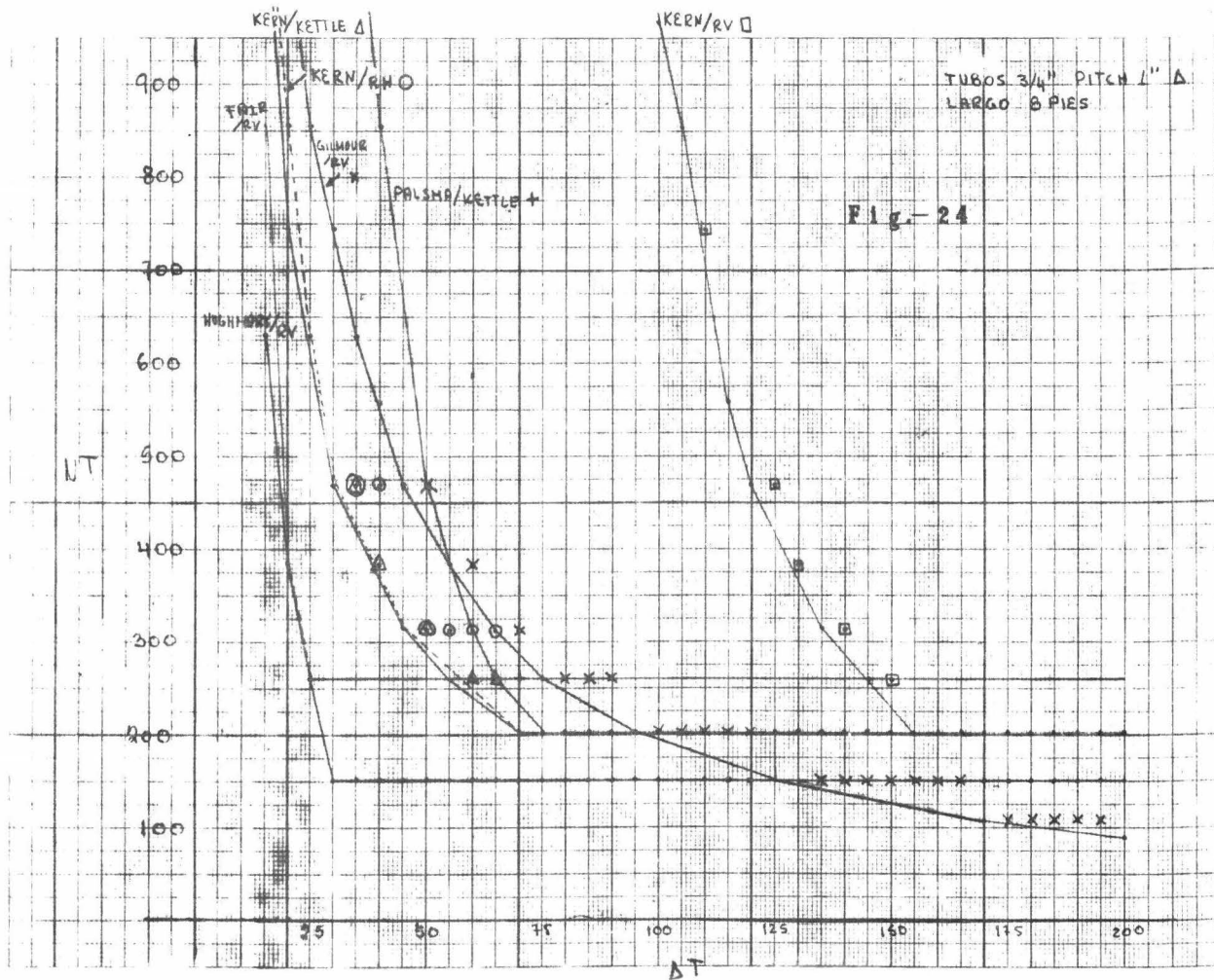
- 35.- Piret Edgar L. and Isbin H. S.
Natural-circulation evaporation.
Chem. Eng. Prog.
50, No. 6, 305-311 (1954)
- 36.- Rijnsdorp J. E.
Chemical process systems and automatic control.
Chem. Eng. Prog.
63, No. 7, 97-116 (1967)
- 37.- Shellene K. R., Sternling C. V., Church D. M. and Snyder N. H.
Experimental study of a vertical thermosiphon reboiler.
Chem. Eng. Prog. Sump. Ser.
64, No. 82, 102-113 (1968)
- 38.- Thorngren John T.
Reboiler computer evaluation.
Ind. Eng. Chem. Process Des. Develop.
11, No. 1, 39-43 (1972)
- 39.- Webber W. O.
Does fouling rule out using finned tubes in reboilers.
Petroleum Refiner.
39, No. 3, 183-186 (1960)
- 40.- Westwater J. W.
Nucleate pool boiling, Part I.
Petro/Chem. Engineer.
(August 1961), No. 8, 40-43
- 41.- Westwater J. W.
Nucleate pool boiling, Part II.
Petro/Chem. Engineer.
(September 1961), No. 9, 53-60

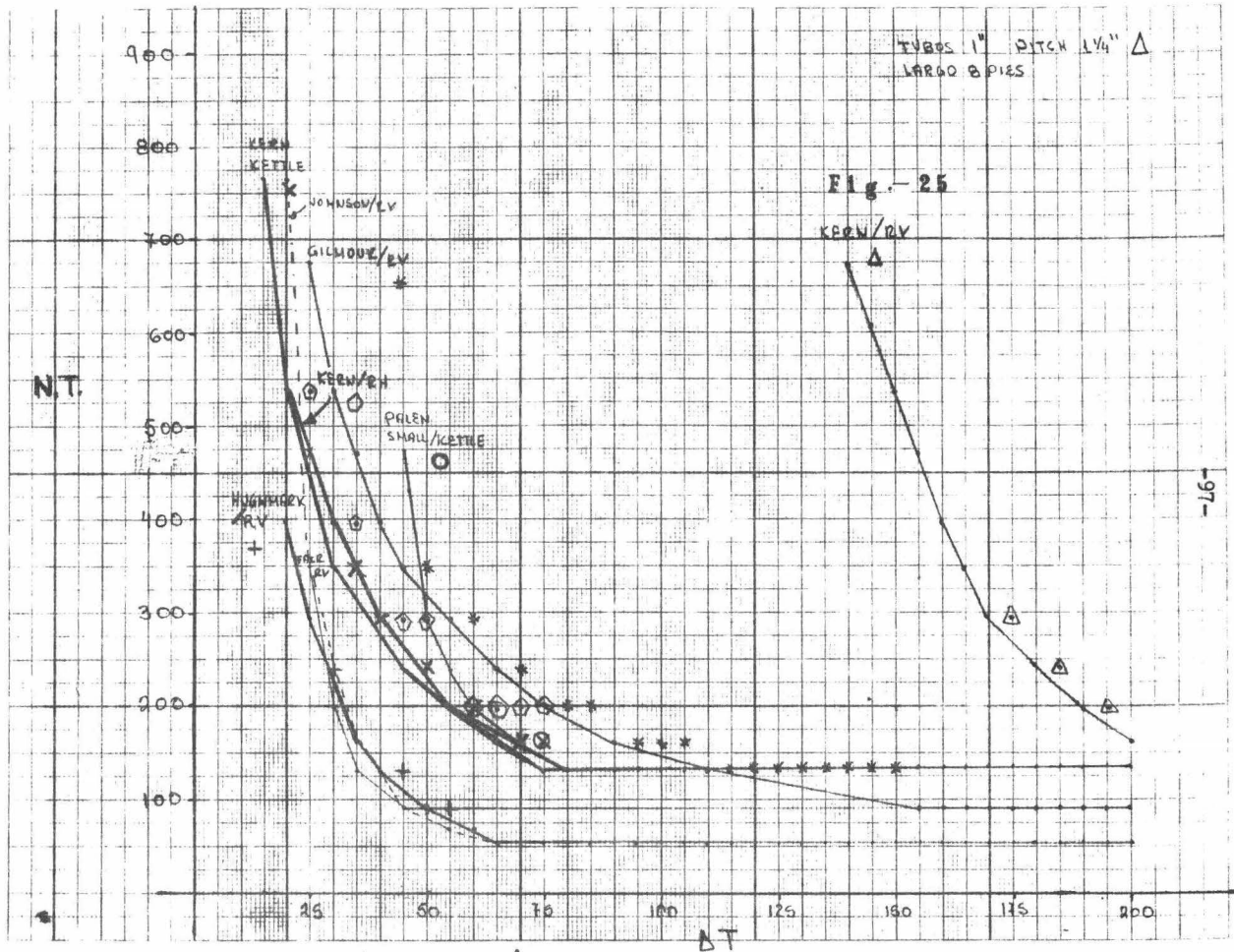
42.- Zuber Novak

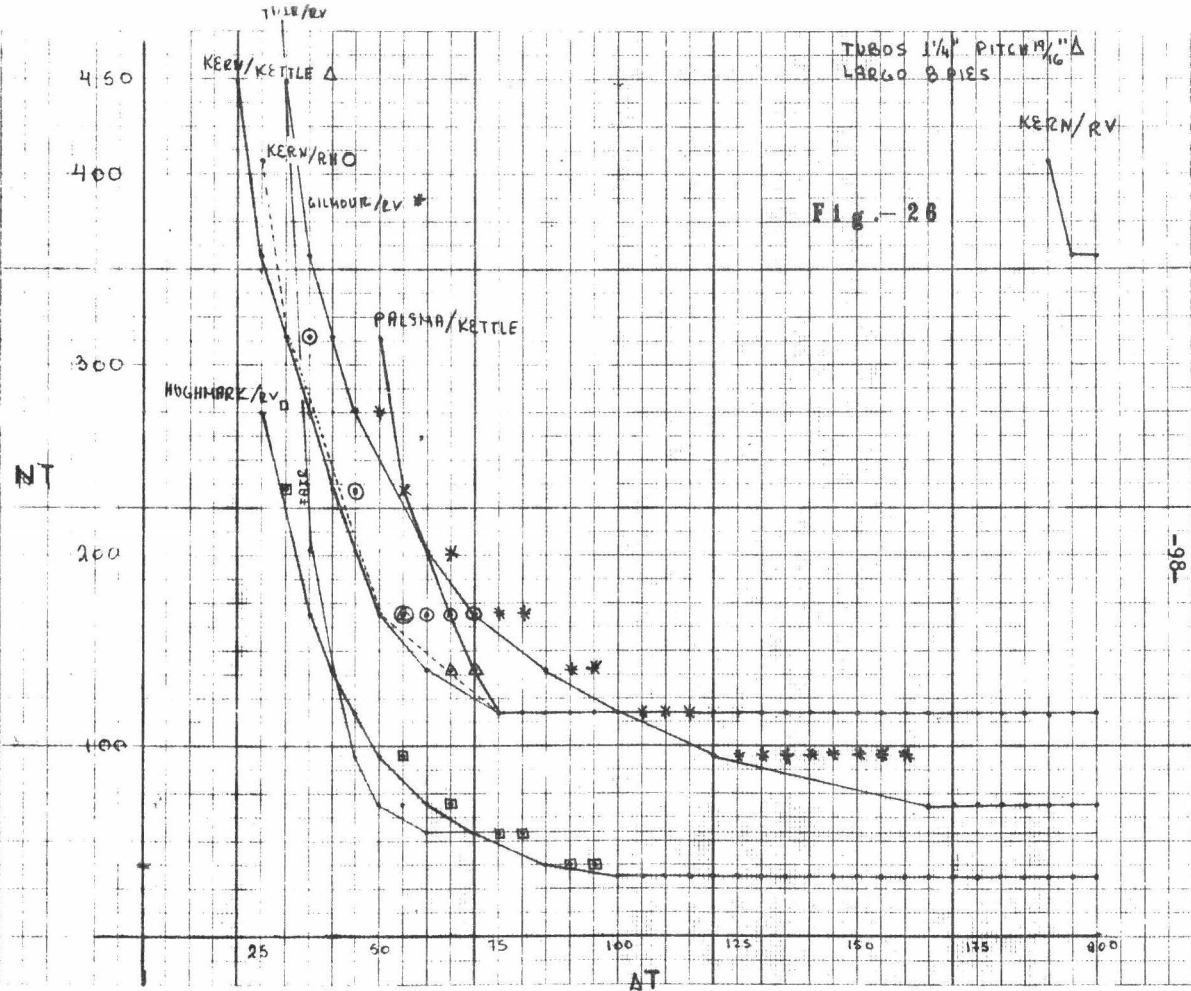
On the stability of boiling heat transfer.

