



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

FACULTAD DE QUIMICA

ESTUDIO POR COMPUTADORA DE LAS VARIABLES  
DE DISEÑO EN EQUIPO DE TRANSFERENCIA  
DE CALOR

109

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL TITULO DE:

INGENIERO QUIMICO

P R E S E N T A:

ALBERTO AUGUSTO FUENTES HERRERA

MEXICO, D. F.

1974



Universidad Nacional  
Autónoma de México



**UNAM – Dirección General de Bibliotecas**  
**Tesis Digitales**  
**Restricciones de uso**

**DERECHOS RESERVADOS ©**  
**PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL**

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

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

JURADO

PRESIDENTE	PROF. PABLO BARROETA GONZALEZ
VOCAL	PROF. LUIS ROMERO CERVANTES
SECRETARIO	PROF. ABELARDO F. PADIN Y DE LIMA
1er. SUPLENTE	PROF. GERARDO RODRIGUEZ ALONSO
2do. SUPLENTE	PROF. ALEJANDRO LOZADA CANIBE

Sitio donde se desarrolló el tema: Oficina de Mecanización y Computación de Petroleos Mexicanos

Sustentante: Alberto Augusto Fuentes Herrera

Asesor: IQ. Pablo Barroeta González

Supervisor Técnico: IQ. Luis Romero Cervantes

CLAS Tesis  
AÑO 1974  
FECHA  
PROG. H.t. 108



QUIMICA

Para Tí, que lo has sido todo  
en mi vida.

A mis padres:

Augusto Fuentes Lanza y

Ma. del Carmen H. de Fuentes

con cariño y agradecimiento.

A mis familiares y  
amigos con afecto.

A G R A D E C I M I E N T O S

Deseo expresar mi agradecimiento profundo al Ing. Pablo Barroeta González, por su inapreciable ayuda y estímulo en la elaboración de este estudio. Asimismo, quiero hacer patente mi reconocimiento al Ing. Luis Romero Cervantes, maestro y compañero de trabajo, por sus valiosas observaciones y asesoramiento, y por haber despertado en mí el interés por la computación electrónica.

También debe resaltarse la colaboración y el interés del Ing. Lorenzo Espinosa U. , en la realización de esta tesis, así como la gran cantidad de información práctica y de literatura proporcionada por el Ing. Jesús Yañez G.

Al Ing. Raúl Meyer Stoffel, jefe de la Oficina de Mecanización y Computación de Petroleos Mexicanos, agradezco todas las facilidades y recursos puestos a mi alcance, sin los cuales hubiera sido imposible realizar este trabajo.

INTRODUCCION.	1
I.- DETERMINACION DE LAS VARIABLES DE DISEÑO	4
1.- Número de unidades en paralelo	6
2.- Número de unidades en serie	10
3.- Diámetro de la camisa	11
4.- Diámetro externo y espaciamento de los tubos.	12
5.- Número de pasos en los tubos	14
6.- Número de mamparas	16
II.- ECUACIONES DE DISEÑO UTILIZADAS PARA EL ESTUDIO	18
A) Ecuaciones para el balance térmico	19
B) Ecuaciones para flujo de fluidos	25
C) Ecuaciones para transferencia de calor	33
III.- ANALISIS DE LAS DECISIONES TOMADAS POR EL PROGRAMA DE DISEÑO	53
IV.- ESTRUCTURA GENERAL DEL PROGRAMA.- SUBROUTINAS	61
A) Subrutinas para el cálculo del equilibrio líquido-vapor	61
B) Subrutinas para el cálculo de las propiedades de los fluidos	70
C) Programas auxiliares para la obtención de información sobre el arreglo mecánico	80
Entrada de datos del programa	83
Información obtenida	85



V.- RESULTADOS OBTENIDOS	86
VI.- CONCLUSIONES	98
BIBLIOGRAFIA	100

## I N T R O D U C C I O N

El equipo de transferencia de calor es, sin lugar a duda, uno de los más utilizados dentro de la industria -- química y por lo tanto ha sido objeto de numerosos estudios. El presente trabajo se ocupa del aspecto del diseño mecánico a partir de condiciones de proceso, entendiéndose por diseño mecánico, la determinación de un arreglo apropiado, que cumpla su objetivo con la menor área de transferencia posible y que se encuentre dentro de las normas comerciales de fabricación.

En realidad el propósito de este estudio es doble ya que, se ha realizado con miras a obtener un programa de computadora capaz de diseñar el equipo de transferencia, a partir de ciertas condiciones establecidas. Las decisiones -- que se han implementado dentro del programa, en gran parte, provienen de la experiencia adquirida al comparar sus resultados con arreglos mecánicos que, actualmente se encuentran en funcionamiento.

Las ventajas de disponer de una computadora electrónica, en nuestro caso han sido las siguientes:

- 1) Un ahorro muy grande, en lo que se refiere a -- tiempo de cálculo.
- 2) Gracias a la abreviación del tiempo de cómputo,

le es posible al programa examinar un gran número de alternativas posibles, con lo cual puede sustituirse, en gran parte, el criterio del diseñador que, con su experiencia elimina muchas de ellas.

- 3) Nos permite utilizar métodos iterativos para el coeficiente de película de líquidos en ebullición.

El programa se ha enfocado, en ciertos aspectos, - hacia los evaporadores y reboilers, por considerarlos de complejidad superior a los cambiadores de calor en una sola fase, aunque dicha complejidad es aparente, pues radica en las correlaciones para el cálculo del coeficiente de película para líquidos en ebullición, y no en las decisiones a tomar. - Al hacer referencia a los criterios fijados, se mencionarán también los utilizados en el equipo para una sola fase.

Como base, para juzgar los resultados obtenidos, - se han tomado 5 reboilers (o rehervidores), que actualmente se encuentran funcionando en la Planta de Recuperación de Vapores de la Refinería "Ing. Antonio M. Amor" en Salamanca, - Gto.

Atendiendo a las necesidades que, para esta clase de equipo, se presentan en la Industria Petrolera, se seleccionaron los fluidos a manejar, de la siguiente forma: \*

- a) FLUIDOS DE PROCESO.- Mezclas de hidrocarburos.

El programa cuenta con un archivo que contiene las propiedades de 60 hidrocarburos de uso frecuente. Así mismo, es posible manejar fracciones de petróleo, caracterizadas como Pseudo-componentes por medio de su punto promedio de ebullición, peso molecular y densidad en grados -- API.

- b) FLUIDOS DE SERVICIO.- Constituyen el medio de calentamiento. Pueden estar compuestos también por mezclas de hidrocarburos o, si el caso lo requiere, por vapor saturado, que proporciona calor latente al condensarse.

El programa realiza, antes de empezar el diseño, un balance térmico, con objeto de fijar la cantidad de fluido de servicio necesaria para la evaporación y también para el precalentamiento, si el líquido entra subenfriado.

## I.- DETERMINACION DE LAS VARIABLES DE DISEÑO

Una vez que las condiciones de proceso han sido fijadas por los requerimientos específicos de la planta, el equipo queda con un cierto número de variables o parámetros que pueden ser manejados por el diseñador. Desde luego que existe una gran cantidad de combinaciones que pueden cumplir con el servicio fijado, pero es aquí donde se aplica el concepto de optimización, es decir, el escoger de varias alternativas aquella que reúna al mismo tiempo, un máximo de ventajas con un mínimo de inconvenientes. Desde el punto de vista de la Ingeniería, las ventajas principales serían:

- a) El menor costo o inversión fija.
- b) El menor requerimiento de servicios (en nuestro caso, el medio de calentamiento).

y los inconvenientes.

- a) Dificultad para el mantenimiento (limpieza y reparación).
- b) Desgaste excesivo del material (erosión corrosión, etc.)

En este estudio, el diseño se ha orientado principalmente a la búsqueda del menor costo del equipo, siempre y cuando cumpla con todas las condiciones establecidas.

Como una medida del costo, pueden tenerse varios -

índices que son:

- 1) Area total de transferencia.
- 2) Número de pasos en los tubos.
- 3) Número de unidades en serie y en paralelo.

Estos son los parámetros, que el diseño tiende a minimizar, pero siempre ajustándose a equipos con especificaciones comerciales, que aseguren la viabilidad de los resultados.

Las variables examinadas, y que constituyen el - - arreglo mecánico, fueron las siguientes:

- 1.- Número de Unidades en paralelo.
- 2.- Número de Unidades en serie.
- 3.- Diámetro interno de la camisa.
- 4.- Diámetro externo y espaciamento (pitch) de los tubos (como pares de valores).
- 5.- Número de pasos en los tubos.
- 6.- Número de mamparas (baffles), que equivale al espaciamento (pitch) de las mismas.

El efecto de estos parámetros puede apreciarse por medio de otras variables, cuyo valor debe ser controlado o restringido, dentro de ciertos límites. La base fundamental del programa realizado, se encuentra en las decisiones que - habrán de tomarse para mantener bajo control esas variables, y a su vez, dichas decisiones son el resultado de un análisis de la influencia de los parámetros examinados.

A continuación, se exponen las relaciones entre -- los parámetros y los índices antes mencionados, que llamaremos FACTORES DE DISEÑO.

1.- Número de Unidades en paralelo.

El efecto del incremento o decremento en este parámetro, se refleja directamente en los flujos, tanto por el -- lado de los tubos, como fuera de ellos ya que los gastos se reparten entre el número de camisas en paralelo, de igual ma-- nera se aprecia el cambio en el área de transferencia, al -- multiplicarse ésta por el número de unidades. Las variables que muestran la variación en los regímenes de flujo son los números adimensionales de Reynolds, cuya fórmula, muy conocida es:

$$N_{Re} = \frac{D G}{\mu} \quad \text{-----}(1)$$

en donde:

- $N_{Re}$  - Número adimensional de Reynolds
- D - Diámetro del ducto (ft)
- $\mu$  - Viscosidad absoluta ( $lb_m/hr ft$ )
- G - Masa-velocidad ( $lb_m/hr ft^2$ )

Para el caso de los tubos, D es el diámetro interno y G se calcula dividiendo el Gasto ( $lb_m/hr$ ) en masa entre el área de flujo, constituida por la suma de las áreas trans

versales de los tubos, en cada paso.

Para el lado de la camisa,  $D$  es el diámetro Equiva-  
lente, es decir el diámetro de un ducto que produciría los -  
mismos efectos, en el flujo, que depende del diámetro exter-  
no de los tubos y del espaciamento de los mismos, según las  
siguientes ecuaciones:

ARREGLO CUADRADO:

$$\text{(Ec. general)} \quad D_e = \frac{4 \times \text{Area de flujo}}{\text{perímetro húmedo}} \quad \text{-----(2')}$$

$$D_e = \frac{4(P_t^2 - d_o^2/4)}{d_o} \quad \text{-----(2)}$$

ARREGLO TRIANGULAR:

$$D_e = \frac{4(0.5P_t(0.86P_t) - 0.5d_o/4)}{0.5d_o} \quad \text{--(3)}$$

en donde:

$D_e$  - Diámetro equivalente (in)

$P_t$  - Pitch de los tubos (in)

$d_o$  - Diámetro externo de los tubos (in)

La masa-velocidad, para la camisa  $G_s$  se calcula --  
también dividiendo el gasto en masa entre el área transver--  
sal de flujo que, en este caso es:

$$A_s = \frac{D_s C'B}{P_t} \quad \text{-----(4)}$$



en donde:

- $A_s$  - Area transversal de flujo (ft<sup>2</sup>)
- $D_s$  - Diámetro de la camisa (ft)
- $C'$  - Claro entre los tubos = Pitch -  
diámetro ext.(ft)
- $B$  - Espaciamiento (pitch) entre las mamparas (ft)

De esta manera:

$$G_s = \frac{W_a}{A_s} \text{-----(5)}$$

$W_a$  - Gasto en masa por el lado de la camisa (lb<sub>m</sub>/hr)

Como resultado del cambio en el flujo por el lado de los tuos, al dividirse éste entre el número de unidades en paralelo, al incrementar este parámetro disminuye la velocidad y las posibilidades de erosión mecánica son menores.

Otra variable, que es afectada por el número de -- unidades en paralelo, es la Caída de presión, la cual es función de la masa-velocidad como puede observarse en la siguiente ecuación:

$$\Delta P = \frac{4 f G^2 L}{2g_o D \rho} \text{-----(6)}$$

- $\Delta P$  - Caída de presión (lb/ft<sup>2</sup>)
- $L$  - Longitud (ft)
- $f$  - Factor de fricción de Fanning (Adimen.)
- $\rho$  - Densidad (lb<sub>m</sub>/ft<sup>3</sup>)
- $G$  - Masa-velocidad (lb<sub>m</sub>/hr ft<sup>2</sup>)
- $D$  - Diámetro (ft)

$g_0$  - aceleración de la gravedad  
( $4.18 \times 10^8$  ft/hr<sup>2</sup>)

A su vez, el factor de fricción, también es función de la ma  
sa-velocidad:

$$f = F( N_{Re} ) = F'( G ) \text{ -----(7)}$$

de acuerdo con la ec.(1)

Y por último, con el cambio de flujo, también se -  
ve afectado el coeficiente de película en fluidos que trans-  
fieren calor sin cambiar de fase, ya que esta relacionado de  
la siguiente manera:

$$h_o = (k/d_o) (C_p \mu / k)^{0.33} J_h \text{ -----(8)}$$

$k$  - Conductividad térmica (Btu/hr ft F)

$C_p$  - Calor específico (Btu/lb F)

$J_h$  - Factor de Colburn (Adimen.)

a su vez:

$$J_h = F( N_{Re} ) = F'( G ) \text{ -----(9)}$$

de acuerdo con la ecuación (1)

Así pues, tenemos para este parámetro los siguien-  
tes Factores de diseño:

- 1.- Número de Reynolds en los tubos
- 2.- Número de Reynolds en la camisa
- 3.- Velocidad en los tubos
- 4.- Caída de presión, tanto en los tubos como  
en la camisa

5.- Coeficiente de transferencia de calor (principalmente en el fluido que no cambia de fase)

2.- Número de unidades en serie.

El número de unidades en serie, no tiene efecto directamente sobre el flujo, pero influye en la caída de presión, tanto por el lado de los tubos como por la coraza. Esto se debe a la dependencia que tiene la  $\Delta P$  con la longitud total de recorrido del fluido, como se desprende de la ecuación (6).

También el área de transferencia se ve afectada, ya que aumenta con el número de unidades. El incrementar el número de cambiadores en serie, equivale a aumentar la longitud, pero siempre respetando los estándares comerciales para la longitud de tubos.

El efecto que se produce al alterar este parámetro, se refleja, desde luego, en la superficie disponible para la transferencia, ya que de la misma forma que con el número de unidades en paralelo, cada unidad contribuye con la misma cantidad de área (ò número de tubos), sólo que en este caso, los flujos, en ambos lados del cambiador, permanecen constantes y la caída de presión no sólo disminuye al aumentar el número de unidades, sino que se incrementa al hacerse mayor la longitud del camino recorrido por los fluidos.

3.- Diámetro de la camisa.