Transactions of the A.S.M.E.

80, 711-720 (April 1958)







NOMBRE DEL PROGRAMA = FAIR/RV.

C METODO DE FAIR PARA REHERVIDORES DE TERMOSIFON VERTICALES.

```
DIMENSION TN(17),DC(17),EEDT(8),RET(23),FITAB(13),XTAB(13),GTTAB(2
15),XTTINT(25),FT(8,23),RLTAB(13,13),FI2TAB(13,13),COETAB(13,13),XT
2TTAB(13,13),ALFAT(25,25)
READ 1,KN,JN,IN,JAN,IAN,JEN,IEN,JIN,IIN,JON,ION,JUN,IUN

1 FORMAT(13I2)
READ 2,(EEDT(J),J=1,JN)
C EEDT = EPSILON EN DIAMETRO TABULADO
2 FORMAT(8F10.5)
READ 3,(RET(I),I=1,IN)
C RET = NUMERO DE REYNOLDS TABULADO
3 FORMAT(8I10)
READ 4,((FT(J,I),I=1,IN),J=1,JN)
C FT = FACTOR DE FRICCION TABULADO
4 FORMAT(16F5.4)
READ 5,(TN(K),K=1,KN)
C TN = VECTOR DEL NUMERO DE TUBOS
READ 5,(DC(K),K=1,KN)
C DC = VECTOR DE DIAMETRO DE CORAZA. PULGADAS
5 FORMAT(8F10.4)
READ 6,(FITAB(JA),JA=1,JAN)
C FITAB = FACTOR FI TABULADO
6 FORMAT(13F5.2)
READ 7,(XTAB(IA),IA=1,IAN)
C XTAB = VAPORIZACION TABULADA
7 FORMAT(13F3.2)
READ 8,(GTTAB(JU),JU=1,JUN)
C GTTAB = MASA VELOCIDAD TABULADA
8 FORMAT(16F5.1)
READ 9,(XTTINT(IU),IU=1,IUN)
C XTTINT = INVERSO DEL FACTOR DE LOCKHART Y MARTINELLI. KTI
9 FORMAT(16F5.2)
READ 10,((FI2TAB(JE,IE),IE=1,IEN),JE=1,JEN)
C FI2TAB = TABLA DEL PARAMETRO DE CAIDA DE PRESION DE UN FLUJO A DOS
C FASES
```



```
1,1PE7.1,12(2X,1PE7.1),/)
DO 101 N=1,JN
PRINT 102,EEDT(N),(FT(N,M),M=1,13)
101 CONTINUE
102 FORMAT(6X,F6.5,13(2X,F7.6))
PRINT 104,(RFT(M),M=14,23)
DO 103 N=1,JN
PRINT 105,EEDT(N),(FT(N,M),M=14,23)
103 CONTINUE
104 FORMAT(////,19X,"EED PE",1X,1PE7.1,9(2X,1PE7.1),/)
105 FORMAT(18X,F6.5,10(2X,F7.6))
PRINT 106,(XTAB(M),M=1,IAN)
106 FORMAT(////////,51X,"TABLA DE LA RELACION DE LIQUIDO",//,20X,"FI X
1",F5.4,12(2X,F5.4),/)
DO 107 N=1,JAN
PRINT 108,FITAB(N),(RLTAB(N,M),M=1,IAN)
107 CONTINUE
108 FORMAT(18X,F6.4,2X,F5.3,12(2X,F5.4))
PRINT 109,(XTAB(M),M=1,IEN)
109 FORMAT(1H1,//,34X,"TABLA DEL PARAMETRO DE CAIDA DE PRESION DE UN F
1LUJO A DOS FASES",//,13X,"FI X ",F6.4,12(2X,F6.4),/)
DO 110 N=1,JEN
PRINT 111,FITAB(N),(FI2TAB(N,M),M=1,IEN)
110 CONTINUE
111 FORMAT(11X,F6.4,13(2X,F6.2))
PRINT 112,(XTAB(M),M=1,IIN)
112 FORMAT(////////,27X,"TABLA DEL COCIENTE DEL COEFICIENTE DE 2 FASES E
1NTRE EL COEFICIENTE DEL LIQUIDO",//,20X,"FI X ",F5.4,12(2X,F5.4),
2/)
DO 113 N=1,JIN
PRINT 114,FITAB(N),(COETAB(N,M),M=1,IIN)
113 CONTINUE
114 FORMAT(18X,F6.4,13(2X,F5.2))
PRINT 115,(XTAB(M),M=1,ION)
115 FORMAT(1H1,//,54X,"TABLA DEL INVERSO DE XTT",//,13X,"FI X ",F6.4,
112(2X,F6.4),/)
DO 116 N=1,JON
PRINT 117,FITAB(N),(XTTTAB(N,M),M=1,ION)
116 CONTINUE
117 FORMAT(11X,F6.4,13(2X,F6.3))
PRINT 118,(XTTINT(M),M=1,IUN)
118 FORMAT(////////,54X,"TABLA DE VALORES DE ALFA",//,6X,"GT 1/XTT",10(F
14.3,1X),10(F4.2,1X),3(F4.1,1X),/)
DO 119 N=1,JUN
PRINT 120,GTTAB(N),(ALFAT(N,M),M=1,IUN)
119 CONTINUE
120 FORMAT(5X,F6.2,1X,23(F4.2,1X))
NC=1 ; V=VAP
202 U=1/(RPP+WEP) ; VEV=(HV-HL) ; AT=TH-TH
63 AL=U/(UBAT)
C ORTENSION DEL NUMERO DE TUBOS Y DEL DIAMETRO DE LA CORAZA
INT=A1/(TL*SXPL)
K=1
17 IF (TN(K)-INT) 15,15,16
15 K=K+1
IF (K,LE,40) GO TO 17
NC=NC+1 ; V=VAP
IF (NC,LT,5) GO TO 202
PRINT 44,INT,AT,NC
94 FORMAT(10X,PEL, " AREA DE TUBOS ES ",1P3F13.6)
```

```

GO TO 50
16 TMT=TM(X) : DCF=DC(K) : LLI=LA
A=TMT*TL*SXPL
U=U/(A*AT)
FI=(DENSV/DENSL)**0.5*(VISCL/VISCV)**0.1
C CALCULO DEL GASTO EN LA/SE
WT=V/(X*3500.) : ITERA=1
32 GTEN=(WT*3500.)/(3.1416*DEN**2/4.)
REEN=DEN*GTEN/VISCL
EED=0.00015/DEN
CALL INTERP(EED,REEN,EEDT,RET,FT,M,FEN,UN,IN)
IF(M)18,19,20
18 PRINT 19
19 FORMAT(//,10X,"LOS VALORES DEL RENGLON ANTERIOR SON DE LA TABLA DE
11 FACTOR DE FRICCION")
GO TO 50
20 XDFE3=X/3.
CALL INTERP(FI,XDFE3,FITAB,XTAB,RLTAB,M,RL,JAN,IAN)
IF(M)21,21,25
21 PRINT 29
29 FORMAT(//,10X,"LOS VALORES DEL RENGLON ANTERIOR SON DE LA TABLA DE
11 LA RELACION DE LIQUIDO")
GO TO 50
25 RV=1.-RL
VISCDF=VISCV*RV+VISCL*RL
AFT=TNT*AFPT/144.
GTT=(WT*3600.)/AFT
RETUB=DIT*GTT/VISCDF
FTUR=0.002858*144./RETUB**0.255
CALL INTERP(FI,X,FITAB,XTAB,RLTAB,M,RL1,JAN,IAN)
IF(M)31,31,36
31 PRINT 29
GO TO 50
36 RV1=1.-RL1
VISDFS=VISCV*RV1+VISCL*RL1
GTS=(WT*3600.)/(3.1416*US**2/4.)
RES=DS*GTS/VISDFS
EEDS=0.00015/DS
CALL INTERP(EEDS,RES,EEDT,RET,FT,M,FS,UN,IN)
IF(M)44,44,45
44 PRINT 19
GO TO 50
45 COEFCO=(0.023*CONDL/DIT)*(DIT*GTT/VISCL)**0.8*(CPL*VISCL/CONDL)**0.14
C COEFCO = COEFICIE NTE POR CONVECCION
ATEAL=3.1416*DIT*ATEC/COEFCO*AT/(3600.*WT*CPL)
C ATEAL = DIFERENCIA DE TEMPERATURA ENTRE DIFERENCIA DE LONGITUD DE
C LOS TUBOS
APEAL=DENSL*G/(144.*AC)
C APEAL = DIFERENCIA DE PRESTIONES ENTRE DIFERENCIA DE LONGITUD DE
C LOS TUBOS
PPEP=(ATEAPS/(ATEAPS+ATEAL)/APEAL)
C PPEP = PR-P/PR-P RESON EL TUBO AYA
ALRC=P-PDD*TL
C LONGITUD DE LOS TUBOS DONDE NO HAY VENTILACION
DENSDF=DENSV*RV+DENSL*RL
DENDF=DENS*RV+DENSL*RL
XDFE3=X/3.
CALL INTERP(FI,XDFE3,FITAB,XTAB,FITAB,XTAB,FITAB,XTAB,FITAB,XTAB,FITAB,XTAB)
IF(FITAB)22,22,25