El tamaño de la coraza del cambiador es un parámetro sujeto a restricciones de tipo comercial, ya que los diámetros están limitados a ciertos valores. Para implementar el programa utilizado, se almacenaron datos de 18 diámetros, con su respectiva cuenta de tubos, así como información sobre el espacio ocupado por el haz tubular. Los diámetros utilizados son:

(en pulgadas)

1.- 8	10.- 25
2.- 10	11.- 27
3.- 12	12.- 29
4.- 13 1/4	13.- 31
5.- 15 1/4	14.- 33
6.- 17 1/4	15.- 35
7.- 19 1/4	16.- 37
8.- 21 1/4	17.- 39
9.- 23 1/4	18.- 42

Los valores anotados, corresponden al diámetro interno de la camisa. Para el caso especial de arreglo CUADRADO, el diámetro máximo es de 39 pulg.

El efecto de este parámetro puede observarse en las siguientes variables:

VELOCIDAD Y CAIDA DE PRESION EN LA CAMISA.- La va

riación no es lineal pues, si bien al aumentar el diámetro, se incrementa el área transversal, también aumenta el número de tubos, que ocupan más espacio y la velocidad de flujo no disminuye tanto como podría esperarse. Pero aún así, la variación es apreciable y puede ser determinante al comparar la caída de presión con la  $\Delta P$  máxima permisible.

TRANSFERENCIA DE CALOR.- El cambio en la masa-velocidad, debido a la variación en el área de flujo, repercute en el número de Reynolds y por tanto también afectará el Coeficiente de Transferencia de la sección de intercambio de calor sensible (Zona de Pre calentamiento en evaporadores) El efecto en el coeficiente total será mas grande, cuanto mayor calor sensible se transfiera, pues el coeficiente total se obtiene por ponderación de los coeficientes individuales con sus respectivas cargas térmicas (calor sensible y calor latente, si hay cambio de fase).

#### 4.- Diámetro externo y espaciamento (pitch) de los tubos.

La variación de este parámetro, también se encuentra limitada a los valores comerciales comunes, y éstos a su vez dependen del tipo de arreglo mecánico (TRIANGULAR o CUADRADO).

Para el arreglo CUADRADO, se programaron los siguientes pares de valores:

	Diámetro (in)	Pitch (in)
1)	3/4	1
2)	1	1 1/4

Y para arreglo TRIANGULAR:

	Diámetro (in)	Pitch (in)
1)	3/4	15/16
2)	3/4	1
3)	1	1 1/4

Como puede observarse, generalmente a un aumento de diámetro interno, corresponde un incremento en el Pitch, por lo tanto, ambos se han estudiado como un solo parámetro. El tipo de arreglo, depende fundamentalmente, de una decisión de tipo económico, que no puede predecirse de una manera general y que , está sujeta a cierta conveniencia en mantenimiento.

Al cambiar el valor de este parámetro, el efecto se aprecia en las siguientes variables:

AREA DE TRANSFERENCIA.- Ya que al aumentar el diámetro, aumenta el área por tubo y por otro lado disminuye el número de tubos que puede contener la camisa, no existe una dependencia lineal.

VELOCIDAD Y CAIDA DE PRESION.- El área transversal de flujo, tampoco presenta una variación lineal, pero sí

muy apreciable, como puede deducirse de la ecuación (6).

TRANSFERENCIA DE CALOR.- El coeficiente para - - transferencia sin cambio de fase, varía debido a su dependencia de la masa velocidad, según las ecuaciones (1) y (9).

El coeficiente de película para fluidos en ebullición, se ve afectado, ya que depende de la cantidad de vapor que queda atrapada en el haz tubular y que recubre la superficie de los tubos evitando la transferencia de calor a un -régimen turbulento. Por otra parte, se ha establecido un límite teórico para el flujo de calor en el haz, que depende en parte de la relación Pitch/Diámetro. Al incrementarse el valor de la relación, aumenta el valor máximo permisible, hasta alcanzar la frontera física, cuando se tiene un solo tubo como medio de calentamiento.

#### 5.-Número de pasos en los tubos.

El número de pasos está limitado, para los diámetros de camisa más reducidos, a un máximo de 6. En el resto de los diámetros de camisa, el máximo es de 8 pasos, siendo los valores comerciales: 1, 2, 4, 6, y 8 Dependiendo del número de unidades en serie, siguiendo las siguientes ecuaciones:

$$N_p = IPT (N_{CS}) (2.0) \text{ -----}(10)$$

$$IPT = 1, 2, 3, \dots n \text{ -----}(10')$$

siendo:

$N_p$  - número de pasos en los tubos

$IPT$  - número entero positivo

$N_{cs}$  - número de unidades en serie

El valor inicial de  $N_p$  es de un solo paso y no se calcula con las ecuaciones 10 y 10'. Como ejemplo, tenemos que para un equipo con 2 unidades en serie, los pasos en los tubos permitidos son: 1, 4 y 8.

Las variables afectadas por este parámetro son:

VELOCIDAD Y CAIDA DE PRESION.- Un cambio en el número de pasos, equivale a variar el camino recorrido por el fluido de servicio, al mismo tiempo que se disminuye su área transversal de flujo. Por estas razones, la caída de presión varía aproximadamente a la tercera potencia, es decir, si el número de pasos se duplica, la caída de presión aumentará 8 veces.

TRANSFERENCIA DE CALOR.- Una vez más, el aumento en la velocidad, incrementa el coeficiente de película, cuando no se presenta cambio de fase y si tomamos en cuenta que el área de los tubos no cambia apreciablemente, al variar el número de pasos, esto representa cierta ventaja. El número de tubos tiende a disminuir al aumentar el número de pasos por el espacio que debe reservarse para los separadores de flujo.



b.- Número de mamparas (baffles).

Como sucede en el caso del diámetro de coraza, - las repercusiones de la variación de este parámetro se observan exclusivamente en el lado del fluido que se evapora. Las mamparas se colocan a una distancia igual entre si, misma -- que recibe el nombre de Pitch o espaciamento, de esta manera, al aumentar el número de mamparas, disminuirá el Pitch, - según la relación:

$$B = \frac{L_t}{n_b + 1} \text{ -----(11)}$$

B - espaciamento entre mamparas (ft)

$L_t$  - longitud de los tubos (ft)

$n_b$  - número de mamparas

Las variables afectadas son:

VELOCIDAD Y CAIDA DE PRESION.- La velocidad, y por lo tanto la masa velocidad, se encuentra muy ligada al espaciamento entre los baffles, como puede apreciarse en las -- ecuaciones (4) y (5). Por lo tanto, la caída de presión tam-- bién se verá afectada, ya que depende del camino recorrido - por el fluido, que a su vez es función del número de cambios de dirección que producen las mamparas.

TRANSFERENCIA DE CALOR.- Tanto en los cambiadores de calor en una sola fase como en las zonas de precalenta- - miento de evaporadores y reboilers, el coeficiente de trans-

ferencia se ve afectado por los cambios en el régimen de flujo, según las ecuaciones (8) y (9). El coeficiente para líquidos en ebullición no sufre cambio, pues no depende del flujo.

## II.- ECUACIONES DE DISEÑO UTILIZADAS PARA EL ESTUDIO.

Las ecuaciones que se implementaron en el programa son aquellas que nos proporcionan información acerca de las variables que es importante controlar (Factores de diseño) y que a partir de los datos suministrados, complementan el esquema general del equipo de transferencia de calor. En realidad, estas relaciones matemáticas, representan una predicción o simulación del comportamiento del cambiador, según las diferentes características mecánicas que se van proponiendo. De una manera general, podemos hacer una clasificación de las ecuaciones, de acuerdo con el tipo de variable que determinan. Dicha clasificación sería la siguiente:

- A) Ecuaciones de diseño para el balance térmico.
- B) Ecuaciones de diseño para flujo de fluidos.
- C) Ecuaciones de diseño para transferencia de calor.

Las unidades en que se encuentran las variables de las siguientes ecuaciones, pertenecen al sistema inglés, ya que éste es el más utilizado en Ingeniería. Sin embargo las mismas fórmulas pueden utilizarse en el sistema métrico decimal, con factores de corrección apropiados.

A) ECUACIONES PARA EL BALANCE TÉRMICO.-

Las fórmulas básicas, de las cuales se partió, --  
fueron las siguientes:

Calor recibido por el fluido frío

$$Q_f = W_a C_{pf} (T_b - T_a) + W_v \lambda_v \text{ -----(12)}$$

$Q_f$  - Cantidad de calor recibida (Btu/hr)

$W_a$  - Gasto en masa del fluido ( $lb_m/hr$ )

$C_{pf}$  - Calor específico del fluido ( $Stu/lb_m F$ )

$T_b$  - Temperatura de burbuja (F)

$T_a$  - Temperatura de alimentación (F)

$W_v$  - Gasto en masa de vaporizado ( $lb_m/hr$ )

$\lambda_v$  - Calor latente de vaporización (Btu/ $lb_m$ )

Calor cedido por el fluido de calentamiento (pueden presentarse 2 casos)

1.- El fluido de servicio es una corriente de proceso que solo cede calor sensible

$$Q_c = W_t C_{pc} (T_{et} - T_{st}) \text{ -----(13)}$$

$Q_c$  - Calor cedido (Btu/hr)

$W_t$  - Gasto en masa por los tubos ( $lb_m/hr$ )

$C_{pc}$  - Calor específico del fluido caliente (Btu/ $lb_m F$ )

$T_{et}$  - Temperatura de entrada a los tubos (i)

$T_{st}$  - Temperatura de salida de los tubos (F)

2.- El fluido de servicio es vapor saturado, cediendo calor latente al condensarse

$$q_c = w_t \lambda_v \text{ -----(14)}$$

$\lambda_v$  - Calor latente de vaporización (o condensación, (Btu/lb<sub>m</sub>))

En todos los casos, deberá cumplirse el siguiente balance:

$$Q_f = Q_c = Q \text{ -----(15)}$$

$Q$  - Carga térmica total (Btu/hr)

Para realizar el Balance Térmico, como paso previo al diseño, se requieren los siguientes datos:

- 1) Temperaturas de entrada y salida del fluido de servicio.
- 2) Gasto del fluido de proceso y cantidad que se desea vaporizar
- 3) Temperatura de entrada del fluido de proceso
- 4) Si el fluido de servicio es vapor, su calor latente

El programa proporciona la temperatura de salida, calcu

lando el punto de burbuja a la presión especificada. También suministra los calores específicos de ambos fluidos, -- así como el calor latente de vaporización, pero solo para el fluido de proceso. Como puede deducirse de lo anterior, queda como variable dependiente el Gasto del fluido de servicio, que se calcula con base al balance de energía, completandose así la información necesaria para llevar a cabo el diseño.

Combinando las ecuaciones (12), (13) y (14) obtenemos:

$$W_a C_{pf} (T_b - T_a) + W_v \lambda_v = W_t C_{pc} (T_{et} - T_{st}) \text{ ---(16)}$$

Por esta ecuación, puede deducirse que, otra forma de realizar el Balance Térmico podría ser la siguiente:

Fijar el gasto del fluido de servicio y determinar, como variable independiente la temperatura de salida ( $T_{st}$ ).

De una forma más general, la ecuación (12) puede representarse en términos de la entalpia de los fluidos, evitando así, el tener que tomar en cuenta la variación del calor específico con la temperatura y la composición. De esta manera:

$$Q_f = W_a (H_{bl} - H_{al}) + W_v \lambda_v (H_{bv} - H_{bv}) \text{ -----(17)}$$

$H_{bl}$  - Entalpia por unidad de masa del líquido a la temperatura de burbuja (Btu/lb<sub>m</sub>)

$H_{al}$  - Entalpia por unidad de masa del líquido a la temperatura de entrada (Btu/lb<sub>m</sub>)

$H_{bv}$  - Entalpia por unidad de masa del vapor a la temperatura de salida (Btu/lb<sub>m</sub>)

De igual manera, la ecuación (13) se transforma en

$$Q_c = W_t (H_{1e} - H_{1s}) \text{ -----(18)}$$

$H_{1s}$  - Entalpia por unidad de masa a la salida de los tubos (Btu/lb<sub>m</sub>)

$H_{1e}$  - Entalpia por unidad de masa a la entrada de los tubos (Btu/lb<sub>m</sub>)

Cuando los fluidos de servicio y de proceso, son componentes puros, el problema es sencillo, ya que la ebullición se realiza a una sola temperatura que solo depende de la presión de operación; pero en el caso de mezclas, como las de hidrocarburos, la ebullición se efectúa en un rango de -- temperaturas. Además, las propiedades dependen de la composición, tanto en la fase vapor como en la fase líquida, y éstas a su vez, están regidas por el Equilibrio Termodinámico que se establece a cada presión, temperatura y composición\* de alimentación particulares. Como puede verse, el problema es complejo y las relaciones entre las condiciones de operación y las propiedades, pueden representarse en la siguiente forma:

\* La composición y el equilibrio termodinámico están íntimamente relacionados, por principios Fisico-químicos.

$$H_1 = f_1(P, T, L, x_1) \text{ -----(19)}$$

- |   |   |
|---|---|
| L - masa del líquido (lb <sub>m</sub> )         | H <sub>1</sub> - Entalpia del liq. (Btu/lb <sub>m</sub> ) |
| x <sub>1</sub> - composición de la fase líquida | P - Presión del sistema (lb/in <sup>2</sup> )             |
|   | T - Temperatura del sistema (F)                           |

$$H_v = f_2(P, T, V, y_1) \text{ -----(20)}$$

- |   |   |
|---|---|
| V - masa del vapor (lb <sub>m</sub> )         | H <sub>v</sub> - Entalpia del vap. (Btu/lb <sub>m</sub> ) |
| y <sub>1</sub> - composición de la fase vapor | P - Presión del sistema (lb/in <sup>2</sup> )             |
|   | T - Temperatura del sistema (F)                           |

La cantidad vaporizada del fluido de proceso, puede representarse, en función de la relación molar V/F, es decir, el cociente de la cantidad de vapor dividida entre la cantidad de fluido alimentada. En el caso de un componente puro, esta variable depende de la cantidad de calor suministrada al fluido.

$$(V/F) = f_3(Q) \text{ -----(21)}$$

Pero en el caso de una mezcla de varios componen-



tes,  $V/F$  es función del equilibrio termodinámico, que como ya se dijo antes, depende de las condiciones del sistema. -- Por lo tanto, se puede expresar de la siguiente manera:

$$(V/F) = f_4(P, T, z_1) \quad \text{-----}(22)$$

$z_1$  - composición de la alimentación

Así pues, la relación líquido-vapor (o vapor-alimentación), puede controlarse fijando la temperatura de ebullición, siempre y cuando la presión permanezca constante.

Para el cálculo del Calor Específico, se recurre a su relación termodinámica con la entalpía:

$$C_p = \left( \frac{\partial H}{\partial T} \right)_{P, V} \quad \text{-----}(23)$$

$C_p$  - Calor específico a presión constante  
(Btu/lb<sub>m</sub> F)

$P$  - Presión (lb/in<sup>2</sup>)

$V$  - Volumen (in<sup>3</sup>)

La ecuación (23), dentro de cierto límite de exactitud, puede transformarse en:

$$C_p = \frac{H_2 - H_1}{T_2 - T_1} = \frac{\Delta H}{\Delta T} \quad \text{-----}(24)$$

La exactitud del valor de  $C_p$  depende del incremento

to de temperatura tomado.

B) ECUACIONES PARA FLUJO DE FLUIDOS.-

Con respecto al tema de Flujo de Fluidos, indudablemente que, el parámetro más importante es el de la CAIDA DE PRESION. Al predecir la pérdida de presión en los fluidos de servicio y proceso, es posible juzgar si desde el punto de vista hidráulico, el equipo propuesto, es o no aceptable, de acuerdo con los recursos de que se disponga a lo largo del proceso. De esta manera, se compara la caída de presión calculada, para cada arreglo específico, con una  $\Delta P$  máxima permisible, que es fijada como dato.

Las ecuaciones de diseño fundamentales, se dividen en dos grupos:

- a) Caída de presión en el fluido de servicio (lado de los tubos)
- b) Caída de presión en el fluido de proceso (lado de la camisa)

Aún cuando ambos grupos tienen varios aspectos en común, se desarrollaron por separado.

- a) Caída de presión por el lado de los tubos

La ecuación general, desarrollada a la luz del estudio de los fenómenos de transporte y, aplicada en forma general, tanto para régimen laminar como turbulento es la (6)

$$\Delta P = \frac{4 f G^2 L}{2 g \rho D}$$

En el caso del fluido por los tubos,  $L$ , es decir, el camino que recorre, depende del número de pasos que tenga el cambiador:

$$L = N_p L_t \quad \text{-----}(25)$$

$N_p$  - número de pasos

$L_t$  - longitud de los tubos (ft)

La masa-velocidad  $G$ , se obtiene a partir de la densidad del fluido y de la velocidad, que es otra variable estudiada.

$$G = V \rho \quad \text{-----}(26)$$

$V$  - velocidad del fluido (ft/hr)

$\rho$  - densidad ( $\text{lb}_m/\text{ft}^3$ )

En la ecuación (6),  $D$  representa el diámetro interno que, depende del diámetro externo o diámetro nominal de los tubos y del espesor, que varía dentro de ciertas especificaciones denominadas BWG (Birmingham Wire Gauge). A continuación, se incluye una tabla de los espesores del código - BWG (tomada de "Process Heat transfer" de Kern (7)).

BWG	espesor(in)	BWG	espesor(in)
8	0.165	12	0.109
9	0.148	13	0.095
10	0.134	14	0.083
11	0.120	15	0.072

BWG	espesor(in)	BWG	espesor(in)
16	0.065	18	0.049
17	0.058		

Teniendo la relación entre el espesor del tubo y el código BWG, el diámetro interno,  $D_1$  puede calcularse con la siguiente ecuación:

$$D_1 = D_o - 2(\text{espesor}) \quad \text{-----}(27)$$

$D_o$  - diámetro externo ó nominal (in)

La constante  $g$ , es la acèleración de la gravedad en unidades del sistema inglés ( $4.18 \times 10^8 \text{ ft/hr}^2$ ).

El valor de la densidad puede ser sustituido por otro, de uso más común en la industria, que es la gravedad específica 60/60 (con respecto a la densidad del agua a 60°F) partiendo de la siguiente fórmula:

$$s = \frac{\rho}{62.3} \quad \text{-----}(28)$$

$s$  - gravedad específica.

Introduciendo los factores adecuados y sustituyendo las ecuaciones (25) a (28) en la ec. (6), tenemos:

$$\Delta P_t = \frac{f (V Q)^2 L N_p}{5.22 \times 10^{10} D s \rho_t} \quad \text{-----}(29)$$

$\Delta P_t$  - caída de presión ( $\text{lb/in}^2$ )

- f - factor de fricción (adimensional)
- V - velocidad (ft/hr<sup>2</sup>)
- Q - densidad (lb<sub>m</sub>/ft<sup>3</sup>)
- L - longitud (ft)
- Np - número de pasos
- D - diámetro (ft)
- s - gravedad específica (adimen.)
- $\phi_t$  - corrección por viscosidad  $(\mu/\mu_w)^{0.14}$

La ecuación (27) predice, la caída de presión a través de la sección recta, pero no, la caída de presión debida a los cambios de dirección del fluido, para tomar en cuenta este factor, recurrimos a la siguiente relación, que asigna un  $\Delta P_c$  equivalente a 4 veces el potencial cinético de presión, por cada cambio de dirección:

$$\Delta P_c = \frac{4 N_p V^2}{2 s g} \text{-----(30)}$$

introduciendo los factores de conversión adecuados, se obtiene:

$$\Delta P_c = 0.865 \frac{N_p V^2}{s g} \text{-----(31)}$$

y por tanto, la caída de presión total, será:

$$\Delta P_T = \Delta P_t + \Delta P_c \text{-----(32)}$$

Sustituyendo (29) y (31) en (32) y simplificando, llegamos finalmente a :

$$\Delta P_t = \frac{N_p V^2}{s} \left( \frac{f Q^2 L}{5.22 \times 10^{10} D \frac{g}{t}} + \frac{0.865}{g} \right) \quad (33)$$

que es la ecuación utilizada por el programa de diseño.

En el caso especial, cuando el fluido de servicio es vapor, P se calcula como el 50% de la caída de presión producida por los tramos rectos, exclusivamente.

$$\Delta P_T (\text{vapor}) = \frac{0.1f (VQ)^2 L N_p}{1.044 \times 10^{10} D s \frac{g}{t}} \quad \text{-----}(34)$$

Para este caso, el término s o gravedad específica, deberá calcularse con base a la densidad del agua, no obstante ser un vapor (para vapores, se utiliza como referencia, la densidad del aire).

b) Caída de presión por el lado de la camisa.

Partiendo de la misma ecuación (6), podemos sustituir las variables, por sus equivalentes, para el flujo por fuera del haz tubular.

La masa-velocidad  $G_s$  se obtiene a partir de las ecuaciones (4) y (5).

La longitud que recorre el fluido, depende, básicamente, del número de mamparas, debido a que éstas cambian

constantemente la dirección del flujo, siendo el valor real de L:

$$L = D_s (n_b + 1) \text{ -----(35)}$$

$D_s$  - diámetro de la camisa (in)

$n_b$  - número de mamparas o baffles

El valor  $D_s$ , representa el diámetro equivalente, que es función del espaciamiento y del diámetro externo de los tubos, así como del tipo de arreglo del haz, según las ecuaciones (2) y (3).

Ahora bien, si por el lado de la coraza se efectúa una evaporación, siendo grande la diferencia entre las densidades del líquido y del vapor, debe tomarse un promedio ponderado de la gravedad específica, en base a los flujos de las dos fases a la salida del cambiador. De esta manera, el valor de  $\bar{s}$  resulta:

$$\bar{s} = 0.5 (s_e + s_s) \text{ -----(36)}$$

$s_e$  - gravedad específica a la entrada

$s_s$  - gravedad específica a la salida

$$s_s = \frac{F_t/62.3}{F_v/\rho_v + F_l/\rho_l} \text{ -----(37)}$$

$F_t$  - Flujo total (lb<sub>m</sub>/hr)

$F_v$  - Flujo de vapor ( $lb_m/hr$ )

$F_l$  - Flujo de líquido ( $lb_m/hr$ )

$\rho_v$  - densidad del vapor ( $lb_m/ft^3$ )

$\rho_l$  - densidad del líquido ( $lb_m/ft^3$ )

La ecuación final de diseño para la caída de presión en el lado de la camisa es:

$$\Delta P_s = \frac{f G_s^2 D_s (n_b + 1)}{5.22 \times 10^{10} D_e \bar{s} \phi_s} \text{-----}(38)$$

$P_s$  - caída de presión por la camisa ( $lb/in^2$ )

$f$  - factor de fricción (adim.)

$G_s$  - masa-velocidad ( $lb_m/hr ft^2$ )

$D_s$  - diámetro de la camisa (in)

$n_b$  - número de mamparas

$D_e$  - diámetro equivalente (in)

$\bar{s}$  - gravedad específica promedio

$\phi_s$  - corrección por viscosidad  $(\mu/\mu_w)^{0.14}$

Tanto para las ecuaciones (33) y (34), como para la ecuación (38), se hace uso del factor de fricción de Fanning, que depende de la turbulencia presente. Por medio del análisis dimensional, se ha encontrado que  $f$  es función del número de Reynolds, como se aprecia en la ecuación (7). Además se conoce el tipo de función que describe la relación -



el fenómeno, y que es:

$$f = a ( N_{Re} )^b \text{ -----(39)}$$

Para la implementación del programa, se han determinado los valores de las constantes a y b, los cuales varían a ciertos rangos de  $N_{Re}$  y que por lo tanto obligan a manejar un conjunto de ecuaciones, válidas solo dentro de ciertos límites.

Las ecuaciones para el flujo dentro de los tubos son:

$$f = 16 ( N_{Re} )^{-1} \text{ -----(40 a)}$$

válida para  $0 \leq N_{Re} \leq 2100$

$$f = 0.0014 + 0.125 ( N_{Re} )^{-0.32} \text{ -----(40 b)}$$

válida para  $N_{Re} \leq 2100$

y las ecuaciones para flujo fuera de los tubos son:

$$\text{para } 0 \leq N_{Re} \leq 30 \quad f = 1/3 ( N_{Re} )^{-0.9895} \text{ -----(41 a)}$$

$$\text{para } 30 \leq N_{Re} \leq 100 \quad f = 1/6.155 ( N_{Re} )^{-0.7057} \text{ -----(41 b)}$$

$$\text{para } N_{Re} \leq 100 \quad f = 0.11878 ( N_{Re} )^{-0.188} \text{ -----(41 c)}$$

Las ecuaciones (40) y (41), fueron obtenidas por correlación de datos experimentales extraídos de "Standars of tubular Exchanger Manufacturers Association" 2<sup>da</sup>. ed. - N.Y. 1949, y realizada por medio del método de mínimos cuadrados.

C) ECUACIONES PARA TRANSFERENCIA DE CALOR.-

Para determinar las características, que tiene un arreglo dado, para la transferencia de calor, se hace uso de una ecuación general, derivada de la ecuación de Fourier, para fenómenos de transporte y que es:

$$Q = U A \Delta T_{lm} F_{t_{lmt}} \text{ -----(42)}$$

Q - Carga térmica (Btu/hr)

U - Coeficiente total de transferencia (Btu/ hr ft<sup>2</sup> F)

$\Delta T_{lm}$  - Diferencia media logaritmica de temperatura (F)

A - Area total de transferencia (ft<sup>2</sup>)

$F_{t_{lmt}}$  - Factor de corrección del  $\Delta T_{lm}$  (adimen.)

La mayor parte del tiempo utilizado para cálculo en el programa, se ocupa en la determinación de las variables que intervienen en la ec. (42). Así pues, conviene describirlas cada una por separado.

La forma en la que se procede , para hacer uso de la ecuación (42) es la siguiente:

A partir de las propiedades de los fluidos y las condiciones de proceso, se determina el coeficiente total de transferencia U, el  $\Delta T_{lm}$  o diferencia media logaritmica de temperatura y el factor de corrección  $F_{t_{lmt}}$  , éste último, depende además del arreglo mecánico propuesto (número de pasos, número de camisas), posteriormente, se despeja - el área de transferencia requerida A, utilizando la carga térmica Q, que se sustituye por la calculada en el balance térmico.

1.- CALCULO DEL  $\Delta T_{lm}$ .- Debido a que la diferencia de temperaturas, en las distintas regiones de un cambiador, no es la misma, el término que aparece originalmente en la ecuación de Fourier no es aplicable y, debe encontrarse un valor representativo de  $\Delta T$ , que puede calcularse a partir de las diferencias de temperatura presentes en la entrada y la salida del equipo. Considerando que el coeficiente total de transferencia varía linealmente con la temperatura, se ha llegado a la siguiente ecuación, para un cambiador con un solo paso por los tubos y a contracorriente (7):

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_c - \Delta T_f}{\ln (\Delta T_c / \Delta T_f)} \quad \text{-----(43)}$$

En esta ecuación,  $\Delta T_c$  representa la diferencia de temperatura en el extremo más caliente y  $\Delta T_f$ , la diferencia en el lado más frío. En la figura 1, puede apreciarse graficamente el significado de ambas variables, en el caso más simple, de un cambiador de un paso.

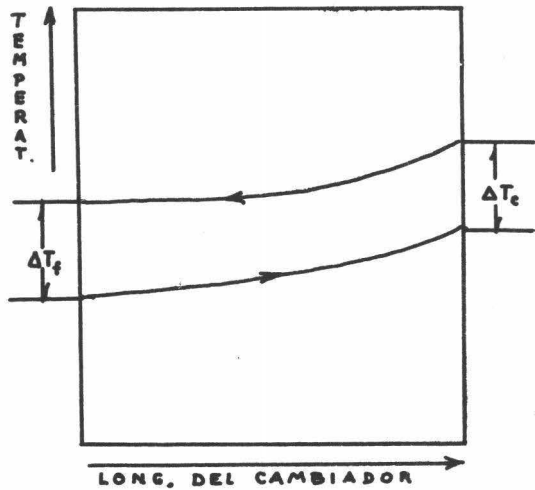


FIGURA 1.

Aún cuando la suposición de la dependencia lineal no es rigurosamente cierta, esta ecuación ha dado buenos resultados en la generalidad de los casos.

Para cambiadores con transferencia en dos fases, tales como los evaporadores y reboilers, encontramos dos regiones de transferencia, bien diferenciadas:

- a) Región de transferencia de calor sensible.

b) Región de transferencia de calor latente.

Encontrándose diferentes variaciones en la  $T$ , por lo que deben calcularse, por separado, las diferencias de temperatura en cada zona.

En la figura 2, podemos observar las dos regiones de transferencia, como aparecen en el caso de un evaporador de un solo paso en los tubos.

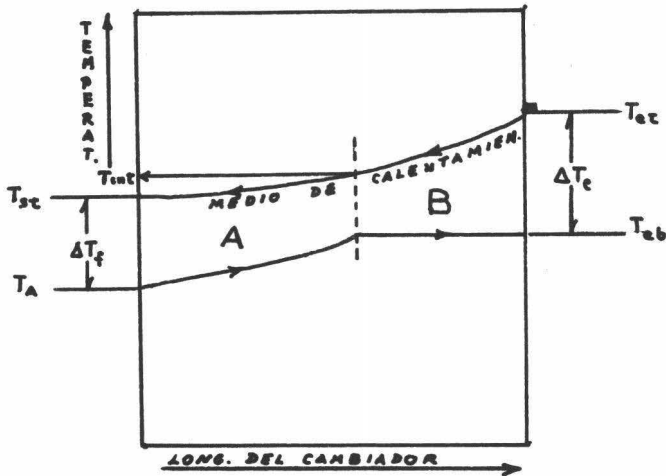


FIGURA 2.

En la región A, tanto el medio de calentamiento, como el fluido de proceso, intercambian calor sensible, - hasta un punto en que éste último, alcanza su temperatura de ebullición (el fluido de proceso es un componente puro) a partir de ese punto, la temperatura ya no aumenta y se - mantiene constante, cambiando el régimen de transferencia. Debido a este comportamiento, debe obtenerse un  $\Delta T_{lm}$  para

la región A y otro para la región B. Para ambos cálculos es necesario determinar la temperatura intermedia  $T_{int}$  en el medio de calentamiento, y que es aquella temperatura que coincide con el cambio de fase del fluido de proceso. Para esto contamos con los siguientes datos:

- $T_a$  - Temperatura de entrada a la camisa
- $T_{eb}$  - Temperatura de ebullición en la camisa
- $T_{et}$  - Temperatura de entrada a los tuos
- $T_{st}$  - Temperatura de salida de los tubos.