```


72
↓

```

23 PRINT 24,FI,XE,F1
24 FORMAT(//,10X,"ERROR EL NUMERO F12 ES IGUAL A CERO",2X,F15.6,2X
1,F15.6)
GO TO 50
22 IF(M)47,47,48
47 PRINT 51
51 FORMAT(//,10X,"LOS VALORES DEL REGLON ANTERIOR SON DE LA TABLA DE
IL PARAMETRO DE CAIDA DE PRESION DE UN FLUJO A DOS FASES")
GO TO 50
48 CALL INTERP(FI,X,FITAB,XTAB,FIZTAB,M,F12,JEN,IEN)
IF(F12)27,27,26
27 PRINT 28,FI,X
28 FORMAT(//,10X,"ERROR EL NUMERO F12 ES IGUAL A CERO",2X,F15.6,2X,F1
15.6)
GO TO 50
26 IF(M)52,52,53
52 PRINT 51
GO TO 50
53 A1=3*(3.1416*DEN**2/4.)**2*DENS*(DENS-DENSD)/(LLIQ-ALBC)
A2=2.0*FEN*ENL/DEN/DFV
A3=2.0*FTUR*((3.1415*DEN**2/4.)/(TOT*AFPT/144.))**2*((ALBC/DIT)+F12
12E3*(1.-X)F2E3)**2*((LLIQ-ALBC)/DIT)
A4=2.0*FS*(1.-X)**2*(DEN**2/DS**2)**2*F12*(ENL/OSA/DS)
A5=((1.-X)**2/PL1+(DENS/DENSV)*X**2/RV1-1.)*(DEN**2/DS**2)**2
WT1=SQR(A1/(A2+A3+A4+A5))
IF(X,GT,0.3)GO TO 30
IF(ABS(WT-WT1)-TOL)60,60,30
30 ITERA=ITERA+1 ;WT=WT1
X=V/(WT1*3500.)
IF(X,LE,0.3) GO TO 41
X=0.15
GO TO 15
41 IF(ITERA-20)32,32,47
47 PRINT 48,ITERA
48 FORMAT(//,10X,"EL NUMERO ITERA ES IGUAL A",I3)
GO TO 50
50 XE=0.4*X
52 CALL INTERP(FI,XE,FITAB,XTAB,COETAB,M,COETF,JIN,IIN)
IF(COETF)34,34,33
34 PRINT 35,FI,XE
35 FORMAT(1H1,//,10X,"ERROR EL NUMERO COETF ES IGUAL A CERO",2X,F15.6
1,2X,F15.6)
GO TO 50
33 IF(M)55,55,56
55 PRINT 57
57 FORMAT(//,10X,"LOS VALORES DEL REGLON ANTERIOR SON DE LA TABLA DE
IL COEFICIENTE DE EFICIENCIA DE 2 FASES ENTRE EL COEFICIENTE DEL LIQ
UIDO")
GO TO 50
COEF = COEFICIENTE PARA LAS DOS FASES
56 COEF=COETF*COEFCO
CALL INTERP(FI,XE,FITAB,XTAB,XFITAB,M,XFITAB,JON,ION)
IF(XFITAB)38,38,47
38 PRINT 39,FI,XE
39 FORMAT(//,10X,"ERROR EL NUMERO XFITAB ES IGUAL A CERO",2X,F15.6,2X
1,F15.6)
GO TO 50
37 IF(M)54,54,49
54 PRINT 65
65 FORMAT(//,10X,"LOS VALORES DEL REGLON ANTERIOR SON DE LA TABLA DE

```

```
IL I (FBS) DE XTIN)
GO TO 50
59 CALL INTERP(FI,*,FITA,*,ALFA,*,XTIIN,*,XTTIN,JUN,IUN)
IF(XTTIN)42,42,41
42 PRINT 43,FI,*
43 FORMAT(1H1,/,/,10X,"ERROR EN NUMERO XTIN ES IGUAL A CERO",2X,F15,
16,2X,F15,6)
GO TO 50
41 IF(M)66,66,67
66 PRINT 65
GO TO 50
67 GTA=GIT/3600.
IF(GTA.LE.200) GO TO 200
PRINT 64,GTA,XTIIN,XTTIN
GO TO 15
200 CALL INTERP(GTA,XTIIN,GTTAB,XTTINT,ALFAT,M,ALFA1,JUN,IUN)
IF(M)69,69,70
69 PRINT 71
71 FORMAT(//,10X,"LOS VALORES DEL RENGLON ANTERIOR SON DE LA TABLA DE
1 VALORES DE ALFA")
GO TO 50
70 CALL INTERP(GTA,XTTIN,GTTAB,XTTINT,ALFAT,M,ALFA2,JUN,IUN)
IF(M)72,72,73
72 PRINT 71
GO TO 50
73 ALFA=(ALFA1+ALFA2)/2.
HI=200. ; ITER=0
77 HIO=HI*DI/DE
T4=TB+(TH-TB)*HIO/(HO*HIO)
ATW=TW-TB
COEFB=AM*ATW**(AN-1.)
COEFV=ALFA*COEFB+COEFD
COEFHP=(ALBC*COEFCO+(TL-ALBC)*COEFV)/TL
ITER=ITER+1
IF(ITER.GT.20) GO TO 50
IF(ABS(COEFHP-HI)-10)76,76,78
78 HI=COEFHP
GO TO 77
76 U1=1./(1./COEFHP)+0.0009)
IF((U1-U)-10)15,15,49
49 PRINT 64,NC,TNT,DOCT,*,FEN,PL,FTUB,*,R1,FS,COEFCO,ALBC,*
64 FORMAT(1H1,/,/,10X,"RESULTADOS DEL REHEVIDOR",/,/,10X,"NUMERO DE R
1EHERVADORES",32X,1PE11.4,/,
2,10X,"NUMERO TOTAL DE TUBOS",33X,1PE11.4,/,10X,
3"DIAMETRO DE LA GIRAZA",33X,1PE11.4," PULGADAS",/,10X,
4"AREA DEFINITIVA DE TRANSFERENCIA DE CALOR",13X,1PE11.4," PIES CU
4ADRADOS",/,10X,
5"FACTOR DE FRICCIÓN EN LA TUBERIA DE ENTRADA",11X,1PE11.4,/,10X,
6"RELACION DE LINDON A UN TERCIO DE LA VAPORIZACION",4X,1PE11.4,/,
810X,"FACTOR DE FRICCIÓN EN LOS TUBOS",23X,1PE11.4,/,10X,
9"RELACION DE LINDON A LA SALIDA",23X,1PE11.4,/,10X,
1"FACTOR DE FRICCIÓN EN LA TUBERIA DE SALIDA",12X,1PE11.4,/,10X,
2"COEFICIENTE DE CONVECCIÓN PARA EL LINDON",13X,1PE11.4," BTU/HR
2PIE CUADRADO *2.315 FLEPES/1.14,/,10X,
6"LONGITUD DE LOS TUBOS PORSE NO HAY VAPORIZACION",72,1PE11.4," PI
6ES",/,10X,
7"VAPORIZACION",42X,1PE11.4,/,10X
50 CALL EXIT
END
```

NOMBRE DEL PROGRAMA = GILMOUR/RV.

```
DIMENSION TN(17),DC(17)
READ 1,CP,Z,PM,S,TENSUP,T,P,DENSV,W,LAMDA,AT,TL,CONDW,HV,HL, SXPL,D
10,DI,V,LAMDA1
C CP=CALOR ESPECIFICO, BTU/LB GRADO FAHRENHEIT
C Z=VISCOSIDAD, CENTIPOISES
C PM=PESO MOLECULAR
C S=DENSIDAD REFERIDA AL AGUA
C TENSUP=TENSION SUPERFICIAL, DINAS/CENTIMETRO
C T=TEMPERATURA DE EBULLICION, GRADOS FAHRENHEIT
C P=PRESION TOTAL, PSIA
C DENSV=DENSIDAD DEL VAPOR, LB/PIE CURICO
C W=CANTIDAD DE VAPORIZACION, MILES DE LB/HR
C LAMDA=CALOR LATENTE DEL LIQUIDO DEL PROCESO, BTU/LB
C AT=DIFERENCIA DE TEMPERATURA, GRADOS FAHRENHEIT
C TL=LONGITUD DE LOS TUROS, PIES
C CONDW=CONDUCTIVIDAD DE LA PARED DEL TUBO, BTU/HR PIE GRADO FAHREN-
C HEIT
C HV=ENTALPIA DEL VAPOR, RTU/LB
C HL=ENTALPIA DEL LIQUIDO, RTU/LB
C SXPL=SUPERFICIE POR PIE LINEAL, PIE CUADRADOS/PIE
C DO=DIAMETRO EXTERNO DEL TURO, PIES
C DI=DIAMETRO INTERNO DEL TURO, PIES
C V=CANTIDAD DE VAPORIZACION, L9/HR
1 FORMAT(11F7.3)
READ 3, FN, FN1, FN2, FN3
C FN, FN1, FN2, FN3=FACTORES NUMERICOS PARA LAS ECUACIONES DE A1, A2, A3
C Y A4
3 FORMAT(4F8.3)
READ 10, (DC(I), I=1, 17)
10 FORMAT(16F5.2)
READ 2, (TN(K), K=1, 17)
2 FORMAT(20I4)
Q=V*(HV-HL)
I=1
6 F21=Z**0.3*PM**0.2*TENSUP**0.425/(S**1.075*CP)
F2P=I*DENSV**0.7/P**0.85
F4L=W**0.3*LAMDA/AT
```

```
FM=(TN(I)*TL)**0.3
A1=FN*FP1*FPP*FWL/FM
W1=0/(LAMDAL*1000)
FP0=Z**(1/3)*PM**(1/3)/(S**2*CP)
FW0=W1**(4/3)*LAMDAL/AT
FM0=(TN(I)*DO*12)**(4/3)*TL
A2=FN1*FP0*FW0/FM0
FPW=1/CONDW
FWW=W1*LAMDAL/AT
FMW=(DO-DI)/(TN(I)*DO*TL)
A3=FN2*FPW*FWW*FMW
HS=154.
FP2=1/HS
FM2=1/(TN(I)*DO*12*TL)
A4=FN3*FP2*FWW*FM2
SUMA=A1+A2+A3+A4
A=TN(I)*TL*SXPL
IF(SUMA-1)4,4,5
5 I=I+1
IF(I-17)6,6,8
8 PRINT 9,TN(I-1),AT

9 FORMAT(10X,"EL NUMERO DE TUBOS ES MAYOR QUE CUALQUIER ARREGLO Y ES
1",1P2E13.6)
GO TO 50
4 PRINT 7,AT,TN(I),Q/A,DC(I),DO,A
7 FORMAT(1H1,///,10X,"RESULTADOS DEL REHERVIDOR",///,10X,
1"DIFERENCIA DE TEMPERATURA",5X,1PE11.4," GRADOS FAHRENHEIT",/,10X
2"NUMERO DE TUBOS",15X,1PE11.4,/,10X,
3"FLUX DE CALOR",17X,1PE11.4," BTU/HR PIE CUADRADO",/,10X,
4"DIAMETRO DE LA CORAZA",9X,1PE11.4," PULGADAS",/,10X,
5"DIAMETRO EXTERNO DE LOS TUBOS",1X,1PE11.4," PIES",/,10X,
6"AREA DE TRANSFERENCIA DE CALOR",1PE11.4," PIES CUADRADOS")
50 CALL EXIT
END
```