Por medio del balance térmico en la región B, sabemos que el calor necesario para la evaporación ha sido cedido por el fluido de servicio al enfriarse desde una temperatura  $T_{et}$  hasta  $T_{int}$ , por lo tanto:

$$Q_{evap} = w_t C_{pt} (T_{et} - T_{int}) \text{ -----(44)}$$

despejando  $T_{int}$ , obtenemos:

$$T_{int} = T_{et} - Q_{evap} / w_t C_{pt} \text{ -----(45)}$$

Una vez determinado el valor de  $T_{int}$ , se calculan las diferencias medias logarítmicas:

$$\Delta T_{lm(A)} = \frac{(T_{st}-T_a) - (T_{int}-T_{eb})}{\ln\left(\frac{T_{st}-T_a}{T_{int}-T_{eb}}\right)} \text{ -----(46)}$$

$$\Delta T_{lm(B)} = \frac{(T_{int}-T_{eb}) - (T_{et}-T_{eb})}{\ln\left(\frac{T_{int}-T_{eb}}{T_{et}-T_{eb}}\right)} \quad \text{---(47)}$$

El valor utilizado para el  $T_{lm}$ , se determina ponderando los dos valores con las cargas térmicas de sus respectivas zonas, quedando finalmente.

$$\Delta T_{lm} = \frac{Q_{tot}}{\left(\frac{Q_{sen}}{T_{lm(A)}}\right) + \left(\frac{Q_{vap}}{T_{lm(B)}}\right)} \quad \text{---(48)}$$

$Q_{tot}$  - Carga térmica total (Btu/hr)

$Q_{sen}$  - Carga térmica en la región A (Btu/hr)

$Q_{vap}$  - Carga térmica en la región B (Btu/hr)

Cuando el medio de calentamiento es vapor saturado, existe en el cambiador al menos una zona, en la cual la diferencia de temperaturas es constante, en tal caso, la  $\Delta T_{lm}$  no puede calcularse mediante la ecuación (43), como puede observarse en la figura 3. Al ser constante la diferencia de temperaturas en ambos extremos del cambiador, el valor de la  $\Delta T_{lm}$  es igual a  $\Delta T_c$  ó  $\Delta T_h$ .

## 2.-CALCULO DEL FACTOR DE CORRECCION ( $F_{t_{lmt}}$ ).-

Cuando el número de pasos por los tubos aumenta, o cuando el cambiador consta de varias unidades en serie, el régimen de flujo no es ni a contracorriente ni en corriente -

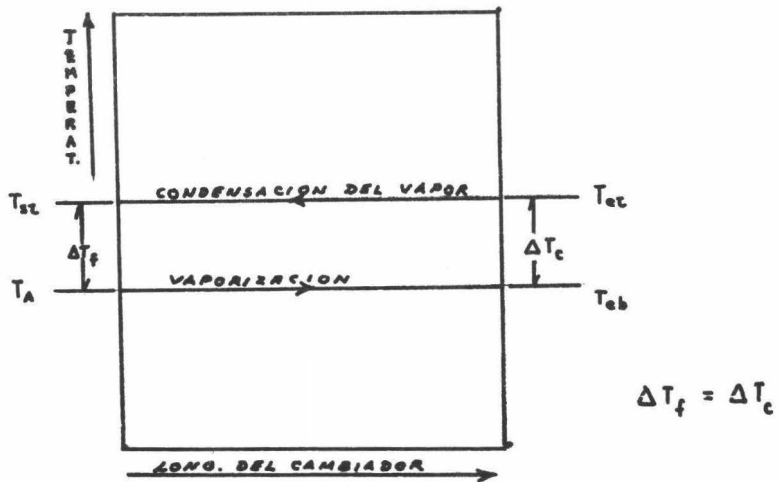


FIGURA 3.

paralela, sino una combinación de ambos, alternados. Por esta razón, la  $\Delta T_{lm}$  de la ecuación (43) no es un valor representativo de las diferencias de temperaturas entre los fluidos del cambiador.

Para conservar la compatibilidad con el esquema para un cambiador con un paso por los tubos y una unidad en serie, se ha desarrollado analíticamente (7) el uso de un factor de corrección, al que en este estudio se ha denominado  $Ft_{lmt}$ , de tal suerte que el  $\Delta T_{lm}$  real para cualquier tipo de cambiador, puede obtenerse con la siguiente ecuación:

$$\Delta T_{lm} \text{ (real)} = \Delta T_{lm} \text{ (calc.)} \times Ft_{lmt} \quad (49)$$



Los valores de este factor de corrección, tienen un límite máximo de 1.0, cuando se trata de cambiadores con un paso en los tubos.

El cálculo del factor, se ha implementado en forma de un suoprograma o programa auxiliar, con las ecuaciones extraídas de un artículo de "Chemical Engineering" (13), que son las siguientes:

$$Ft_{\text{limt}} = \frac{\sqrt{r^2 + 1} \ln \left[ \frac{1 - xx}{1 - r(xx)} \right]}{(r-1) \ln \left[ \frac{2/xx - 1 - r + \sqrt{r^2 + 1}}{2/xx - 1 - r - \sqrt{r^2 + 1}} \right]} \quad \text{---(50)}$$

En esta ecuación, deducida analíticamente, el valor de r es:

$$r = \frac{T_a - T_{eb}}{T_{st} - T_{et}} \quad \text{---(51)}$$

El valor de xx debe calcularse de 2 maneras distintas, dependiendo del valor de r:

$$\text{a) si } r = 1 \quad xx = \frac{s}{(n(1-s)+s)} \quad \text{---(52)}$$

en donde n es el número de unidades en serie y

$$s = \frac{T_{et} - T_{st}}{T_{et} - T_a} \quad \text{---(53)}$$

$$\text{b) si } r \neq 1 \quad xx = \frac{1 - \left[ \frac{1 - rs}{1 - s} \right]^{1/n}}{r - \left[ \frac{1 - rs}{1 - s} \right]^{1/n}} \quad \text{---(54)}$$

Debe observarse que, tanto en la ecuación (52) como en la (54), el valor de  $xx$  es igual a  $\underline{g}$  si,  $n=1$ , es decir, que el efecto del número de unidades en serie, se encuentra implícito en el valor de  $xx$  y que, cuando  $n = 1$ , nos encontramos con el caso más simple (una sola unidad en serie).

El factor  $Ft_{\text{lim}}$ , no deberá ser nunca inferior a 0.8, ya que se ha demostrado que, esto significa una gran ineficiencia, debida a una posible inversión del sentido en el -flujo de calor, como consecuencia de una combinación desafortunada de ciertas condiciones de proceso y arreglo mecánico.

3.- CALCULO DEL COEFICIENTE TOTAL DE TRANSFERENCIA (U).- El coeficiente total puede considerarse como el resultado de la adición de varias resistencias al flujo de calor. Dichas resistencias, son aquellas que presentan los fluidos en ambos lados del cambiador, así como la de la pared metálica de los tubos y además los factores de incrustación, -- que toman en cuenta la resistencia que ofrecen los depósitos dejados por los fluidos. La ecuación general es la siguiente:

$$U = \frac{1}{(1/h_o) + (1/h_1)(D_1/D_o) + R_w} \quad (55)$$

U - Coeficiente total (Btu/hr ft<sup>2</sup> F)

$h_o$  - Coeficiente de película fuera de los tubos (idem.)

$h_1$  - Coeficiente de película dentro de los tubos (idem.)

$R_w$  - Resistencia de la pared de los tubos.  
(idem.)

$(D_i/D_o)$  - relación de diámetros interno y externo de los tubos

La resistencia de la pared metálica depende de su espesor y de la conductividad térmica. La ecuación se deduce de la transferencia a través de una pared tubular.

$$R_w = \frac{D_o \ln(D_o/D_i)}{24 k_w} \text{-----(56)}$$

$D_o$  - diámetro externo ó nominal (in)

$D_i$  - diámetro interno (in)

$k_w$  - conductividad termica del metal  
(Btu/hr ft F)

La determinación de los coeficientes de película, depende fundamentalmente de si se presenta un cambio de fase o no. Si la transferencia de calor se realiza en una sola fase, el coeficiente depende del régimen de flujo y de las propiedades del fluido. Para el estudio, se ha utilizado el factor adimensional de Colburn (7)  $J_h$ , como paso intermedio para la determinación de las propiedades de transferencia. El factor  $J_h$ , al igual que el factor de fricción, es función del Número de Reynolds y esta función es de la forma:

$$J_h = a' (N_{Re})^{b'} \text{-----(57)}$$

Para implementar el programa se correlacionaron - datos experimentales, tomados de Sieder y Tate (11) y se ajustaron por el método de Mínimos cuadrados, para obtener las - siguientes ecuaciones:

$$\text{para } 0 \leq N_{Re} \leq 100, \quad J_h = 0.6442 (N_{Re})^{0.4571} \quad (58 \text{ a})$$

$$\text{para } 100 \leq N_{Re} \leq 350, \quad J_h = 0.5745 (N_{Re})^{0.4825} \quad (58 \text{ b})$$

$$\text{para } 350 \leq N_{Re} \leq 6000, \quad J_h = 0.4678 (N_{Re})^{0.5175} \quad (58 \text{ c})$$

$$\text{para } 6000 \leq N_{Re} \leq 40000, \quad J_h = 0.3545 (N_{Re})^{0.5496} \quad (58 \text{ d})$$

$$\text{para } N_{Re} \geq 40000, \quad J_h = 0.3485 (N_{Re})^{0.5511} \quad (58 \text{ e})$$

La relación entre el factor de Colburn y el coeficiente de película, es:

$$h = \frac{J_h k_t}{D} \left[ \frac{C_p \mu}{k_t} \right]^{1/3} \left[ \frac{\mu}{\mu_w} \right]^{0.14} \quad \text{-----}(59)$$

$h$  - Coeficiente de película (Btu/hr ft<sup>2</sup> F)

$J_h$  - Factor de Colburn (Adimensional)

$k_t$  - Conductividad Térmica (Btu/hr ft F)

$D$  - Diámetro del ducto en que circula el fluido (ft)

$C_p$  - Calor específico (Btu/lb<sub>m</sub> F)

$\mu$  - Viscosidad en el seno del fluido (lb/ ft hr)

w - Viscosidad en la región cercana a la pared del ducto (lb/ft hr)

Cuando existe un cambio de fase, el coeficiente de película, depende generalmente de las propiedades de ambas fases. En el caso de un evaporador o un reboiler, que son precisamente de los que nos ocuparemos, se han propuesto muchas correlaciones, algunas totalmente empíricas, otras desarrolladas en forma completamente analítica y algunas más, de tipo teórico-empírico. Dentro del último grupo, se seleccionó, por sus resultados satisfactorios, la CORRELACION DE MC NELLY.<sup>8</sup> Esta ecuación describe la relación entre el coeficiente de transferencia de un líquido en ebullición, con las propiedades del mismo y con las condiciones de operación. La ecuación de Mc Nelly es la siguiente:

$$h_1 = 0.225 C_s \left[ \frac{U \Delta T C_p}{\lambda} \right]^{0.69} \left[ \frac{14+P k_1}{\sigma} \right]^{0.31} \left[ \frac{\rho_l - \rho_v}{\rho_v} \right]^{0.14} \quad \text{--(60)}$$

$h_1$  - Coeficiente de película (Btu/hr ft<sup>2</sup> F)

$C_s$  - Factor de superficie (1 para acero) (Adim.)

$U$  - Coeficiente total de transferencia (Btu/hr - ft<sup>2</sup> F)

$\Delta T$  - Diferencia de temperatura entre la superficie metálica y el fluido (F)

$C_p$  - Calor específico (Btu/lb<sub>m</sub> F)

$\lambda$  - Calor latente de vaporización (Btu/lb<sub>m</sub>)

$P$  - Presión de operación (lb/in<sup>2</sup>)

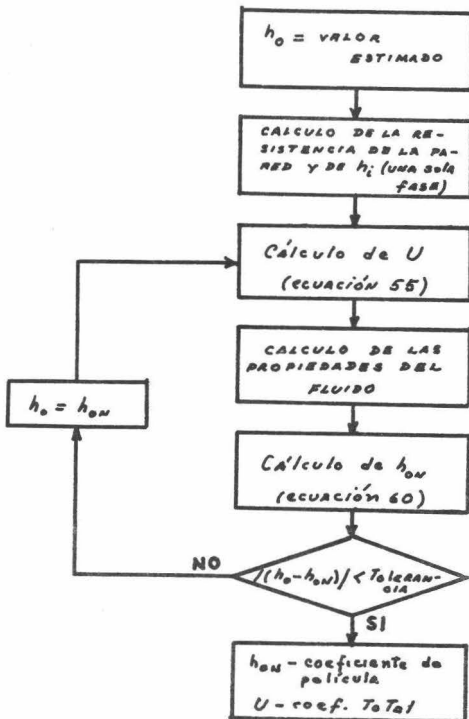
$k_1$  - Conductividad térmica del líquido  
(Btu/lb<sub>m</sub> F)

$\sigma$  - Tensión superficial (lb/ft)

$\rho_l$  - Densidad del líquido (lb<sub>m</sub>/ft<sup>3</sup>)

$\rho_v$  - Densidad del vapor (lb<sub>m</sub>/ft<sup>3</sup>)

Como puede observarse, en la ecuación está incluida la  $U$ , que a su vez depende de los coeficientes de película, según la ec. (55), por lo tanto, es necesario utilizar un método iterativo para resolver la ec. (60), ya que no es posible hacerlo analíticamente. El método escogido, es el que se presenta abajo, en forma de un diagrama de bloques.



La correlación de Mc Nelly tiene ciertas limitaciones que deben tomarse en cuenta, y que son:

- a) Se aplica para líquidos de rangos de ebullición pequeños.
- b) Se aplica para régimen de ebullición nucleada. ( $\Delta T \geq 8^{\circ} F$ )
- c) La ecuación representa el comportamiento de un líquido en ebullición, calentado por un tubo único, no por un haz de tubos.

Para la restricción a), se ha corregido el coeficiente, por medio de un factor  $F_t$ , que es función del rango de ebullición, según la siguiente ecuación:

$$h = h_1 \times F_t \quad \text{-----(61)}$$

donde:

$$F_t = e^{0.015(T_r - T_b)} \quad \text{-----(62)}$$

$T_r$  - Temperatura de Rocío del líquido

$T_b$  - Temperatura de Burbuja del líquido

Cuando la diferencia de temperatura entre el fluido y la pared metálica ( $\Delta T_b$ ) es menor de  $8^{\circ} F$ , se utiliza, para la determinación del coeficiente, una correlación que toma en cuenta la convección natural y que es:

$$h_1' = h_1 + 0.53(k_1/d) \left[ \frac{d^3 \rho_1^2 g \beta_1 \Delta T_b c_{p1}}{\mu_1 k_1} \right]^{0.25} \quad (63)$$

$h_1'$  - Coeficiente de película corregido  
(Btu/hr ft<sup>2</sup> F)

$h_1$  - Coeficiente de película calculado con la  
ec. (60) (idem.)

$\Delta T_b$  - Diferencia de temperatura promedio entre el  
el líquido en ebullición y la pared (F)

Como puede observarse en el inciso c), el valor -  
calculado de  $h_1$  no puede aplicarse, cuando se utiliza un haz  
tubular para calentar el líquido y la razón es la siguiente:

El valor calculado con la ec. (60), como ya se -  
dijo, es válido para un régimen de ebullición nucleada, y  
cuando se trabaja con un grupo de tubos, el vapor desprendi-  
do queda atrapado, recubriendo la superficie metálica con --  
una película que ofrece mayor resistencia a la transferencia  
de calor (régimen de ebullición pelicular).

Por lo tanto, deberá corregirse el coeficiente pa-  
ra no obtener un valor falsamente optimista. Existen varias  
formas para tomar en cuenta este factor, algunas son de natu-  
raleza analítica, pero tienen el inconveniente de ser más la-  
boriosas; por esta razón se ha preferido hacer uso de un mé-  
todo de tipo estadístico, que no obstante su sencillez, dá -  
resultados bastante satisfactorios y que es el que a conti-  
nuación se expone:

$$h_b = h_1 \text{ (BCF)} \quad \text{-----}(64)$$



$h_b$  - Coeficiente de película para un haz tubular (Btu/hr ft<sup>2</sup> F).

$h_1$  - Coeficiente para un solo tubo (idem.)

BCF - Factor de corrección para el haz tubular tomando en cuenta, la formación de la película de vapor

La ecuación para el factor BCF es:

$$BCF = 0.714 (p-D)^{4.2 \times 10^5 \bar{G}} \left( \frac{1}{N_{rv}} \right)^{-0.24} \left[ 1.75 + \ln(1/N_{rv}) \right] \quad \text{-----(65)}$$

a su vez:

$$\bar{G} = \frac{A_0 U_1 \Delta T}{\lambda (p-D)} \quad \text{-----(66)}$$

$p$  - Pitch o espaciamiento entre los tubos (ft)

$D$  - diámetro externo de los tubos (ft)

$\bar{G}$  - masa-velocidad del vapor formado en un tubo del fondo del cambiador (lb<sub>m</sub>/hr ft<sup>2</sup>)

$N_{rv}$  - número de tubos en la hilera central del cambiador.

$$N_{rv} = D_b/p \quad (\text{arreglo CUADRADO}) \quad (67)$$

$$N_{rv} = D_b/1.847(p) \quad (\text{arreglo TRIANGULAR}) \quad (68)$$

$D_b$  - diámetro del haz tubular (ft)

$A_0$  - área de transf. por tubo (ft<sup>2</sup>)

$U_1$  - coeficiente total de transferencia calculado según la ec. (55)

$\Delta T$  - diferencia de temperatura, calculada con la

ec. (43) (F)

$\lambda$  - calor latente de vaporización (Btu/lb<sub>m</sub>)

A pesar, de que el factor BCF toma en cuenta el vapor retenido por el haz, existe un límite máximo para el valor del coeficiente de transferencia de líquidos en ebullición. Lo anterior se comprende más fácilmente, si se estudia la Figura 4. En ella, se encuentra graficado el valor del coeficiente, contra la diferencia de temperatura entre la pared metálica y el fluido.

*Coefficiente de Película vs  $\Delta T$*

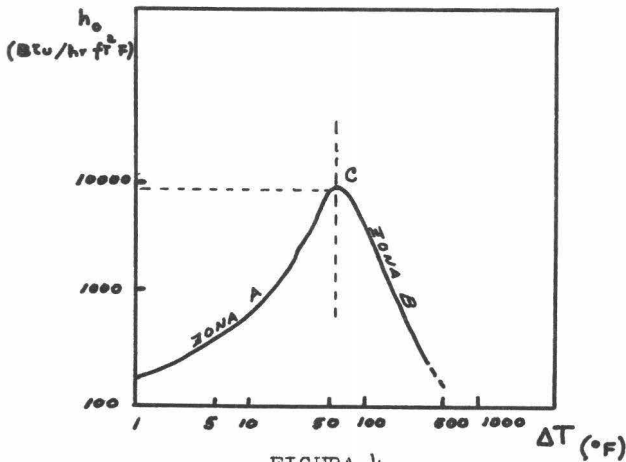


FIGURA 4.

El límite antes mencionado puede verse en el punto C. La zona A representa el régimen de ebullición nucleada y la zona B es la de régimen pelicular. Para no sobrepasar el punto C, se hace uso de otra correlación, que nos in-

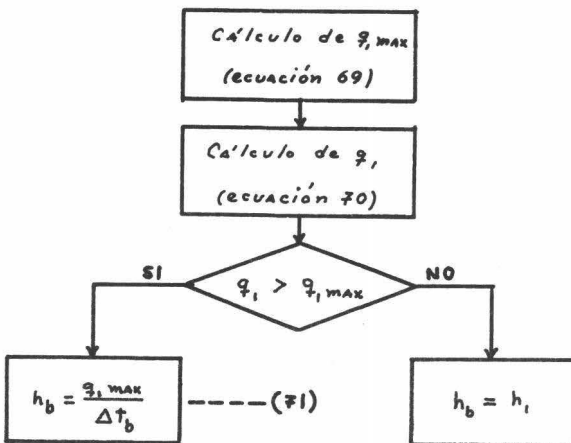
dica cual es el flujo de calor máximo permisible y que indirectamente, también nos proporciona el valor máximo del coeficiente de película, del que podemos disponer. La correlación es:

$$q_{1\max} = 25.8 \rho_v \lambda \left[ \frac{\sigma (\rho_l - \rho_v) g}{\rho_v^2} \right]^{0.25} \quad (69)$$

El flujo de calor requerido por el cambiador es:

$$q_1 = U \Delta T \quad \text{-----} \quad (70)$$

A continuación, se presenta el esquema de las decisiones tomadas, en el programa de diseño, en base a la comparación de los valores de  $q_1$  con  $q_{1\max}$ .



Por lo que respecta al haz tubular, existe otra - restricción; también hay un límite para el flujo de calor que puede transmitirse a través de un grupo de tubos. La ecuación que define ese valor máximo, se compone de 2 factores, uno depende de la geometría del arreglo mecánico y es:

$$\text{para arreglo CUADRADO: } \phi = 0.359(p/D)\sqrt{1/N_t} \quad (72 \text{ a})$$

$$\text{para arreglo TRIANGULAR: } \phi = 0.359(p/D)\sqrt{\text{Sen}(60^\circ)/N_t} \quad \text{---(72 b)}$$

p - Pitch de los tubos (in)

D - Diámetro ext. de los tubos (in)

$N_t$  - Número de tubos

$\phi$  - Factor geométrico

El otro factor depende de las propiedades del líquido en ebullición, así como las del vapor.

$$\psi = \rho_v \lambda \left[ \frac{g \sigma (\rho_l - \rho_v)}{\rho_v^2} \right]^{0.25} \quad \text{---(73)}$$

Utilizando ambos factores, la correlación es la siguiente:

$$Q_{\max} = K (\phi) (\psi) \quad \text{-----(74)}$$

Empíricamente, se ha encontrado que, el valor de K

es de 176.0, pero como una medida de seguridad, se toma un 80% de este valor, es decir,  $K = 140.8$  .

El flujo de calor máximo que se pretende utilizar, se calcula como:

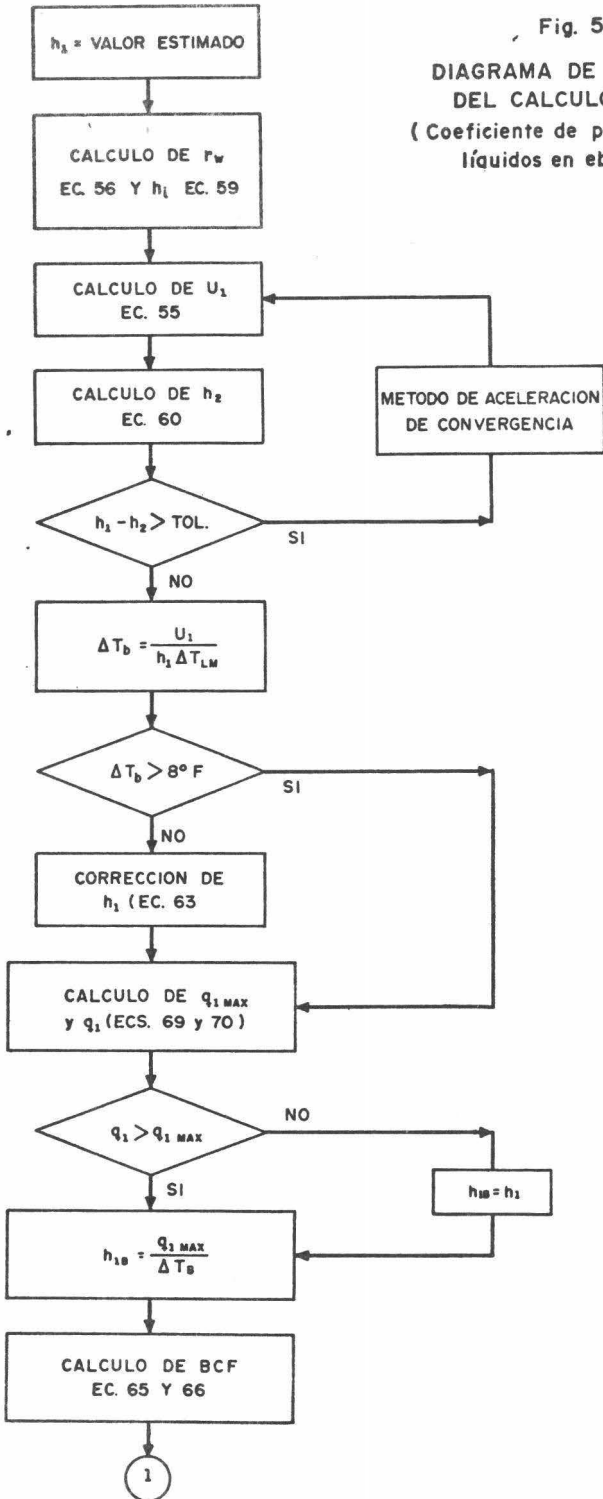
$$Q_{\text{req}} = U \Delta T_{\text{lm}} \text{ -----(75)}$$

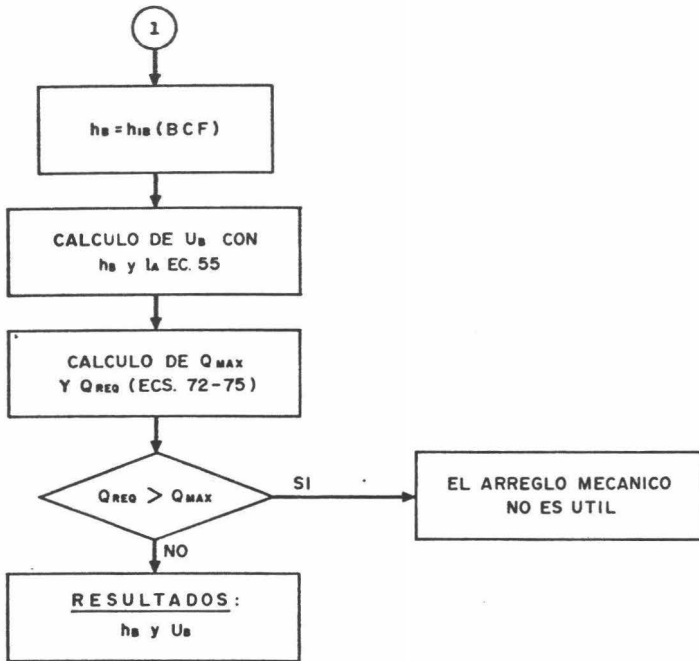
Si el valor de  $Q_{\text{req}}$  es mayor que  $Q_{\text{max}}$ , no es posible hacer uso de ese arreglo mecánico con las condiciones de proceso que se tienen.

A continuación, se muestra el esquema general utilizado para la determinación del coeficiente total de transferencia, cuando uno de los fluidos hierve ( $h_p$ ). Este método ha sido presentado en un artículo de la revista "Hydrocarbon Processing" (9).

Fig. 5

DIAGRAMA DE BLOQUES  
DEL CALCULO DE  $h_B$   
(Coeficiente de película para  
líquidos en ebullición)





### III.- ANÁLISIS DE LAS DECISIONES TOMADAS POR EL PROGRAMA DE DISEÑO.

Basadas en las interacciones entre parámetros y variables de diseño, se han implementado las decisiones que el programa deberá tomar, de forma tal que, si al analizar cierta variable y compararla con los límites establecidos, se encuentra que no tiene un valor satisfactorio, se proponga otro arreglo que pueda cumplir con las condiciones impuestas.

En este capítulo se adjunta un diagrama de bloques del método o algoritmo que utiliza el programa principal (Figura 6). En él se pueden apreciar las variables que deben controlarse, así como las decisiones que se toman en cada caso. A continuación, se presenta un breve resumen de los criterios usados para controlar cada parámetro de diseño.

#### DIAMETRO DE LA CAMISA.-

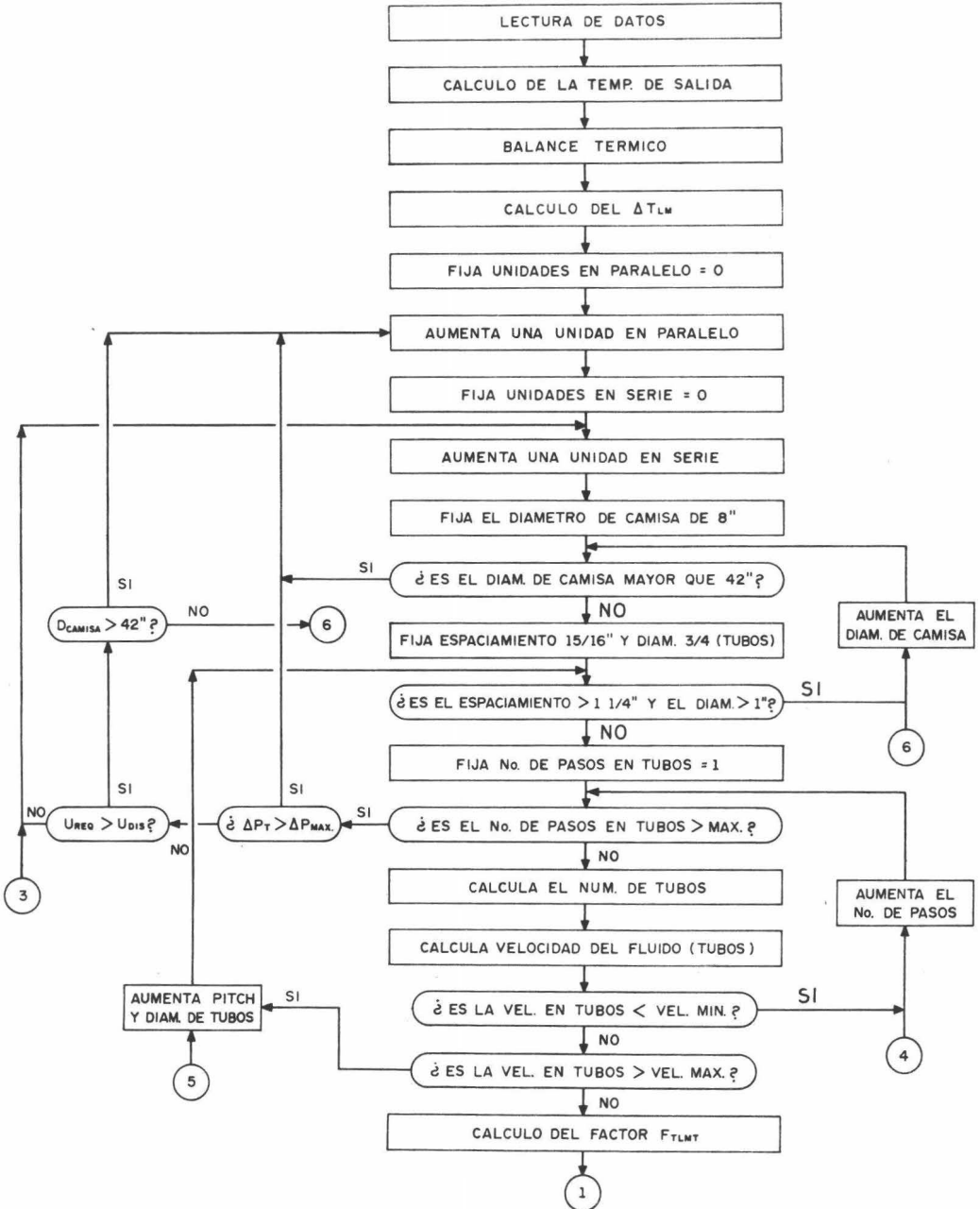
Como ya se ha visto, el número de diámetros es limitado y, ésta es la razón por la cual debe verificarse que, el diámetro propuesto no sea mayor de 40 in. para arreglo CUADRADO o de 39 in. para TRIANGULAR. En caso de que, por las condiciones de proceso se requiera un diámetro mayor, la solución dada por el programa, es distribuir el flujo entre 2 unidades en paralelo.