NOMBRE DEL PROGRAMA = HUGHMARK/RV.

```
DIMENSION TN(17),DC(17),FITAB(13),XTAB(13),RLTAB(13,13),EEDT(8),
IRET(23),FT(8,23),FI(9),VSI(9),HDF(11),RLI(20)
READ 17,KN,JAN,IAN,JN,IN,N,JK

17 FORMAT(16I2)
  READ 2,(EEDT(J),J=1,JN)
C   EEDT=EPSILON EN DIAMETRO TABULADO
  2 FORMAT(8F10.5)
  READ 3,(RET(I),I=1,IN)
C   RET=NUMERO DE REYNOLDS TABULADO
  3 FORMAT(8I10)
  READ 4,((FT(J,I),I=1,IN),J=1,JN)
C   FT=TABLA DEL FACTOR DE FRICCION TABULADO
  4 FORMAT(16F5.4)
  READ 5,(TN(K),K=1,KN)
C   TN = VECTOR DEL NUMERO DE TUBOS
  READ 5,(DC(K),K=1,KN)
C   DC = VECTOR DE DIAMETRO DE COPAZA, PULGADAS
  5 FORMAT(8F10.4)
  READ 6,(FITAB(JA),JA=1,JAN)
C   FITAB=FACTOR FI TABULADO
  6 FORMAT(13F5.3)
  READ 7,(XTAB(IA),IA=1,IAN)
C   XTAB=VAPORIZACION TABULADA
  7 FORMAT(13F3.2)
  READ 75,((RLTAB(JA,IA),IA=1,IAN),JA=1,JAN)
C   RLTAB=TABLA DE LA RELACION DE LIQUIDO
  75 FORMAT(F5.3,12F5.4)
  READ 36,(FI(I),I=1,JK),(VSI(I),I=1,JK)
C   FI=VECTOR DEL FACTOR DE CORRECCION PARA LA CAIDA DE PRESION
C   VSI=VECTOR DE LA VELOCIDAD DE SALIDA
  36 FORMAT(9F4.2,9F4.0)
  READ 8,HV,HL,V,TH,TR,CVH,U,TL,DENSL,GC,G,EJLOSA,ATEAPS,TENSUP
C   HV=ENTALPIA DEL VAPOR, BTU/LB
C   HL=ENTALPIA DEL LIQUIDO, BTU/LB
C   V=CANTIDAD DE VAPORIZACION, LB/HR
C   TH=TEMPERATURA DEL VAPOR DE AGUA, GRADOS FAHRENHEIT
C   TR=TEMPERATURA DE EBULLICION DEL LIQUIDO, GRADOS FAHRENHEIT
C   U=COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR SUPUESTO, BTU/HR PIF CUA
C   DRADO GRADO FAHRENHEIT
C   TL=LONGITUD DE LOS TUBOS, PIES
C   DENSL=DENSIDAD DEL LIQUIDO, LB/PIE CUBICO
C   GC=FACTOR DE CONVERSION
C   G=ACELERACION DE LA GRAVEDAD, PIES/SEGUNDO
C   EJLOSA=LONGITUD EQUIVALENTE DE LA TUBERIA DE SALIDA, PIES
```

```
C ATEAPS=DIFERENCIA DE TEMPERATURA ENTRE LA DIFERENCIA DE PRESION,
C GRADO FAHRENHEIT/PSIA
C TENSUP=TENSION SUPERFICIAL, DINAS/CENTIMETRO
8 FORMAT(11F7.1)
  READ 4,SXPL,AFPT,CONDL,DIT,VISCL,CPL,DENSV,VISCV,DS
C SXPL = SUPERFICIE POR PIE LINEAL, PIES CUADRADOS/PIE
C AFPT = AREA DE FLUJO POR TUBO, PULGADAS CUADRADAS
C CONDL=CONDUCTIVIDAD DEL LIQUIDO, BTU/HR PIE GRADO FAHRENHEIT
C DIT=DIAMETRO INTERNO DEL TUBO, PIES
C VISCL=VISCOSIDAD DEL LIQUIDO, LB/HR PIE
C CPL=CALOR ESPECIFICO DEL LIQUIDO, BTU/LB GRADO FARENHAIT
C DENSV=DENSIDAD DEL VAPOR, LB/PIE CUBICO
C VISCV=VISCOSIDAD DEL VAPOR, LB/HR PIE
C DS=DIAMETRO DE LA TUBERIA DE SALIDA, PIES
  PRINT 100,(RET(M),M=1,13)

100 FORMAT(1H1,/,54X,"TABLA DEL FACTOR DE FRICCION",/,7X,"EED RE",1X
1,1PE7.1,12(2X,1PE7.1),/)
  DO 101 N=1,JN
  PRINT 102,EEDT(N),(FT(N,M),M=1,13)
101 CONTINUE
102 FORMAT(6X,F6.5,13(2X,F7.6))
  PRINT 104,(RET(M),M=14,23)
  DO 103 N=1,JN
  PRINT 105,EEDT(N),(FT(N,M),M=14,23)
103 CONTINUE
104 FORMAT(///,19X,"EED RE",1X,1PE7.1,9(2X,1PE7.1),/)
105 FORMAT(18X,F6.5,10(2X,F7.6))
  PRINT 106,(XTAR(M),M=1,IAN)
106 FORMAT(4(/),51X,"TABLA DE LA RELACION DE LIQUIDO",/,20X,"FI X "
1,F5.4,12(2X,F5.4),/)
  DO 107 N=1,IAN
  PRINT 108,FITAB(N),(RLTAB(N,M),M=1,IAN)
107 CONTINUE
108 FORMAT(18X,F6.4,2X,F5.3,12(2X,F5.4))
  Q=V*(HV-HL) ; AT=TH-TB ; ITER=1 ; K=1
33 IF(K-N)19,19,18
18 PRINT 16
16 FORMAT(/,10X,"NO HAY ARREGLO SUPERIOR")
  GO TO 50
19 TNT=TN(K) ; DCT=DC(K) ; ITE=1
  A=TNT*TL*SXPL
  U=Q/(A*AT)
  QEA=U*AT
  VELLI=1.5
32 WT=VELLI*Q*TNT*AFPT*DENSL/144.
  GTT=WT/(TNT*AFPT/144.)
  COEFCO=(0.023*CONDL/DIT)*(3600.*DIT*RTT/VISCL)**0.3*(CPL*VISCL/CON
1DL)**0.4
  ATEAL=3.1416*DIT*TNT*COEFCO*AT/(3600.*WT*CPL)
  APEAL=DENSL*G/(144.*GC)
  PPEPP=ATEAPS/(ATEAPS+ATEAL/APEAL)
  ALBC=PPEPP*TL
  TLDF=TL-ALBC
  AUMTL=TLDF/10.
  XT=V/(WT*3600.)
  IF(XT-0.3)74,74,79
79 K=K+1
  GO TO 33
74 XINC=XT/10.
```

```
FI=(DENSV/DENSL)**0.5*(VISCL/VISCV)**0.1
REL=DIT*3600.*GTT/VISCL
FTUB=0.002858/REL**0.255
APTED=FTUB*(GTT*3600.))**2*AUMTL*144./(5.22*10**10*DIT*(DENSL**2/62
1.5))
VV=1./DENSV
VL=1./DENSL
X=XINC*X1=0.0;AP=0.0
34 X2=(X1+X)/2.
WL=WT*(1.-X2)
WV=WT*X2
FR=((WL*VL+WV*VV)/(TNT*AFPT/144.))**2/(DIT*G)
FR100=FR/100.
CALL INTERP(FI,X2,FITAB,XTAB,RLTAB,M,RL,JAN,IAN)
IF(M)20,20,21
20 PRINT 27
27 FORMAT(///,10X,"LOS VALORES DEL RENGLON ANTERIOR SON DE LA TABLA D
IE LA RELACION DE LIQUIDO")
GO TO 50
21 RV=1.-RL
YL=WL*VL/(WL*VL+WV*VV)
DENSDF=DENSL*RL+DENSV*RV
APDF=DENSDF*(APTED+0.8438-0.8175*YL+0.0111*FR100+7.225*YL*FR100-19
1.245*YL**2*FR100+0.000565*FR100**2-0.0473*YL*FR100**2+0.0556*YL**2
2*FR100**2+13.337*YL**3*FR100**3)
B=G*(WL+WV)*AUMTL/(GC*(WL*VL+WV*VV))
AP=(AP+APDF+B)
IF(ABS(X-XT)-0.0001)28,28,35
35 X1=X
X=X+XINC
GO TO 34
28 CALL INTERP(FI,XT,FITAB,XTAB,RLTAB,M,RLT,JAN,IAN)
IF(M)76,76,77
76 PRINT 27
GO TO 50
77 REDF=DIT*3600.*GTT/(VISCL*RLT+VISCV*(1.-RLT))
EED=0.00015/DS
CALL INTERP(EED,REDF,EEDT,RET,FT,M,FS,UN,IN)
IF(M)22,22,29
22 PRINT 23
23 FORMAT(///,10X,"LOS NUMEROS DEL RENGLON ANTERIOR SON DE LA TABLA D
IEL FACTOR DE FRICCIÓN")
GO TO 50
29 QU=REDF*DENS*0.085/(DENSL*DS)
APS=0.5*(256.5*YL**2-2.226*YL*ALOG(QU))+0.005132*(ALOG(QU))**2+0.2
1215*YL*(ALOG(QU))**2-1814*YL**3)*FR*FS*(RV*DENS+RL2*DENSL)
DENSDF=DENSL*RLT+DENSV*(1.-RLT)
VS=WT/(DENSDF*(3.1416*DS**2/4.))
CALL INTERP(VS,FS1,FS2,FS3,FS4)
IF(M)24,24,25
24 PRINT 30
30 FORMAT(///,10X,"LOS VALORES DEL RENGLON ANTERIOR SON DE LA TABLA D
IEL PARAMETRO F")
GO TO 50
25 APST=FQLOSA*F2*APS
A-T=AP+APST
ALTLI=APF/AFPSL
IF(ALTLI-RL)11,11,11
11 VELLI=VELLI-1.
IF(VELLI)12,12,13
```

```
13 ITE=ITE+1
   IF(ITE.GT.30) GO TO 50
   GO TO 32
12 PRINT 14
14 FORMAT(///.10X,"ERROR. NO CONVERGIO. VELLIQ=0")
   GO TO 50
11 PR=CPL*VISCL/CONDL
   IF(REL-5000)9,15,15
15 H=(0.023*CONDL/DIT)*REL**0.8*PR**0.4
   GO TO 26
   9 IF(REL-2000.)31,31,38
38 H=(0.0775*CONDL/DIT)*REL**0.66*PR**0.4
   GO TO 26
31 H=(0.183*CONDL/DIT)*REL**0.545*PR**0.4
26 I=I+X=XINC
41 CALL INTERP(FI,X,FITAB,XTAB,RLTAB,M,RL1(I),JAN,IAN)
   IF(M)47,47,48
47 PRINT 49
49 FORMAT(///.10X,"LOS VALORES DEL RENGLON ANTERIOR SON DE LA TABLA DE
  1 LA RELACION DE LIQUIDO")
   GO TO 50
48 HDF(I)=H*(1./RL1(I))**0.8
   IF(ABS(X-XT)-0.0001)40,40,39
39 X=X+XINC
   I=I+1
   IF(I.GT.11)GO TO 50
   GO TO 41
40 B=0.0;C=I
   DO 42 J=1,I
   B=B+HDF(J)
42 CONTINUE
   HDFPRM=B/C
   HT=(H*ALBC+HDFPRM*(TL-ALBC))/TL
   UD=1./(1./HT+1./2500.)
   QEA1=UD*AT
   IF((QEA1-QEA)-20)44,43,43
44 ITER=ITER+1 ; K=K+1
   IF(ITER.GT.30)GO TO 50
   GO TO 33
43 PRINT 46,HT,UD,VELLIQ,WT,QEA,TNT
46 FORMAT(1H1,///.10X,"COEFICIENTE INTERNO",11X,1PE11.4,2X,
  1"BTU/(HR)(GRADO FAHRENHEIT)(PIE CUADRADO)",/,10X,
  2"COEFICIENTE DE DISEÑO",4X,1PE11.4,2X,"BTU/(HR)(GRADO FAHRENHEIT)
  3(PIE CUADRADO)",/,10X,
  4"VELOCIDAD DE ENTRADA DEL LIQ",2X,1PE11.4,2X,"PIES POR SEGUNDO",/,
  510X,"GASTO TOTAL",14X,1PE11.4,2X,"LIBRAS POR SEGUNDO",/,10X,
  6"FLUX DE CALOR",17X,1PE11.4,2X,"BTU/(HR)(PIE CUADRADO)",/,10X,
  7"EL NUMERO DE TUBOS ES",4X,1PE11.4)
50 CALL EXIT
   END
```


NOMBRE DEL PROGRAMA = JOHNSON/RV.

C METODO DE JOHNSON PARA REFRIGERADORES DE TERMOSIFON VERTICALES.

DIMENSION TN(27),DC(17),CCP(12)
COMMON/ALFAZ /FEL,OH,DENSL,V,DT,AD,AM,AW,AY,TL,F,DENDPI
COMMON/GAMMA/ V11,V12,RHASI
READ 2,N

2 FORMAT(17I3)

READ 1,V,AFPT,DENSV,DENSL,VISCV,VISCL,DT,CPL,CONDL,TB,TH,LAMDA,TL
1,IV,HL,SKPL

C V=CANTIDAD DE VAPORIZACION, LB/HR
C AFPT=AREA DE FLUJO POR TURO, PULGADAS
C DENSV=DENSIDAD DEL VAPOR, LB/PIE CUBICO
C DENSL=DENSIDAD DEL LIQUIDO, LB/PIE CUBICO
C VISCV=VISCOSIDAD DEL VAPOR, LB/HR PIE
C VISCL=VISCOSIDAD DEL LIQUIDO, LB/HR PIE
C DT=DIAMETRO INTERNO DEL TURO, PIES
C CPL=CAPACIDAD CALORIFICA DEL LIQUIDO, BTU/LB GRADO FAHRENHEIT
C CONDL=CONDUCTIVIDAD TERMICA DEL LIQUIDO, BTU/PIE GRADO FAHRENHEIT
C HR
C TR=TEMPERATURA DE EBULLICION, GRADOS RANKINE
C TH=TEMPERATURA DEL VAPOR DE AGUA, GRADOS RANKINE
C LAMDA=CALOR LATENTE DEL LIQUIDO DEL PROCESO, BTU/LB
C TL=LONGITUD DE LOS TUROS, PIES
C HV=ENTALPIA DEL VAPOR, BTU/LB
C HI=ENTALPIA DEL LIQUIDO, BTU/LB
C SKPL=SUPERFICIE POR PIE LINEAL, PIES CUADRADOS/PIE

1 FORMAT(8F10.4)

READ 3,(DC(I),I=1,8)

C DC=VECTOR DE DIAMETROS DE COPAZA, PULGADAS

5 FORMAT(16F5.2)

READ 95,(TN(I),I=1,17)

C TN=VECTOR DEL NUMERO DE TURNOS

95 FORMAT(20I4)

X=0.01 : X=1

CCP(1)=0 : SMO=0.0

9 XIT2=(DENSV,DENSL,VISCV,VISCL,DT,...

FILIT=10**(-0.65+0.0078*(XIT2)+0.12**X*(LAMBDA*(XIT2)**2)/AT
12

```
FACT=(1-X)**1./D**FILTI**2
CCP(MN+1)=FACT/4N
AREA=(CCP(MN+1)+CCP(MN))/2
SUMA=SUMA+AREA
IF(MN-1)7,7,4
7 CCP1=CCP(MN+1) ; X1=X
X=X+0.01 ; MN=MN+1
GO TO 9
8 IF(MN.EQ.10)GO TO 10
X=X+0.01 ; MN=MN+1
GO TO 9
10 CCP2=SUMA
AM=ALOG10(CCP2/CCP1)/ALOG10(X/X1)
AJ=CCP2*X**(-4M)
X=0.01 ; MN=1
13 XTT=S(DENSV,DENSL,VISCL,VISCV,X)
RL=10**(1.3313+0.467*ALOG10(XTT)-0.079*(ALOG10(XTT))**2)/100
BETA=((1-X)**2/RL+X**2*DENSL/((1-RL)*DENSV)-1)/DENSL
IF(MN-1)11,11,12
11 BETA1=BETA ; X1=X
X=X+0.05 ; MN=MN+1
GO TO 13
12 AY=ALOG10(BETA/BETA1)/ALOG10(X/X1)
AW=BETA*X**(-AY) ; I=0
3 I=I+1 ; AT=TH-TB
IF(I-N)4,4,95
95 PRINT 94,AT
94 FORMAT(/,10X,"EL NUMERO DE TUBOS ES MAYOR QUE CUALQUIER ARREGLO",1
1PE13.6)
GO TO 50
4 NT=TN(I) ; DCT=DC(I)
A=TN(I)*SXPL*TL ; Q=V*(HV-HL) ; U=Q/(A*AT)
DENDF1=DENSL*RL+DENSV*(1-RL)
QU=0.20
25 F=0.0002 ; REL=0.85 ; IT=1 ; RMAS1=10 ; RMAS2=30
V11=W(RMAS1)
V12=W(RMAS2)
ITER=0
16 RMAS3=T(RMAS2)
V13=W(RMAS3)
IF(ABS(V13).LT.5)GO TO 14
30 RMAS1=RMAS2 ; V11=V12
RMAS2=RMAS3 ; V12=V13 ; ITER=ITER+1
IF(ITER-30)16,15,17
17 PRINT 18
18 FORMAT(/,10X,"NO HAY CONVERGENCIA EN RMAS1")
GO TO 50
14 RC=0.00135 ; GT=V*RMAS3/(AFPI*TN(I)/144)
REY=DIT*GT/VISCL ; PR=CPL*VISCL/CONDL
H=(0.023*CONDL/IT)**REY**0.2**PR**0.4
VEL=GT/(DENSL*300)
A=H/VEL**0.8 ; XT=1/RMAS3
XTT=S(DENSV,DENSL,VISCL,VISCV,XT)
RI=10**(1.3313+0.467*ALOG10(XTT)-0.079*(ALOG10(XTT))**2)/100
DENSDF=DENSL*RL+DENSV*(1-RL)
IF(ABS(DENSDF-DENDF1)-1)51,51,52
52 DENDF1=DENSDF
GO TO 25
51 VEL1=GT/(DENSDF*300)
```

```
C TLV=LONGITUD DE LA ZONA DE CALOR SENSIBLE. PIES
TLV=(900*LA*DA*IT*DENSV/PI)*(-C*(VEL1-VEL)+(1/(0.2**4))*(VEL1**0.2
-VEL**0.2))
IF (TLV/TL.GT.0.3) GO TO 3
IF (ABS(TLV/TL-QU)-0.01)6,20,20
6 IF (TLV/TL-0.2)19,19,3
20 QU=TLV/TL : IT=IT+1 : ITER=0
IF (IT-20)30,30,22
22 PRINT 23
23 FORMAT(//,10X,"NO CONVERGIO EN QU Y EN TLV")
GO TO 50
19 U1=((TL-TLV)/(1/(A*VEL1**0.8)+0.00135)+TLV*H)/TL
IF ((U1-U).LT.10)GO TO 3
PRINT 24,AT,NT,DT,H,U,U1,TLV,RMAS3,XT,Q/A
24 FORMAT(1H1,///,10X,"RESULTADOS DEL REHERVIDOR",//,10X,
1"DIFERENCIA DE TEMPERATURA",15X,1PE13.6," GRADOS FAHRENHEIT",/,10
1X,
2"NUMERO DE TUBOS",25X,1PE14.6,/,10X,
3"DIAMETRO DE LA CORAZA",19X,1PE13.6," PULGADAS",/,10X,
4"COEFICIENTE DE CALOR SENSIBLE",11X,1PE13.6," BTU/HR PIE CUADRADO
3 GRADO FAHRENHEIT",/,10X,
4"COEFICIENTE DE DISEÑO",18X,1PE13.6," BTU/HR PIE CUADRADO GRADO
4FAHRENHEIT",/,10X,
5"COEFICIENTE TERMODINAMICO",15X,1PE13.6," BTU/HR PIE CUADRADO GRA
500 FAHRENHEIT",/,10X,
6"LONGITUD DE LA ZONA DE CALOR SENSIBLE",3X,1PE13.6," PIES",/,10X,
7"RECIRCULACION",27X,1PE13.6," LB DE LIQUIDO/LB DE VAPOR",/,10X,
8"VAPORIZACION",28X,1PE13.6,/,10X,
9"FLUX DE CALOR",27X,1PE13.6)
30 CALL EXIT
END
```

NOMBRE DEL PROGRAMA = KERN/RV.

C METODO DE KERN PARA REHERVIDORES DE TERMOSIFON VERTICALES

DIMENSION TN(20),DC(20)

READ 11,N

11 FORMAT(I2)

READ 1,V,TB,HV,HL,QEA,TL, SXPL,PT,TH,PM,DENS,AFPT,VISC,DI,HO,COND,
ICP,DE

C V = CANTIDAD DE VAPORES PRODUCIDOS, LB/HR

C TB = TEMPERATURA DE EBULLICION, GRADOS RANKINE

C HV = ENTALPIA DEL VAPOR, BTU/LB

C HL = ENTALPIA DEL LIQUIDO, BTU/LB

C QEA = FLUX DE CALOR PERMISIBLE, BTU/HR PIE CUADRADO

C TL = LONGITUD DE LOS TUBOS, PIES

C SXPL = SUPERFICIE POR PIE LINEAL, PIES CUADRADOS/PIE

C PT = PRESION DE OPERACION, PSIG

C TH = TEMPERATURA DEL VAPOR DE AGUA, GRADOS RANKINE

C PM = PESO MOLECULAR

C DENS = DENSIDAD DEL LIQUIDO, LB/PIE CUBICO

C AFPT = AREA DE FLUJO POR TUHO, PULGADAS CUADRADAS

C VISC = VISCOSIDAD DEL LIQUIDO, LB/PIE SEGUNDO

C DI = DIAMETRO INTERNO DEL TUBO, PIES

C HO = COEFICIENTE DEL VAPOR DE AGUA, BTU/HR GRADO FAHRENHEIT PIE -
CUADRADO

C COND = CONDUCTIVIDAD TERMICA DEL LIQUIDO, BTU/HR GRADO FAHRENHEIT-
PIE

C CP = CALOR ESPECIFICO DEL LIQUIDO, BTU/LB GRADO FAHRENHEIT

C DE = DIAMETRO EXTERNO DEL TUBO, PIES

1 FORMAT(8F10.4)

READ 1,(DC(I),I=1,N)

C DC = VECTOR DE DIAMETRO DE CORAZA, PULGADAS

READ 1,(TN(I),I=1,N)

C TN = VECTOR DEL NUMERO DE TUBOS

Q=V*(HV-HL) ; AT=TH-TB

I=1

3 A=TN(I)*TL*SXPL

IF(Q/A-12000)5,5,4

4 I=I+1

IF(I-N)3,3,95

95 PRINT 94,TN(I-1),AT

94 FORMAT(50X,"EL NUMERO DE TUBOS ES ",1P2F13.6)

GO TO 50

5 INT=TN(I)

DCT=DC(I)