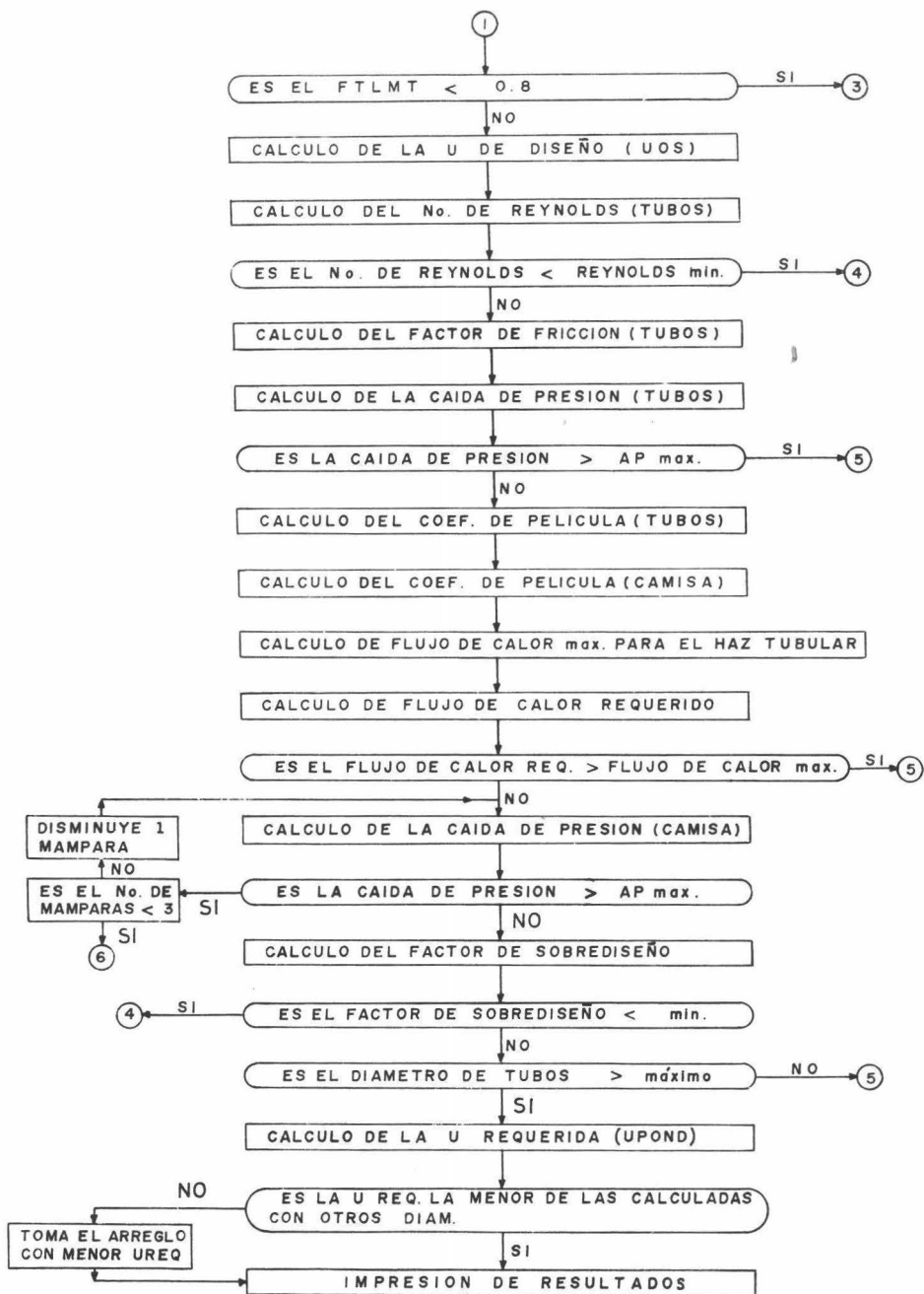
#### ESPACIAMIENTO Y DIAMETRO DE LOS TUBOS.-



# DIAGRAMA DE BLOQUES DEL PROGRAMA PRINCIPAL

( Figura 6 )





De la misma manera que el diámetro de la camisa, estos parámetros no pueden tener valores más grandes (o más pequeños) que aquellos que el programa tiene almacenados (valores comerciales). Si se necesitara un arreglo de mayores dimensiones, se deberá recurrir a aumentar el diámetro de la camisa.

#### NUMERO DE PASOS POR LOS TUBOS.-

El valor del número de pasos está limitado por 2 factores que son:

- a) Estándares comerciales.
- b) Número de unidades en serie

Ambos ya se han tomado en cuenta en la ecuación (10), sin embargo, un número de pasos mayor de 8 es poco usual, debido a la excesiva caída de presión que produce. Cuando por la lógica del programa se necesite un cambiador con mayor número de pasos, deben analizarse los siguientes factores adicionales antes de tomar alguna decisión.

Caida de presión por el lado de los tubos.- Si es mayor que la permisible, se aumentará una unidad en paralelo para distribuir el flujo; si es menor, se analiza el coeficiente total de transferencia.

Coficiente total de transferencia.- Si el coeficiente calculado con las propiedades de transferencia ( $U$  requerida), es mayor que el necesario por el cambiador ( $U$  dise-

ño), se analiza el diámetro de la camisa para determinar si es posible aumentar el área de transferencia con un mayor número de tubos ó, si se tiene que incrementar una unidad en paralelo. Si  $U_{req}$  es menor que  $U_{dis}$ , se aumenta el área agregando una -- unidad en serie.

#### VELOCIDAD DEL FLUIDO EN LOS TUBOS.-

Si el gasto del fluido por los tubos es pequeño, es posible que con un solo paso, no se logre alcanzar el régimen turbulento. Para resolver este problema, se aumenta el número de pasos hasta que el valor de la velocidad excede de cierto - mínimo. La velocidad está restringida por las propiedades mecánicas del material con el que se construyen los tuuos. A -- muy grandes velocidades, el metal se vé afectado por la ero- sión, destruyéndose el haz de tubos. Como límite superior para la velocidad, se ha establecido el valor de 10 ft/seg. , de acuerdo con la generalidad de los casos. Cuando el fluido de servicio es vapor de agua, el límite de velocidad aumenta a - 200 ft/seg., a consecuencia de la baja densidad.

#### FACTOR DE CORRECCION DEL $\Delta T_{lm}$ .-

El valor más grande que puede tener este factor es de 1.0, y esto ocurre cuando el cambiador consta de 1 solo paso por los tubos y 1 camisa en serie o bien cuando el fluido - que se evapora en la camisa es un componente puro y por lo tan- to, mantiene una temperatura constante a lo largo del cambia-

dor. No se admiten factores de corrección inferiores a 0.7, - porque, según las ecuaciones que definen el  $Ft_{1mt}$ , se ha observado que un valor inferior significa una muy baja eficiencia.

#### NUMERO DE REYNOLDS DEL FLUIDO POR LOS TUBOS.-

El número de Reynolds es un índice del régimen de flujo; cuando es mayor de 2100, nos encontramos en presencia del flujo TURBULENTO. Es deseable trabajar con el régimen de flujo turbulento, porque de esta manera las propiedades de -- transferencia se incrementan, siempre y cuando el fluido no -- cambie de fase, así pues, se ha tomado como valor mínimo de -- esta variable el de 2100. Si en la ejecución del programa, -- se encuentra un valor inferior a 2100, debe tomarse la deci-- sión de aumentar el número de pasos en los tubos para elevar la velocidad, hasta que el fluido se encuentre dentro del régimen turbulento.

#### CAIDA DE PRESION POR EL LADO DE LOS TUBOS.-

El límite de caída de presión permisible, depende en gran parte, del proceso donde se instalará el cambiador, -- por esta razón se ha dejado al usuario del programa, la libertad de fijar el valor máximo valor permisible. En el caso de excederse el límite, deberá proponerse un arreglo con mayor -- área de flujo, aumentando el pitch y el diámetro de los tubos.

#### FLUJO DE CALOR REQUERIDO.-

El análisis de esta variable, solo se efectúa para evaporadores y reboilers, ya que solo afecta a la transferencia de calor con cambio de fase. Como se ha visto en el capítulo anterior, existe un valor máximo para el flujo de calor, más allá del cual no es conveniente operar, debido a que el coeficiente de película disminuye bruscamente. Este límite depende del arreglo mecánico y de las propiedades del fluido y se calcula para cada equipo propuesto, mediante las ecuaciones (72) a (74). Si en alguno de los cambiadores propuestos, el flujo de calor requerido (ecuación 75) es mayor que el máximo permisible, deberá proponerse un equipo con una mayor separación entre los tubos, para elevar el límite máximo. Esta decisión constituye una de las principales innovaciones al esquema inicial del programa de diseño, que fué realizado para cambiadores con transferencia en una sola fase. La acción a tomar está basada en la observación de las ecuaciones (72) a (74) y en los diseños examinados.

#### CAIDA DE PRESION POR EL LADO DE LA CAMISA.-

El límite máximo permisible, también es fijado por el usuario, por las mismas razones expuestas para el flujo por los tubos, pero las decisiones a tomar son diferentes. En este punto debe diferenciarse, si se trata de un cambiador en una sola fase o un evaporador.

a) Cambiadores en una sola fase.- Para este tipo de servicio, si el valor de la  $\Delta P$  excede al máximo permisible

debe proponerse un corte de mamparas más grande (El corte puede variar desde un 20% a un 50%). Si esto no es suficiente, se eligen 2 unidades en paralelo para dividir el flujo de la camisa.

b) Cambiadores en dos fases (Evaporadores y reboilers)- En este caso, y si la  $\Delta P$  es mayor que la máxima permisible, se disminuye el número de mamparas, fijado inicialmente para dar un espaciamento ligeramente inferior o igual al diámetro de la camisa. En todos los casos, se ha considerado que debe haber al menos 3 mamparas (valor mínimo para soportar el haz de tubos). Si esta medida no es suficiente, se propone, de la misma forma que en el inciso a), un arreglo con 2 unidades en paralelo.

#### FACTOR DE SEGURIDAD o' SOBREDISEÑO (S.F.).-

El cambiador a diseñar, debe forzosamente de tener un margen de seguridad y este margen se mide como un exceso del área de transferencia requerida, en por ciento. El valor de S.F. mínimo que se ha establecido en el programa es de 5%, tomado de los diseños examinados.

El factor de sobrediseño, como variable dentro del programa, nos dá una visión clara acerca de la capacidad del equipo propuesto para satisfacer las necesidades del proceso. Si observamos la ecuación (76), podemos deducir que, si S.F. -

$$S.F. = (U_{req}/U_{dis} - 1) \times 100 \quad \text{---(76)}$$

tiene valores negativos, significa que el área del cambiador no es suficiente para realizar la transferencia deseada; si su valor es 0, el área del cambiador es apenas la necesaria, y si tiene valores positivos, tendremos un sobrediseño.

En el caso de que el S.F. resulte negativo, se toman las siguientes decisiones:

a) Cambiadores en una sola fase.- El objetivo es común para cualquier tipo de cambiador y consiste en tratar de mejorar el coeficiente total de transferencia. En este caso, los coeficientes individuales de película son aproximadamente de la misma magnitud y como su adición es similar a un circuito de resistencias eléctricas en paralelo (-ver ec. 55), ninguno controla por si solo el valor del coeficiente total. Así pues, se opta por incrementar las propiedades de transferencia del fluido por la camisa, aumentando su turbulencia y esto se logra fijando un número de mamparas mayor.

b) Cambiadores en dos fases.(Evaporadores y reboilers).- En los evaporadores y reboilers el coeficiente de transferencia por el lado en que se verifica el cambio de fase, es frecuentemente más grande y por lo tanto, no tendría sentido incrementarlo, por esta razón, la decisión a tomar es mejorar el coeficiente por el lado de los tuos y, esto se consigue aumentando el número de pasos y con ello, la turbulencia del flujo.

Dentro de las características mecánicas de los cambiadores, se presenta un pequeño problema. El programa propone



los diámetros de los tubos en orden ascendente de tamaño, para satisfacer las restricciones hidráulicas, pero el área de transferencia no varía en la misma proporción; esto se explica porque, si bien un diámetro pequeño significa menor Área por tubo, los cambiadores pueden acomodar un número mucho mayor de ellos. Así pues, es posible que el primer arreglo que cumpla con la restricción de un factor de seguridad mínimo, no sea el óptimo. Para comprobar lo anterior, se calculan, además, otros equipos con las mismas dimensiones, variando únicamente el diámetro de los tubos, finalmente se comparan las áreas de transferencia requeridas y se selecciona el cambiador que tenga la menor.

#### IV.- ESTRUCTURA GENERAL DEL PROGRAMA.- SUBROUTINAS.-

En los anteriores capítulos se ha esbozado la teoría en que están basadas las relaciones entre las variables y factores de diseño, ahora corresponde hacer una descripción del funcionamiento general del programa.

Siendo el cálculo de propiedades, para mezclas de hidrocarburos, de suma complejidad y como para líquidos en ebullición, debe calcularse el equilibrio líquido-vapor, se decidió hacer uso de programas auxiliares que efectuaran la determinación cada vez que se requiera (esto es, para cada equipo - propuesto por el mismo programa).

Los programas auxiliares pueden clasificarse, según el tipo de función que desempeñan, en:

- A) Programas para el cálculo del Equilibrio líquido-vapor.
- B) Programas para el cálculo de las propiedades físicas de los fluidos.
- C) Programas auxiliares para la obtención de información sobre el arreglo mecánico y algunas condiciones de proceso.