JD=Q/(A*AT)

```
DENS=PM/(359.*(Tb/492.)*(14.7/(PT+14.7)))
VV=1./DENS
VL=1./(62.5*DENS)
CANTL=V*4.
VOLL=CANTL*VL
VOLV=V*VV
VO=(VOLL+VOLV)/(5.*V)
Z=ALOG10(VO/VL)
Z3DP=((2.3*TL/144.)/(VO-VL))*Z
ATT=TNT*AFPT/144.
GT=V*5./ATT
RET=DI*GT/VISC
F=.002858/RET**.255
DENS=(DENS+1./(VO*62.5))/2.
APT=(F*GT**2.*TL)/(5.22*10**10*DI*DENS)
APTOT=APT+Z3DP
ALTLIQ=APTOT/(DENS*62.5/144.)
IF(ALTLIQ-TL)7,7,6
6 PRINT 12,Q,AT,TNT,A,DCT,UD,ATT,RET,TL,F,APTOT,ALTLIQ,HI,UC,RD
  TL=TL-1.
  GO TO 3
7 HJ=.016925*RET**0.83492
  HI=(HJ*COND/DI)*(CP*VISC/COND)**0.3333
  IF(HI-300.)8,8,9
9 PRINT 10,HI
10 FORMAT( 50X,"HI MAYOR QUE 300 E IGUAL A",1PE11.4)
  HI=300.
8 HIO=HI*DI/DE
  UC=HIO*HO/(HIO+HO)
  RD=(UC-UD)/(UC*UD)
  IF(RD-0.003)4,96,96
96 PRINT 12,Q,AT,TNT,A,DCT,UD,ATT,RET,TL,F,APTOT,ALTLIQ,HI,UC,RD
12 FORMAT(///,10X,"RESULTADOS DEL REHERVIDOR",//,10X,
  1"CALOR TRANSFERIDO",9X,1PE11.4," BTU/HR",/,10X,
  2"DIFERENCIA DE TEMPERATURAS",1PE11.4," GRADOS FAHRENHEIT",/,10X,
  3"NUMERO DE TUBOS",11X,1PE11.4,/,10X,
  4"AREA DE TRANSFERENCIA",5X,1PE11.4," PIES CUADRADOS",/,10X,
  5"DIAMETRO DE LA CORAZA",5X,1PE11.4," PULGADAS",/,10X,
  6"COEFICIENTE DE DISEÑO",4X,1PE11.4," BTU/HR PIE CUADRADO GRADO F
  6AHRENHEIT",/,10X,
  7"AREA DE FLUJO TOTAL",7X,1PE11.4," PIES CUADRADOS",/,10X,
  8"NUMERO DE REYNOLDS",8X,1PE11.4,/,10X,
  9"LONGITUD DE LOS TUBOS",5X,1PE11.4," PIES",/,10X,
  1"FACTOR DE FRICCIÓN",8X,1PE11.4,/,10X,
  2"CAIDA DE PRESION TOTAL",4X,1PE11.4," PSI",/,10X,
  3"ALTURA DEL LIQUIDO",8X,1PE11.4," PIES",/,10X,
  4"COEFICIENTE DE TRANSFEREN-",/,10X,"CIA DE CALOR",14X,1PE11.4," B
  4TU/HR PIE CUADRADO GRADO FAHRENHEIT",/,10X,
  5"COEFICIENTE SUCIO",9X,1PE11.4," BTU/HR PIE CUADRADO GRADO FAHREN
  5HEIT",/,10X,
  6"FACTOR DE ENSUCIAMIENTO",3X,1PE11.4)
50 CALL EXIT
  END
```

NOMBRE DEL PROGRAMA = KERN/KETTLE.

```
DIMENSION TN(20),DAZT(20)
READ 1,KN,N

1 FORMAT(2I2)
  READ 2,HV,HL,V,TH,TB,TL,U,HI,DE,HO
C   HV = ENTALPIA DEL VAPOR, BTU/LB
C   HL = ENTALPIA DEL LIQUIDO, BTU/LB
C   V = CANTIDAD DE VAPORIZACION, LB/HR
C   TH = TEMPERATURA DEL VAPOR DE AGUA, GRADOS RANKINE
C   TB = TEMPERATURA DE EBULLICION, GRADOS RANKINE
C   TL = LONGITUD DE LOS TUBOS, PIES
C   U = COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR SUPUESTO, BTU/HR PIE -
C   CUADRADO GRADO FAHRENHEIT
C   HI = COEFICIENTE INTERNO DEL VAPOR DE AGUA, BTU/HR PIE CUADRADO -
C   GRADO FAHRENHEIT
C   DE=DIAMETRO EXTERNO DEL TUBO, PIES
C   HO = COEFICIENTE EXTERNO SUPUESTO, BTU/HR PIE CUADRADO GRADO FAH-
C   RENHEIT
2 FORMAT(13F6.0)
  READ 15,SXPL,AFPT,DI
C   SXPL = SUPERFICIE POR PIE LINEAL, PIES CUADRADOS/PIE
C   AFPT = AREA DE FLUJO POR TUBO, PULGADAS CUADRADAS
C   DI = DIAMETRO INTERNO DE LOS TUBOS, PIES
15 FORMAT(10F5.4)
  READ 3,(TN(K),K=1,KN)
C   TN = VECTOR DEL NUMERO DE TUBOS
3 FORMAT(20I4)
  READ 28,(DAZT(K),K=1,KN)
C   DAZT = VECTOR DE DIAMETROS DE CORAZA, PULGADAS
28 FORMAT(16F5.2)
  Q=V*(HV-HL) ; AT=TH-TB
  I=0 ; ITE=0
4 I=I+1 ; ITE=ITE+1
  IF(I-KN)6,6,7
7 PRINT 8,TNT,AT

8 FORMAT(//,10X,"EL NUMERO DE TUBOS ES MAYOR QUE CUALQUIER ARREGLO Y
1 ES",1P2E13.6)
```

```
GO TO 50
6 A=TN(I)*TL*SXPL
  IF(Q/A-12000)5,5,4
7 TNT=TN(I) : DAZ=DAZT(I)
  UD=Q/(A*AT) : HIO=HI*(Q)/DE
  TW=TH+HIO*AT/(HIO+HO)
C TW = TEMPERATURA DE LA PARED, GRADOS RANKINE
  ATW=TW-TH
  H=ATW**2.265
  IF(H-300)13,13,14
14 PRINT 23,H
23 FORMAT( 10X,"H ES MAYOR QUE 300 E IGUAL A ",1PE11.4)
  H=300.
13 UC=HIO*H/(HIO+H)
  RD=(UC-UD)/(UC*UD)
  IF(RD-0.003)4,10,10
10 PRINT 19,TNT,UC,UD,RD,H,ATW,Q/A,TW,ITE
19 FORMAT(///,10X,"RESULTADOS DEL REHERVIDOR",///,10X,
1"NUMERO DE TUBOS",8X,1PE11.4,/,10X,
2"COEFICIENTE SUCIO",6X,1PE11.4," BTU/HR PIE CUADRADO GRADO FAHREN
2HEIT",/,10X,
3"COEFICIENTE LIMPIO",5X,1PE11.4," BTU/HR PIE CUADRADO GRADO FAHRE
3NHEIT",/,10X,
4"FACTOR DE ENSUCIAMIENTO",1PE11.4,/,10X,
6"COEFICIENTE TOTAL",6X,1PE11.4," BTU/HR PIE CUADRADO GRADO FAHREN
6HEIT",/,10X,
5"DIFERENCIA DE TEMPERATU",/,10X,"RA ENTRE LA PARED Y EL ",/,10X,
5"FLUIDO",17X,1PE11.4," GRADOS FAHRENHEIT",/,10X,
7"FLUX DE CALOR",10X,1PE11.4," BTU/HR PIE CUADRADO",/,10X,
8"TEMPERATURA DE LA PARED",1PE11.4," GRADOS RANKINE",/,10X,
9"ITERACION",14X,1PE11.4)
50 CALL EXIT
  END
```

NOMBRE DEL PROGRAMA = PALSMA/KETTLE.

C METODO DE PALEN SMALL PARA REHERVIDORES TIPO KETTLE

DIMENSION TN(17),DAZT(17)
READ 1,KN,BETAL

C BETAL = COEFICIENTE DE EXPANSION TERMICA DEL LIQUIDO, 1/GRADO RAN-
C KINE

1 FORMAT(1I2,F7.6)

READ 2,TH,TB,CONDW,HL,HI,V,HLIQ,HV,CS,LAMDA,P,TL

C TH = TEMPERATURA DEL VAPOR DE AGUA, GRADOS RANKINE

C TB = TEMPERATURA DE EBULLICION DEL LIQUIDO, GRADOS RANKINE

C CONDW = CONDUCTIVIDAD TERMICA DE LA PARED, BTU/HR GRADO FAHRENHEIT
C PIE

C HL = COEFICIENTE DE EBULLICION NUCLEADA PARA UN SOLO TUBO, BTU/HR
C PIE CUADRADO GRADO FAHRENHEIT

C HI = COEFICIENTE INTERNO DEL VAPOR DE AGUA, BTU/HR PIE CUADRADO -
C GRADO FAHRENHEIT

C V = VAPORIZACION TOTAL, LB/HR

C HLIQ = ENTALPIA DEL LIQUIDO, BTU/LB

C HV = ENTALPIA DEL VAPOR, BTU/LB

C CS = FACTOR DE LA SUPERFICIE

C LAMDA = CALOR LATENTE DE VAPORIZACION, BTU/LB

C P = PRESION DE OPERACION, PSIA

C TL = LONGITUD DE LOS TUBOS, PIES

2 FORMAT(13F6.0)

READ 3,DE,DI, SXPL,CPL,CONDL,TENSUP,RF,VISCL

C DE = DIAMETRO EXTERNO, PIFS

C DI = DIAMETRO INTERNO, PIFS

C SXPL = SUPERFICIE POR PIE LINEAL, PIE CUADRADO/PIE

C CPL = CALOR ESPECIFICO DEL LIQUIDO, BTU/LB GRADO FAHRENHEIT

C CONDL = CONDUCTIVIDAD TERMICA DEL LIQUIDO, BTU/HR PIE GRADO FAH-
C RENHEIT

C TENSUP = TENSION SUPERFICIAL, LBF/PIE

C RF = RESISTENCIA DEL ENSUCIAMIENTO INTERNO, HR PIF CUADRADO GRADO
C FAHRENHEIT/BTU

C VISCL = VISCOSIDAD DEL LIQUIDO, LB/PIE HR

3 FORMAT(8F5.4)

READ 4,(TN(K),K=1,KN)

4 FORMAT(20I4)


```
      READ 28,(DAZT(K),K=1,KN)
C      DAZT = VECTOR DE DIAMETROS DE CORAZA, PULGADAS
28  FORMAT(16F5.2)
      READ 29,DENSL,DENSV,PITCH,G
C      DENSL = DENSIDAD DEL LIQUIDO, LB/PIE CUBICO
C      DENSV = DENSIDAD DEL VAPOR, LB/PIE CUBICO
C      PITCH = ESPACIAMIENTO ENTRE LOS TUBOS, PULGADAS
C      G = ACELERACION DE LA GRAVEDAD, PIES/HR CUADRADA
29  FORMAT(3F5.2,F10.0)
      Q=V*(HV-HLIQ) ; AT=TH-TB ; XW=(DE-DI)/2
      RW=(XW/CONDW)*SXPL*ALOG(DE/DI)/(SXPL-(3.1416*DI))
      RP=RW+RF ; IT=1 ; I=0
5   I=I+1
      IF(I-KN)7,7,8
8   PRINT 9,TNT,AT

9   FORMAT(/,10X,"EL NUMERO DE TUBOS ES MAYOR QUE CUALQUIER ARREGLO Y
1   ES",1P2E13.6)
      GO TO 50
7   A=TN(I)*TL*SXPL ; U1=Q/(A*AT)
      HL=1/(1/U1-DE/(DI*HI)-RP)
      TNT=TN(I) ; DAZ=DAZT(I) ; QEA=Q/A
      IF(QEA-12000)10,10,5
10  HL1=0.225*CS*(U1*AT*CPL/LAMDA)**0.69*(144.*P*CONDL/TENSUP)**0.31*(
1  DENSL/DENSV-1.0)**0.33
      IF((HL1-HL)-10)5,12,12
12  ATB=U1*AT/HL1
      IF(ATB.GT.8)GO TO 17
      HL1=HL1+0.53*(CONDL/DE)*(DE**3*DENSL**2*G*BETAL*ATB*CPL/(VISCL*CON
1  DL))**0.25
17  QMAX=25.8*DENSV*LAMDA*(TENSUP*(DENSL-DENSV)*G/DENSV**2)**0.25
      QL=U1*AT
      IF(QMAX-QL)5,19,19
19  NRV=0.5+DAZ/(2*PITCH*0.7071)
      GT=3.1416*DE*U1*AT/(LAMDA*(PITCH/12.-DE))
      HCF=0.714*(PITCH/12.-DE)**(4.2*10**(-5)*GT)*(1./NRV)**((-0.24)*(1.
1  75+ALOG(1./NRV)))
      HR=HL1*BCF ; UB=1/(1/HR+DE/(DI*HI)+RP) ; QEA1=UB*AT
      IF((QEA1-QEA)-20)22,30,30
22  IF(IT-20)31,31,25
25  PRINT 26,UB,U1,AT
26  FORMAT( 10X,"NO HAY CONVERGENCIA CON EL UB Y ES",1P3E13.6)
      GO TO 50
31  IT=IT+1
      GO TO 5
30  RD=(UB-U1)/(UB*U1)
      IF(RD-0.003)5,23,23
23  PRINT 27,TNT,DAZ,A,QEA,NRV,HCF,UB,U1,RD
27  FORMAT(1H1.///,10X,"NUMERO DE TUBOS",15X,1PE11.4,/,10X,
1  "DIAMETRO DE LA CORAZA",9X,1PE11.4,2X,1PE11.4,2X,/,10X,
2  "AREA DE TRANSFERENCIA",9X,1PE11.4,2X,"PIES CUADRADOS",/,10X,
3  "FLUX DE CALOR",17X,1PE11.4,2X,"BTU/(HR) (PIE CUADRADO)",/,10X,
4  "NUMERO DE TUBOS HILERA CENTRAL",1PE11.4,/,10X,
4  "FACTOR DE CORRECCION",10X,1PE11.4,/,10X,
5  "COEFICIENTE DE TRANSFER SUCIO",1X,1PE11.4,2X,"BTU/(HR) (GRADO FAHR
6  ENHEIT) (PIE CUADRADO)",/,10X,
6  "COEFICIENTE DE TRANSFER LIMPIO",1PE11.4,2X,"BTU/(HR) (GRADO FAHR
7  ENHEIT) (PIE CUADRADO)",/,10X,"FACTOR DE ESPACIAMIENTO",7X,1PE11.4)
50  CALL EXIT
      END
```

NOMBRE DEL PROGRAMA = KERN/RH.

```
DIMENSION TN(17),DC(17)
READ 1, NP, N

C      NP = NUMERO DE PASOS
1  FORMAT(2I2)
   READ 2, HL, HL1, HV, TF, TB, TH, V, WT, U, TL, HI
C      HL = ENTALPIA DEL LIQUIDO DE ENTRADA, BTU/LB
C      HL1 = ENTALPIA DEL LIQUIDO EN EBULLICION, BTU/LB
C      HV = ENTALPIA DEL VAPOR, RTU/LB
C      TF = TEMPERATURA DE ENTRADA DEL LIQUIDO, GRADOS RANKINE
C      TB = TEMPERATURA DE EBULLICION, GRADOS RANKINE
C      TH = TEMPERATURA DEL VAPOR DE AGUA, GRADOS RANKINE
C      V = CANTIDAD DE VAPORIZACION, LB/HR
C      WT = GASTO DEL LIQUIDO DE ENTRADA, LB/HR
C      U = COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR SUPUESTO, BTU/HR PIE -
C      CUADRADO GRADO FAHRENHEIT
C      TL = LONGITUD DE LOS TUBOS, PIES
C      HI = COEFICIENTE INTERNO DEL VAPOR DE AGUA, BTU/HR PIE CUADRADO -
C      GRADO FAHRENHEIT
2  FORMAT(11F6.0)
   READ 3, FT, SXPL, DI, DE, VISCL, DENSU
C      FT = FACTOR DE CORRECCION DEL LMTD
C      SXPL = SUPERFICIE POR PIE LINEAL, PIES CUADRADOS/PIE
C      DI = DIAMETRO INTERNO DE LOS TUBOS, PIES
C      DE = DIAMETRO EXTERNO DE LOS TUBOS, PIES
C      VISCL = VISCOSIDAD DEL LIQUIDO, LB/HR PIE CUADRADO
C      DENSU = DENSIDAD DEL VAPOR, LB/PIE CUBICO
3  FORMAT(16F5.4)
   READ 4, (TN(I), I=1, N)
C      TN = VECTOR DEL NUMERO DE TUBOS
4  FORMAT(17I3)
   READ 5, (DC(I), I=1, N), DENS1, DENSLE
C      DC = VECTOR DE DIAMETRO DE CORAZA, PULGADAS
C      DENS1 = DENSIDAD DEL LIQUIDO EN EBULLICION, LB/PIE CUBICO
C      DENSLE = DENSIDAD DEL LIQUIDO A LA ENTRADA, LB/PIE CUBICO
5  FORMAT(16F5.2)
   ITE=1 : QL=V*(HV-HL1) : QS=WT*(HL1-HL)
   Q=QL+QS : DT=TH-TR : AT=FT*DT : I=0
```

```
6 I=I+1
  IF (I-N)8,8,22
22 PRINT 49,TN(I-1),AT

49 FORMAT(/,10X,"EL NUMERO DE TUBOS ES MAYOR QUE CUALQUIER ARREGLO Y
  1ES",1P2E13.6)
  GO TO 50
  8 A=TN(I)*TL*5XPL
  IF(Q/A-12000)18,18,6
18 UD=Q/(A*AT) ; H10=HI*DI/DE ; HO=200. ; IT=1
13 TW=TB+AT*H10/(H10+HO)
  ATW=TW-TB ; HVA=ATW**2.265
  IF (HVA-300.)9,9,10
10 PRINT 14,HVA
14 FORMAT( 10X,"HVA ES MAYOR QUE 300 Y ES IGUAL A ",1PE11.4)
  HVA=300.
  9 HS=17.45*ATW**0.301 ; QLEHVA=QL/HVA
  QSEHS=QS/HS
  H01=Q/(QLEHVA+QSEHS)
  IF (ABS(H01-HO)-5)11,11,12
12 H0=H01 ; IT=IT+1
  IF (IT-20)13,13,15
15 PRINT 17
17 FORMAT(//,10X,"NO CONVERGE, ITE=",1PE11.4)
  GO TO 50
11 UC=H10*HO/(H10+HO) ; RD=(UC-UD)/(UC*UD)
  IF (RD-0.003)20,20,21
20 I=I+1 ; ITE=ITE+1
  IF (ITE-20)6,6,23
23 PRINT 24
24 FORMAT(//,10X,"NO CONVERGE EN U Y EN UC")
  GO TO 50
C
CALCULO DE LA CAIDA DE PRESION CON MAMPARA CENTRAL HORIZONTAL
21 AREAF1=(3.1416/8)*(DC(I)**2-DE*12.*TN(I))/144.
  PERHUM=3.1416*DC(I)/2.+3.1416*DE*12.*TN(I)/2.+DC(I)
  DPE=4.*144.*AREAF1/(PERHUM*12.)
  GS=WT*AREAF1/2. ; REY=DPE*GS/VISCL
  F=0.002858/REY**0.255
  DENSDF=(WT/62.5)/(V/DENSV+(WT-V)/DENS1)
  DENSPR=(DENSDF+DENSLE/62.5)/2.
  AP=F*GS**2*TL/(5.22*10**10*DPE*DENSPR/62.5)
  PRINT 25,0,TN(I),DC(I),A,UD,TW,HVA,HS,UC,RD,AP
25 FORMAT(///,10X,"RESULTADOS DEL REHERVIDOR",//,10X,"CARGA DE CALOR"
  1,16X,1PE11.4,2X,"BTU/HR",/,10X,
  1"NUMERO DE TUBOS",15X,1PE11.4,/,10X,
  2"DIAMETRO DE LA CORAZA",9X,1PE11.4,2X,"PULGADAS",/,10X,
  3"AREA DE TRANSFERENCIA DE CALOR",1PE11.4,2X,"PIES CUADRADOS",/,10X
  4,"COEFICIENTE DE DISEÑO",7X,1PE11.4,2X,"BTU/(HR)(GRADO FAHRENHEI
  5T)(PIE CUADRADO)",/,10X,
  6"TEMPERATURA DE LA PARED",7X,1PE11.4,2X,"GRADOS RANKINE ",/,10X,
  7"COEFICIENTE DE VAPORIZACION",3X,1PE11.4,2X,"BTU/(HR)(GRADO FAHREN
  8HEIT)(PIE CUADRADO)",/,10X,
  9"COEF DE CALOR SENSIBLE",4X,1PE11.4,2X,"BTU/(HR)(GRADO FAHRENHEIT)
  1(PIE CUADRADO)",/,10X,
  2"COEFICIENTE SUCIO",13X,1PE11.4,2X,"BTU/(HR)(GRADO FAHRENHEIT)(PIE
  3 CUADRADO)",/,10X,
  4"FACTOR DE ENSUCIAMIENTO",7X,1PE11.4,/,10X,
  5"CAIDA DE PRESION",14X,1PE11.4,2X,"PSI")
50 CALL EXIT
  END
```

```
SUBROUTINE INTERP (EED,RE,EEDTAB,RETAB,FTAB,M,F,NOTAB1,NOTAB2)
DIMENSION EEDTAB(NOTAB1),RETAB(NOTAB2),FTAB(NOTAB1,NOTAB2),R(5)
CALL BUSCAR (EED,EEDTAB,I,IT,M,NOTAB1)
IF(M.EQ.0)GO TO 50
CALL BUSCAR(RE,RETAB,J,IP,M,NOTAB2)
IF(M.EQ.0)GO TO 50
IF(IT)1,1,2
1 IF(IP)7,7,4
7 DO 8 K=1,2
  L=K-1
  9(K)=Y(RETAB(J),RETAB(J+1),FTAB(I+L,J),FTAB(I+L,J+1),RE)
8 CONTINUE
  F=Y(EEDTAB(I),EEDTAB(I+1),R(1),R(2),EED)
  GO TO 50
4 F=Y(EEDTAB(I),EEDTAB(I+1),FTAB(I,J),FTAB(I+1,J),EED)
  GO TO 50
2 IF(IP)5,5,6
5 F=Y(RETAB(J),RETAB(J+1),FTAB(I,J),FTAB(I,J+1),RE)
  GO TO 50
6 F=FTAB(I,J)
50 RETURN
  END
```

```
SUBROUTINE BUSCAR(X,XX,I,IX,M,NOTAB)
DIMENSION XX(77)
I=1
9 IF(X-XX(I))1,2,3
1 IF(I-1)4,4,6
4 PRINT 5,X,XX(I)
5 FORMAT(//,10X,"ERROR, FUERA DE RANGO",2X,1PE14.7,2X,"LIMITE =",1PE
114.7,3X,"EL NUMERO ES INFERIOR AL LIMITE")
M=0
GO TO 50
6 I=I-1 ; IX=0 ; #=1
GO TO 50
2 IX=1
M=1
GO TO 50
3 IF(I-NOTAB)7,8,8
7 I=I+1
GO TO 9
8 PRINT 20,X,XX(I)
20 FORMAT(//,10X,"ERROR, FUERA DE RANGO",2X,1PE14.7,2X,"LIMITE =",1PE
114.7,3X,"EL NUMERO ES SUPERIOR AL LIMITE")
M=0
50 RETURN
  END
```

```
SUBROUTINE INTER(EDE,EEDTAP,RETAP,M,PE,NOTAP)
DIMENSION EEDTAP(NOTAP),RETAP(NOTAP)
CALL BUSCAR(EDE,EEDTAP,I,IT,M,NOTAP)
IF(M.EQ.0)GO TO 50
IF(IT-0)4,4,6
4 PE=Z(EEDTAP(I),EDE,RETAP(I),RETAP(I+1),EEDTAP(I+1))
GO TO 50
6 PE=RETAP(I)
50 RETURN
END
```

```
FUNCTION Z(X1,X2,X3,X4,X5)
Z=X3+(X2-X1)*(X4-X3)/(X5-X1)
RETURN
END
```

```
FUNCTION Y(X1,X2,Y1,Y2,X)
Y=Y1+(Y2-Y1)/(X2-X1)*(X-X1)
RETURN
END
```

```
FUNCTION S(X1,X2,X3,X4,X5)
S=(X1/X2)**0.571*(X3/X4)**0.143*(1/X5-1)
RETURN
END
```

```
FUNCTION T(RASL)
COMMON/AA/AAZ,V1,V1P,MMAS1
A=(V11-V12)/((MMAS1-1)*ASZ)
A=V1P-***X***
T=-A/...
RETURN
END
```

```
FUNCTION F(R,AS1)
COMMON/ALFA/ RFL,QU,DF,SL,VT,DT,AD,AS,AW,AY,TL,F,DENSL
P=DENSL/DEDF1
A1=(RFL-QU)*DENSL-(2.3*(1-QU)/(1/DF+DF1-1/DENSL))*ALQ*10*(R)
A2=144*62.4*F/(5.22*10**10*DENSL*DT)
A3=QU+(1-QU)*AJ/P*AS1**3
A4=AW/(4.17*10**5*TL*R*AS1**4Y)
A5=(A2*A3+A4)**AS1**2
V1=SQRT(A1/A5)
W=V1-V
RETURN
END
```