Dentro del grupo A) , están comprendidas las siguientes SUBROUTINAS o PROGRAMAS AUXILIARES:

##### SUBROUTINA EQUILIB.-

Objetivo.- Este programa auxiliar se encarga de la determinación de las constantes de equilibrio ó constantes "K",

para sistemas líquido-vapor. Estas constantes son indispensables para realizar el balance de materia y energía, en la determinación de las composiciones de las dos fases.

Principios básicos.- Cuando un líquido se encuentra en presencia de una fase vapor, constituida por los mismos componentes químicos, se establece un equilibrio dinámico en el cual, el mismo número de moléculas que se evaporan, también se condensan. La fase vapor tiene una composición distinta a la del líquido y esto se debe a que los componentes más ligeros tienen mayor facilidad para evaporarse y se encuentran en mayor proporción en el vapor. Para relacionar las composiciones de ambas fases, se ha definido una constante, por medio de la siguiente ecuación:

$$K_i = y_i/x_i \quad \text{-----}(77)$$

siendo:

$y_i$  - fracción mol del componente  $i$   
en la fase vapor

$x_i$  - fracción mol del componente  $i$   
en la fase líquida

$K_i$  - constante de equilibrio del  
componente  $i$

Experimentalmente, se ha encontrado que  $K_i$  es función de la presión, de la temperatura y también de la composición.

El cálculo de las constantes es bastante complicada-

do, sin embargo para mezclas de hidrocarburos (comunes en la industria petrolera) existen varios métodos que, dentro de sus limitaciones, dan buenos resultados.

Método utilizado.- El subprograma utiliza las ecuaciones propuestas por Chao y Seader (3). Por medio de polinomios en función de la temperatura y presión, y cuyos coeficientes se encuentran almacenados, calcula la constante K ideal -- (independiente de la composición) y denominada  $\gamma$ . Más adelante, corrige el valor por medio de los coeficientes  $\phi$  y  $\gamma$ , que toman en cuenta el efecto de la composición, llegando finalmente a la ecuación:

$$K = \frac{\gamma \gamma}{\phi} \quad \text{-----(78)}$$

$\gamma$  - constante de equilibrio ideal

$\gamma$  - coeficiente de actividad de la fase líquida

$\phi$  - fugacidad de la fase vapor

Con la cual se obtienen los valores reales de K.

Relación con el resto del programa.- Esta subrutina es llamada, cuando se desea conocer el equilibrio a una temperatura, presión y composición determinadas, tanto en el programa principal como en otras subrutinas: FLASH (Determinación cuantitativa del equilibrio), PBUR (Determinación de la temperatura de burbuja de la mezcla) y PROC (Determinación de la temperatura de rocío de la mezcla). Requiere el uso de la subru-

tina ZETA para la determinación del factor de Compresibilidad, necesario para el cálculo del coeficiente  $\phi$ .

SUBROUTINA FLASH.-

Objetivo.- El propósito de este programa auxiliar consiste en determinar (o simular) el equilibrio líquido-vapor de una mezcla de hidrocarburos, y obtener información sobre la proporción en peso de líquido y de vapor, así como las composiciones de ambas fases, a una cierta temperatura y presión.

Principios básicos.- Por medio de las ecuaciones de balance de materia, total y por componente, (4) es posible determinar que cantidad de la mezcla se vaporiza y cuanto permanece líquido. La ecuación final, cuya solución debe encontrarse es la siguiente:

$$\sum_{i=1}^n x_i - \sum_{i=1}^n y_i = 0 \quad \text{-----}(79)$$

o bien

$$\sum_{i=1}^n \frac{z_i(1 - K_i)}{R_n(K_i - 1) + 1} = 0 \quad \text{-----}(80)$$

donde:

$R_n$  - Cociente V/F (V = moles de vapor, F = moles alimentadas)

- $z_i$  - fracción mol del componente  $i$  en la alimentación
- $K_i$  - constante de equilibrio del componente  $i$
- $n$  - número de componentes en la mezcla

Método utilizado.- La solución de la ecuación (80) no puede encontrarse analíticamente y debe utilizarse uno de los métodos desarrollados por el algebra no-lineal. Se consideró conveniente aplicar la técnica de Newton-Raphson por las siguientes razones:

- a) Facilidad para obtener la derivada de la función error en forma analítica.
- b) Rápida convergencia en la solución.
- c) La función error no presenta anomalías, que pudieran hacer oscilar indefinidamente el método.

Relación con el resto del programa.- FLASH es llamada, cuando se desea conocer cuantitativamente una separación líquido-vapor, a una presión y temperatura dadas y que deberá localizarse entre los puntos de burbuja y rocío de la mezcla. La subrutina es utilizada únicamente por el programa principal y requiere del programa EQUILIB para el cálculo de constantes de equilibrio.

SUBROUTINA PBUR.-

Objetivo.- El programa PBUR se encarga de encon- -

trar, a una presión fija, la temperatura a la que una mezcla - de hidrocarburos, entra en ebullición (Punto de BURBUJA).

Principios básicos.- Utilizando las ecuaciones de balance de materia y la ecuación (77), se llega a la siguiente ecuación:

$$\sum_{i=1}^n y_i = 1 \quad \text{-----}(81)$$

o bien

$$\sum_{i=1}^n K_i x_i = 1 \quad \text{-----}(82)$$

la cual deberá resolverse por métodos numéricos de álgebra no-lineal.

Método utilizado.- Para la resolución de la ecuación (82), se ha optado por usar la Técnica Régula-falsi, debido a que no es posible calcular analíticamente la derivada de la función error, con respecto a la temperatura. Además, en algunas mezclas de hidrocarburos, los cambios de fase son bruscos y se dificulta la convergencia hacia la solución, por este motivo se ha implementado también un método de aproximación -- sucesiva, para encontrar la región en donde se localiza el cambio de signo de la función error, antes de aplicar el Régula-falsi.

Relación con el resto del programa.- La subrutina PBUR es utilizada por el programa principal para determinar la temperatura de salida del cambiador, así como, si se requiere

precalentamiento, para realizar la evaporación. Si sucediera éste último, aparecerá un mensaje en la hoja de especificación. En este programa se utiliza EQUILIB para el cálculo de constantes de equilibrio.

SUBROUTINA PROC.-

Objetivo.- Calcula la temperatura a la cual una mezcla de hidrocarburos, en fase vapor, a una presión fija, empieza a condensar (Punto de ROCIO).

Principios básicos.- En el punto de rocío, la composición de la fase vapor, deberá ser igual a la de la alimentación y la suma de fracciones mol del líquido será igual a 1. Lo anterior se expresa con las siguientes ecuaciones:

$$z_1 = y_1 \quad \text{-----}(83)$$

$$\sum_{i=1}^n y_i / K_i = 1 \quad \text{-----}(84)$$

Las ecuaciones (83) y (84) deberán cumplirse a una cierta temperatura, que es el punto de rocío.

Método utilizado.- Al igual que en la subrutina PBUR, se aplica el método de Régula-falsi, por la imposibilidad de encontrar la derivada de la función error, analíticamente. La tolerancia para encontrar la solución, tanto en PBUR como en PROC, es de 0.00125. Ya que en la práctica, la



función error no ha presentado anomalías, no se consideró necesario utilizar el método de aproximaciones sucesivas.

Relación con el resto del programa.- PROC es llamada desde el programa principal, y junto con PBUR, utilizada para determinar la temperatura de salida del cambiador. Por medio de la temperatura de rocío es posible comprobar si la temperatura de alimentación es correcta, en caso de ser ésta mayor que la de rocío, el programa imprime un mensaje, que indica que el evaporador no tiene objeto y termina la ejecución.

En este programa se utiliza la subrutina EQUILIB, para el cálculo de constantes de equilibrio.

#### SUBROUTINA ZETA.-

Objetivo.- Su propósito es la determinación del factor de compresibilidad  $z$ , que relaciona el comportamiento de los gases ideales con el de los gases reales y que depende de la temperatura, presión y composición.

Principios básicos.- El factor de compresibilidad constituye una simplificación de las ecuaciones de estado, para ajustarse a la forma de la ecuación general del estado gaseoso. Por definición:

$$z = \frac{P V}{n R T} \quad \text{-----}(85)$$

P - Presión del sistema (psia)

V - Volumen (ft<sup>3</sup>)

R - Constante general de los gases  
(psia ft<sup>3</sup>/lb mol R)

T - Temperatura absoluta del sistema (R)

El valor de  $z$  puede obtenerse a partir de cualquier ecuación de estado, ejem. Van der Waals, Benedict-Webb-Rubin(BWR) ó Redlich-Kwong.

Método utilizado.- Actualmente la ecuación de Redlich-Kwong (12) es considerada como de gran exactitud, para la predicción del comportamiento de gases reales, tomando en cuenta su sencillez. La ecuación es la siguiente:

$$P = \frac{R T}{V - b} - \frac{a/T^{0.5}}{V(V + b)} \quad \text{-----}(86)$$

Las constantes  $a$  y  $b$  se calculan empíricamente para cada gas.

Si además definimos las siguientes constantes:

$$A = \frac{a P}{R^2 T^2} \quad \text{y} \quad B = \frac{b P}{R T}$$

la ecuación (86) puede escribirse:

$$z^3 - z^2 + z (A - B - B^2) - AB = 0 \quad \text{--}(87)$$

La ecuación 87, en el programa, se resuelve utilizando un método iterativo de rápida convergencia, como es el de Newton-Raphson, con una tolerancia de 0.0001.

Relación con el resto del programa.- El factor  $z$  es utilizado por la subrutina EQUILIB para calcular la fugacidad en la fase vapor. También se requiere del factor de compresibilidad en el subprograma ENTALPI (Cálculo de entalpia), cuando la entalpia se calcula por el método de Chao-Seader.

Dentro del grupo B) , se dispone de las siguientes subrutinas:

SUBROUTINA CAVETT.-

Objetivo.- Como el programa maneja componentes hipotéticos (fracciones de petróleo), a partir de los datos de caracterización debe obtenerse la información suficiente para utilizar las demás subrutinas. Los datos que deben obtenerse son: Constantes críticas, factor acéntrico, coeficiente de solubilidad, etc. De la caracterización deberá proporcionarse: Punto promedio de ebullición (MEABP), peso molecular promedio y grados API.

Principios básicos.- El Instituto Americano del Petróleo (14), ha desarrollado correlaciones, a partir de los parámetros de caracterización, para obtener las constantes críticas y otras propiedades; pero para programas de computadora, es más adecuado utilizar las ecuaciones correlacionadas de Cavett, que proporcionan suficiente exactitud y no ocupan demasiada memoria.

Método utilizado.- El método de Cavett<sup>2</sup> determina

la temperatura crítica, presión crítica, volumen crítico y factor acéntrico. Además calcula también, el factor de solubilidad y los coeficientes de los polinomios de entalpía ideal, - así como las constantes de volumen molar. Las correlaciones están en función del MEABP, grados API y el factor de caracterización de Watson, cuya fórmula es:

$$K = \frac{(\text{MEABP})^{1/3}}{\text{s.g.}} \quad \text{-----}(88)$$

s.g. - Gravedad específica (a 60°F)

Relación con el resto del programa.- CAVETT es -- llamado desde la subrutina ARCPRO (Archivo de propiedades), - cuando se proporciona una clave especial (91 en adelante), -- siempre que se trabaja con componentes hipotéticos.

#### SUBROUTINA COLBURN.-

Objetivo.- Esta subrutina calcula el factor de - Colburn en función del número de Reynolds, ya sea para el flui do de proceso como para el de servicio.

Principios básicos.- El factor  $J_h$  o factor de Col burn es una simplificación de la ecuación general, encontrada por análisis dimensional, para el coeficiente individual de - transferencia de calor (sin cambio de fase), y que es:

$$\frac{h D}{k} = K \left[ \frac{D G}{\mu} \right]^a \left[ \frac{C_p \mu}{k} \right]^b \left[ \frac{\mu}{\mu_w} \right]^c \quad \text{-----}(89)$$

Por definición:

$$J_h = \left[ \frac{h D}{k} \right] \left[ \frac{C_p \mu}{k} \right]^{-b} \left[ \frac{\mu}{\mu_w} \right]^{-c} \quad \text{-----(90)}$$

sustituyendo (90) en (89) tenemos:

$$J_h = K ( N_{Re} )^a$$

que corresponde a la ecuación (57) del capítulo II.

Método utilizado.- Experimentalmente, se han encontrado ecuaciones del tipo de la ec. (57), determinando los valores de K y a. Las utilizadas por el programa, son las que aparecen con el número 58 en el capítulo II.

Relación con el resto del programa.- Cuando es necesario determinar el coeficiente de película para transferencia sin cambio de fase, se recurre a COLBURN. El programa es llamado para calcular el coeficiente por el lado de los tubos o bien por la camisa, cuando existe zona de precalentamiento.

SUBROUTINA CONDU.-

Objetivo.- CONDU calcula la conductividad térmica de una mezcla de hidrocarburos, como una función de la temperatura.

Principios básicos.- Para mezclas de hidrocarburos, la conductividad térmica es una función sencilla y casi lineal de la temperatura, dentro de cierto rango.

Método utilizado.- Empíricamente, se han encontrado (14) los coeficientes de una función lineal que representa la conductividad térmica con bastante exactitud.

$$k_t = 0.0772 - 0.00004533 T \quad \text{-----}(91)$$

T - Temperatura en (F)

$k_t$  - conductividad térmica (Btu/hr ft F)

Relación con el resto del programa.- La subrutina CONDU es llamada por el programa principal para calcular la conductividad térmica de los fluidos por ambos lados del cambiador y así, poder determinar los coeficientes individuales de transferencia de calor.

#### SUBROUTINA CORVI.-

Objetivo.- El propósito del subprograma CORVI es la determinación de la viscosidad como una función de la temperatura, teniendo de esta manera, la facilidad de encontrar valores de  $\mu$ , para cualquier nivel requerido.

Principios básicos.- Teórica y experimentalmente, se ha observado que la viscosidad, para mezclas de hidrocarburos, (1) es una función logarítmica de la temperatura, de la forma:

$$\ln(\mu_1/\mu_2) = B \ln(T_1/T_2) \quad \text{-----}(92)$$

$\mu$  - Viscosidad (cp ó lb/ft hr)

T - Temperatura absoluta (R)

B - Constante que debe determinarse experimentalmente

Método utilizado.- Para determinar la viscosidad a cualquier temperatura, la ecuación (92) puede escribirse:

$$\ln(\mu_2) = \ln(\mu_1) - B \ln(T_1) + B \ln(T_2) \quad \text{--(93)}$$

Si definimos otra constante A como:

$$A = \ln(\mu_1) - B \ln(T_1) \quad \text{-----(94)}$$

y sustituimos (94) en (93), tendremos:

$$\ln(\mu_2) = A + B \ln(T_2) \quad \text{y finalmente}$$

$$\mu_2 = \exp(A + B \ln(T_2)) \quad \text{-----(95)}$$

Dados 2 valores experimentales de viscosidad, a temperaturas diferentes, CORVI calcula las constantes A y B, por medio de las ecuaciones (92) y (94).