TABLA DEL FACTOR DE FRICCIÓN

FED RE	3.0E+03	4.0E+03	6.0E+03	8.0E+03	1.0E+04	2.0E+04	3.0E+04	4.0E+04	6.0E+04	8.0E+04	1.0E+05	2.0E+05	3.0E+05
.00005	.043500	.039800	.033000	.032000	.030200	.025700	.023300	.027900	.019800	.018700	.018100	.016000	.014900
.00010	.043500	.039800	.033000	.032000	.030200	.025700	.023300	.021900	.020200	.019100	.018500	.016400	.015400
.00020	.043500	.039800	.033000	.032800	.030200	.026200	.024000	.021500	.020800	.019800	.019000	.017100	.016100
.00040	.043500	.039800	.034400	.032800	.031100	.026700	.024600	.023200	.021700	.020700	.020000	.018300	.017800
.00060	.043500	.039800	.034400	.034000	.031100	.027200	.025000	.023700	.022200	.021300	.020700	.019400	.018800
.00080	.044000	.039800	.034400	.034000	.033800	.028000	.025600	.024300	.022900	.022100	.021600	.020900	.019800
.00100	.044000	.040000	.037800	.034000	.033800	.028000	.026100	.024900	.023400	.022700	.022100	.021000	.020600
.001200	.045000	.041000	.038800	.035500	.033800	.029800	.028200	.027200	.026100	.025700	.025100	.024500	.024000

FED RE	4.0E+05	6.0E+05	8.0E+05	1.0E+06	2.0E+06	4.0E+06	6.0E+06	1.0E+07	4.0E+07	1.0E+08
.00005	.014300	.013400	.013000	.012700	.011800	.011200	.011000	.010800	.010600	.010500
.00010	.014800	.014000	.013700	.013400	.012800	.012400	.012200	.012000	.012000	.012000
.00020	.015800	.015200	.014900	.014800	.014200	.013900	.013800	.013800	.013700	.013600
.00040	.017300	.016800	.016700	.016400	.016100	.016000	.016000	.016000	.016000	.016000
.00060	.018300	.018000	.017800	.017800	.017500	.017500	.017500	.017500	.017500	.017500
.00080	.019500	.019200	.019000	.019000	.018900	.018900	.018900	.018800	.018800	.018700
.00100	.020200	.020100	.020000	.020000	.020000	.020000	.020000	.020000	.020000	.019900
.00200	.023000	.023700	.023700	.023700	.023700	.023600	.023600	.023500	.023500	.023500

TABLA DE LA RELACION DE LIQUIDO

FI X	.0000	.0100	.0200	.0500	.1000	.2000	.3000	.4000	.5000	.6000	.7000	.8000	.9000
0.0100	1.000	.5585	.1170	.0660	.0400	.0295	.0108	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000
0.0200	1.000	.5850	.1790	.1120	.0710	.0386	.0240	.0160	.0112	.0000	.0000	.0000	.0000
0.0300	1.000	.6100	.2200	.1410	.0940	.0545	.0352	.0240	.0164	.0113	.0000	.0000	.0000
0.0400	1.000	.6245	.2490	.1680	.1160	.0690	.0455	.0311	.0221	.0153	.0108	.0000	.0000
0.0500	1.000	.6310	.2620	.1880	.1320	.0815	.0550	.0389	.0280	.0200	.0141	.0110	.0000
0.0700	1.000	.6615	.3230	.2260	.1640	.1060	.0740	.0535	.0398	.0296	.0210	.0136	.0000
0.1000	1.000	.6865	.3730	.2600	.1900	.1290	.0938	.0691	.0523	.0396	.0287	.0194	.0114
0.1500	1.000	.7150	.4300	.3120	.2340	.1640	.1200	.0922	.0712	.0544	.0397	.0271	.0157
0.2000	1.000	.7350	.4700	.3570	.2700	.1930	.1470	.1140	.0900	.0690	.0510	.0350	.0198
0.3000	1.000	.7705	.5410	.4100	.3130	.2350	.1840	.1460	.1175	.0930	.0695	.0492	.0301
0.4000	1.000	.8110	.6220	.4880	.3820	.2920	.2370	.1930	.1590	.1280	.0990	.0717	.0449
0.5000	1.000	.8350	.6700	.5410	.4330	.3400	.2800	.2340	.1950	.1630	.1290	.0930	.0549
1.0000	1.000	.8675	.7350	.5920	.4790	.3790	.3180	.2700	.2310	.1920	.1520	.1110	.0681

TABLA DEL PARAMETRO DE CAIDA DE PRESION DE UN FLUJO A DOS FASES

FI x	0.0000	0.0100	0.0200	0.0500	0.1000	0.2000	0.3000	0.4000	0.5000	0.6000	0.7000	0.8000	0.9000
0.0100	1.00	7.80	71.00	186.00	540.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
0.0200	1.00	5.00	31.00	78.00	179.00	587.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
0.0300	1.00	4.20	18.50	48.50	106.00	303.00	698.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
0.0400	1.00	3.30	14.20	34.30	74.50	204.00	425.00	808.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
0.0500	1.00	2.80	11.00	25.40	54.00	134.00	275.00	514.00	980.00	0.00	0.00	0.00	0.00
0.0750	1.00	2.50	8.40	17.00	33.80	80.00	154.00	282.00	520.00	960.00	0.00	0.00	0.00
0.1000	1.00	2.30	6.70	13.00	24.50	55.00	100.00	178.00	320.00	580.00	0.00	0.00	0.00
0.1500	1.00	2.00	4.80	9.30	16.60	35.00	61.00	102.00	170.00	294.00	580.00	0.00	0.00
0.2000	1.00	1.80	3.75	7.05	12.10	25.20	43.00	70.50	112.00	188.00	352.00	790.00	0.00
0.3000	1.00	1.70	3.20	5.30	8.75	16.80	28.00	49.50	69.00	110.00	192.00	388.00	0.00
0.5000	1.00	1.50	2.45	3.70	5.80	10.80	16.80	25.00	37.00	56.50	94.00	180.00	575.00
0.7500	1.00	1.36	2.11	2.90	4.45	7.60	11.30	16.70	23.70	34.80	56.30	102.00	280.00
1.0000	1.00	1.28	1.75	2.52	3.75	6.20	8.90	12.30	17.00	25.10	40.00	73.00	188.00

TABLA DEL COEFICIENTE DEL COEFICIENTE DE 2 FASES ENTRE EL COEFICIENTE DEL LIQUIDO

FI x	.0000	.0100	.0200	.0500	.1000	.2000	.3000	.4000	.5000	.6000	.7000	.8000	.9000
0.0100	1.00	2.85	6.06	9.40	13.00	18.80	23.80	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
0.0200	1.00	2.00	4.40	6.50	9.00	13.20	16.80	20.00	23.60	29.00	0.00	0.00	0.00
0.0300	1.00	1.90	3.65	5.32	7.38	10.80	14.80	16.70	20.00	24.40	0.00	0.00	0.00
0.0400	1.00	1.75	3.21	4.62	6.36	9.40	12.00	14.40	17.40	20.90	25.80	0.00	0.00
0.0500	1.00	1.60	2.78	4.08	5.67	8.38	10.80	12.90	15.50	18.80	23.30	30.20	0.00
0.0750	1.00	1.53	3.31	3.24	4.50	6.70	8.70	10.50	12.40	15.10	18.80	24.30	34.20
0.1000	1.00	1.41	2.06	2.87	3.96	5.83	7.42	9.00	10.70	13.00	16.00	20.70	28.80
.1500	1.00	1.31	1.75	2.38	3.24	4.80	6.20	7.45	8.90	10.70	13.30	17.30	24.50
0.2000	1.00	1.25	1.53	2.08	2.82	4.18	5.35	6.42	7.70	9.40	11.70	15.10	20.80
0.3000	1.00	1.15	1.31	1.72	2.32	3.40	4.38	5.22	6.28	7.60	9.30	11.80	17.00
0.5000	1.00	1.09	1.28	1.42	1.85	2.68	3.43	4.16	5.00	6.00	7.35	9.15	13.50
0.7500	1.00	1.06	1.12	1.28	1.56	2.12	2.70	3.31	4.40	4.90	6.05	7.60	10.90
1.0000	1.00	1.04	1.08	1.20	1.42	1.87	2.38	2.90	3.50	4.24	5.18	6.45	9.30

F1	x 0.0000	0.0100	0.0200	0.0300	0.0400	0.0500	0.0600	0.0700	0.0800	0.0900
0.0100	0.0000	0.1170	1.4400	7.2500	13.8000	24.5000	48.0000	71.0000	94.9999	0.0000
0.0200	0.1000	0.1140	1.6500	3.5500	5.8000	14.4000	23.5000	35.5000	50.0000	0.0000
0.0300	0.0000	0.1110	1.0600	2.4620	4.6500	9.6000	15.4000	23.0000	33.0000	0.0000
0.0400	0.0000	0.0992	0.8620	1.9000	3.4500	7.2000	11.6000	17.2000	25.0000	0.0000
0.0500	0.0000	0.0845	0.6430	0.9500	2.7300	5.7500	9.4200	13.8000	20.0000	0.0000
0.0750	0.0000	0.0758	0.4430	0.9500	1.8000	3.9000	6.2500	9.4000	13.5000	0.0000
0.1000	0.0000	0.0575	0.3200	0.6500	0.7100	1.3700	2.8200	4.6500	6.9000	0.0000
0.1500	0.0000	0.0344	0.2220	0.4400	0.9300	1.9500	3.1500	4.7000	6.8500	0.0000
0.2000	0.0000	0.0204	0.1100	0.2460	0.6700	1.4500	2.3500	3.5000	5.0000	0.0000
0.3000	0.0000	0.0134	0.0110	0.0331	0.0450	0.0960	1.5600	2.3500	3.3500	0.0000
0.5000	0.0000	0.0027	0.0054	0.0140	0.0272	0.0580	0.0930	1.4000	2.3500	0.0000
0.7500	0.0000	0.0020	0.0043	0.0091	0.0180	0.0375	0.0640	1.1350	1.9000	0.0000
1.0000	0.0000	0.0018	0.0033	0.0083	0.0133	0.0285	0.0460	0.6900	1.0000	0.0000
										1.4400
										2.100
										3.450
										7.400

TABLA DE VALORES DE ALFA

GT	1/XTT	1.50	2.00	2.50	3.00	4.00	5.00	6.00	7.00	8.00	10.0	15.0	50.0
3.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
4.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
5.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
6.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
7.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
8.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
9.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
10.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
12.50	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
15.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
17.50	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
20.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
25.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
30.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
40.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
50.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
60.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
70.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
80.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
90.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
100.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
125.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
150.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
175.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
200.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00