Relación con el resto del programa.- CORVI determina las viscosidades de los fluidos en la camisa y en los tubos a sus respectivas temperaturas calóricas (temperaturas representativas para el cálculo de propiedades), y en cada caso la subrutina envía los coeficientes respectivos para sustituirlos en la ecuación (95) que se encuentra en el programa prin-

pal.

SUBROUTINA DENLIQ.-

Objetivo.- DENLIQ ha sido implementada para la -- predicción de la densidad de mezclas líquidas de hidrocarburos, en función de la temperatura, presión y composición.

Principios básicos.- La densidad es una de las -- propiedades más estudiadas en mezclas y su predicción depende de la ecuación de estado que se utilice (BWR, Martin-Hou, Redlich-Kwong ó Yen-woods). Estas ecuaciones intentan predecir la relación entre presión, volumen y temperatura, para gases reales.

Método utilizado.- Para la predicción de la densi<sub>4</sub>dad, se ha seleccionado el método de Yen-Woods<sup>17</sup>, cuyo rango de aplicación es de 0.3 a 1.0 en temperatura reducida con una -- desviación máxima del 3%. Las ecuaciones son demasiado numerosas para incluirlas en este estudio, pero pueden encontrarse en el artículo original (6).

Como primer paso, se calculan los parámetros reducidos de la mezcla y se determina la densidad de líquido saturado, despues se calcula el exceso de presión reducida  $\Delta P_r$  y se examina para saber si el líquido es saturado o comprimido. Si  $\Delta P_r = 0$ , el líquido es saturado, si  $\Delta P_r > 0$ , se encuentra - comprimido. Si  $\Delta P_r \leq 0$ , se imprime el valor ya calculado pa ra líquido saturado, de otra forma, la densidad de líquido --



comprimido se obtiene con las ecuaciones apropiadas.

Relación con el resto del programa.- El programa principal recurre a DENLIQ para obtener la densidad del líquido que va a evaporarse, así como la del fluido de servicio, - si éste no es vapor de agua. La densidad es utilizada para - encontrar la gravedad específica y, si se requiere, de los -- grados API. DENLIQ necesita de la subrutina PSEUCRI (Cálculo de propiedades pseudo-críticas).

SUBROUTINA ENTALPI.-

Objetivo.- Es de primordial importancia, en trans-ferencia de calor, el poder cuantificar que tanta energía ca-lorífica posee una corriente en el proceso y cuanta cede a su paso por el equipo. El balance de calor puede realizarse, -- con escasa precisión, considerando un calor específico prome-dio y utilizar la ecuación (16), pero utilizando la ecuación 17) y las entalpías de los fluidos, la exactitud aumenta gran-demente.

Principios básicos.- Las ecuaciones (19) y (20) - dan idea de los factores que intervienen en el cálculo de la función termodinámica llamada ENTALPIA, cuya definición es:

$$H = E + PV \quad \text{-----}(96)$$

E - Energía interna del sistema

P - Presión del sistema

V - Volumen

H - Entalpia

Al igual que la mayoría de las propiedades físicas, su determinación depende de la ecuación de estado utilizada. Empíricamente, la entalpia puede obtenerse a partir de un ajuste de datos experimentales, en forma de polinomios.

En general, la entalpia depende de la temperatura, presión y composición de la mezcla, así como de la fase en -- que se encuentra, ya sea vapor o líquido. En todos los métodos el primer paso lo constituye el cálculo de la entalpia -- ideal, mediante correlaciones que están en función de la temperatura, para cada componente, posteriormente se calcula la entalpia ideal de la mezcla, ponderando con respecto a la fracción mol, y por último, se corrige en función de su temperatura y presión reducidas.

Método utilizado. - El subprograma ENTALPI cuenta con 3 opciones para la determinación de entalpías:

- 1) Método de Chao y Seader
- 2) Método de Curl y Pitzer
- 3) Por polinomios

De éstos, el que es utilizado más frecuentemente es el de Curl y Pitzer (5). Las ecuaciones de entalpia -- ideal son polinomios en función de la temperatura absoluta, -- de la forma:

$$H^{\circ} = a + b T + c T^2 + d T^3 + e/T \quad \text{---(97)}$$

La entalpia ideal se corrige en función de la desviación de la idealidad, que presenten los componentes y de acuerdo con sus parámetros reducidos, según la siguiente ecuación:

$$H_{\text{real}} = H^{\circ} - R T_c (H_h) \quad \text{-----(98)}$$

R - constante general de los gases  
(cal/lb mol R)

T<sub>c</sub> - temperatura crítica (R)

H<sub>h</sub> - factor de corrección (función de la temperatura y presión reducidas)

Tanto los coeficientes del polinomio, como la tabla de factores de corrección H<sub>h</sub>, se encuentran almacenados como constantes dentro del programa.

Relación con el resto del programa.- Esta subrutina es llamada exclusivamente por el programa principal para determinar las cargas térmicas de las corrientes a la entrada y salida del cambiador y realizar el balance de calor. ENTALPI utiliza la subrutina PSEUCRI, para obtener las propiedades pseudocríticas y, si se utiliza el método de Chao y Seader, llama a ZETA para determinar el factor de corrección por no-idealidad.

SUBROUTINA PSEUCRI.-

Objetivo.- La determinación de las propiedades - pseudocríticas, es fundamental cuando se calculan las constantes físicas de una mezcla.

Principios básicos.- Se conoce como propiedades - pseudocríticas a aquellas que se calculan ponderando los parámetros críticos de los componentes, por su respectiva fracción mol.

Método utilizado.- La subrutina puede utilizar - para el cálculo, la fracción mol de la fase vapor, la de la - fase líquida o ambas. Como ejemplo, las ecuaciones para la - fase líquida son:

$$T_{cm} = \sum_{i=1}^n T_{ci} x_i \quad \text{-----}(99)$$

$$P_{cm} = \sum_{i=1}^n P_{ci} x_i \quad \text{-----}(100)$$

$$V_{cm} = \sum_{i=1}^n V_{ci} x_i \quad \text{-----}(101)$$

Además, calcula el peso molecular promedio del vapor y del líquido, así como el factor acéntrico ponderado para ambas fases.

Relación con el resto del programa.- La subrutina DENLIQ llama a PSEUCRI para determinar el exceso de presión - reducida. ENTALPI requiere de este subprograma para obtener el coeficiente  $H_h$  y corregir la entalpía ideal.



Y finalmente, en el grupo C) se encuentran las siguientes subrutinas:

SUBROUTINA CFT.-

Objetivo.- El propósito de CFT es la determinación del factor de corrección del  $\Delta T_{lm}$ , en base a las temperaturas establecidas después de realizar el balance térmico y a las características del equipo propuesto.

Principios básicos.- El  $\Delta T_{lm}$  debe ser modificado cuando el número de pasos en el cambiador es mayor de 1 ó - - bien, cuando consta de 2 ó más unidades en serie. La teoría sobre la definición del factor de corrección  $Ft_{lmt}$  ha sido expuesta por Kern (1) y los valores de este factor se calculan mediante gráficas extraídas de los manuales del TEMA (Tube exchanger Manufacturers Association).

Método utilizado.- Para la implementación de la - -subrutina, se utilizaron las ecuaciones (50) a (54) del capítulo II, que constituyen modificaciones a las originales de Kern.

Relación con el resto del programa.- Una vez que se ha propuesto un arreglo mecánico (número de pasos, unidades en serie, etc.), el programa principal llama a CFT para encontrar la  $\Delta T_{lm}$  verdadera.

SUBROUTINA CONTUB.-

Objetivo.- Una vez fijos los diámetros de la cami

sa y de los tubos, es necesario saber cuántos de éstos últimos habrán de formar el haz tubular, así como el diámetro que ocupará dicho haz.

Principios básicos.- El número de tubos (ó Cuenta de tubos), puede expresarse como una función del diámetro de la camisa y del espaciamiento entre los tubos (15), pero siempre tendrá discrepancias con los datos de cambiadores comerciales. Otro método para determinar la Cuenta de tubos, consiste en almacenar como constantes, los valores tomados de especificaciones comerciales, para varios tipos de cambiador.

Método utilizado.- Para obtener los valores exactos, se recurrió al método de suministrar a la subrutina una tabla de valores, la cual contiene los arreglos más comunes - en función del diámetro de camisa, diámetro de los tubos y número de pasos, así como del tipo de distribución en el haz - ( arreglo CUADRADO ó TRIANGULAR ):<sup>16</sup>

También es posible establecer la cuenta de tubos para cambiadores de tipo KETTLE, pero en este caso, con valores aproximados, ya que no se obtuvo información suficiente - para implementar una tabla. Los cálculos se basan en la cuenta para cambiadores normales, pero tomando en cuenta que los cambiadores tipo KETTLE tienen un haz tubular con un diámetro de aproximadamente el 60% del que tendría un equipo normal. Las ecuaciones utilizadas son:

$$N_{t(\text{kettle})} = N_{t(\text{normal})} \times 0.4 \quad \text{---(102)}$$

$$D_b (\text{kettle}) = D_b (\text{normal}) \times 0.6 \quad \text{---(103)}$$

en donde:

$N_t$  - Número de tubos

$D_b$  - Diámetro del haz tubular

Relación con el resto del programa.- CONTUB se --  
utiliza, una vez que se han propuesto los diámetros de camisa  
y tubos, así como el número de pasos en el haz. La subrutina  
es llamada exclusivamente por el programa principal.

A continuación se presenta un esquema que ilustra  
las relaciones entre el programa principal y sus programas -  
auxiliares, así como las que guardan éstos últimos entre sí  
(Figura 7).

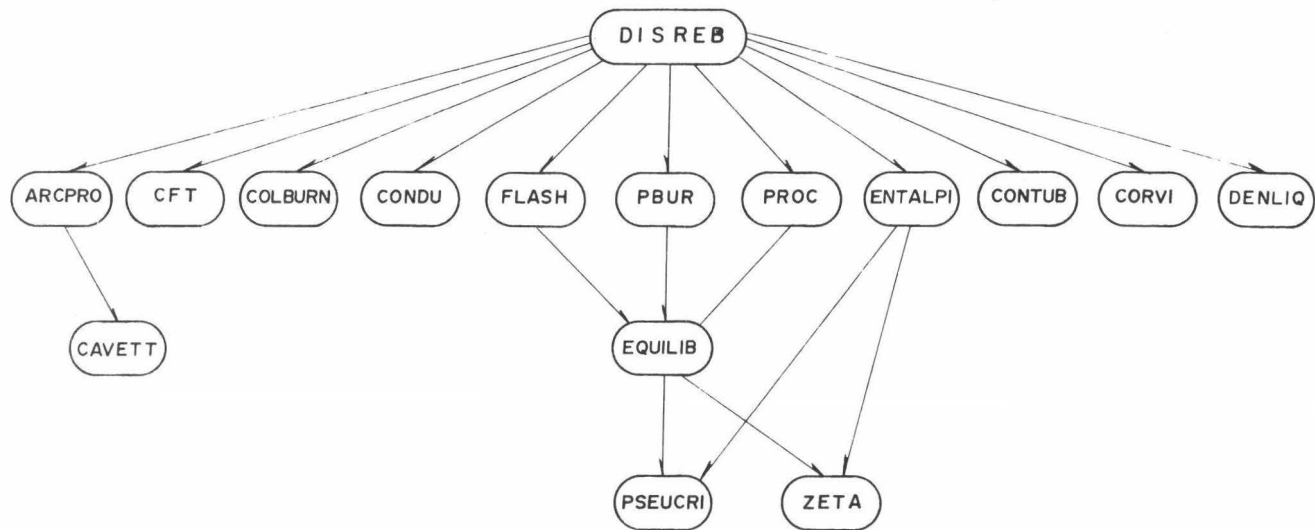


Fig. 7: ORGANIZACION DEL PROGRAMA PARA DISEÑO  
DE EVAPORADORES Y REBOILERS.



ENTRADA DE DATOS PARA EL PROGRAMA.-

El programa ha sido implementado para su uso desde una terminal de teleproceso, ya sea un teletipo o una pantalla de rayos catódicos (CRT). La entrada de datos es de tipo CONVERSACIONAL, es decir que, los datos se alimentan conforme la computadora los va solicitando. Gracias a una subrutina especial, se tiene la ventaja de leer los valores en formato libre, separados por comas ó espacios.

La información requerida es la siguiente:

a) Para el fluido por el lado de la camisa:

- 1) Número de componentes
- 2) Clave ó características de los componentes  
( Punto promedio de ebullición, peso mol.  
promedio y grados API )
- 3) Composición (fracción mol)
- 4) Gasto ( $lb_m/hr$ )
- 5) Cantidad vaporizada ( $lb_m/hr$ )
- 6) Presión de operación (psia)
- 7) Caída de presión máxima permisible (psi)
- 8) Factor de incrustación ( $hr\ ft^2\ F/Btu$ )
- 9) Temperatura de entrada (F) y viscosidad a esa temperatura (cp)
- 10) Temperatura de salida estimada (F) y viscosidad a esa temperatura (cp)

b) Para el fluido por el lado de los tubos:

- 1) Número de componentes

- 2) Clave de los componentes (ó características)
- 3) Composición (fracción mol)
- 4) Presión de operación (psia)
- 5) Caída de presión máxima permisible (psi)
- 6) Factor de incrustación ( $\text{hr ft}^2 \text{ F/Btu}$ )
- 7) Temperatura de entrada (F) y viscosidad a esa temperatura (cp)
- 8) Temperatura de salida (F) y viscosidad a esa temperatura (cp)

Como restricciones mecánicas deberán fijarse:

- 1) Tipo de cambiador (NORMAL ó KETTLE). Dentro del tipo normal se incluyen los cambiadores de tipo TERMOSIPHON
- 2) Longitud de los tubos
- 3) Calibre BWG (equivalente al espesor de los tubos)
- 4) Tipo de arreglo (TRIANGULAR ó CUADRADO)

Para ilustrar la alimentación de datos, se adjunta una copia de la información suministrada por un TELETIPO.

PROGRAMA PARA DISEÑO DE EVAPORADORES Y REBOILERS

ESTE PROGRAMA PUEDE MANEJAR MEZCLAS DE HIDRO-  
CARBUROS POR EL LADO DE LA CAMISA Y POR EL -  
LADO DE LOS TUBOS VAPOR DE AGUA O HIDROCARBU-  
ROS, COMO MEDIO DE CALENTAMIENTO

ESTA UTILIZANDO PANTALLA O TELETIPO ....  
TELETIPO

EL CAMBIADOR ES DE TIPO NORMAL O KETTLE  
NORMAL

DE IDENTIFICACION DEL PROBLEMA (20 CARACTERES)  
REBOILER EA-303

PROPORCIONE LOS SIGUIENTES DATOS EN FORMATO  
LIBRE, SEPARADOS POR UNA COMA O UN ESPACIO

DATOS DEL FLUIDO POR LA CAMISA  
NOMBRE (10 CARACTERES)  
HIDROCARB.

NUMERO DE COMPONENTES EN EL FLUIDO  
1

DESEA CONOCER LAS CLAVES DE LOS COMPONENTES (SI O NO)  
SI

\*\*\*\*\*IDENTIFICACION DE COMPONENTES\*\*\*\*\*

1. HIDROGENO	2. METANO	3. ETANO
4. PROPANO	5. N - BUTANO	6. ISO-BUTANO
7. N-PENTANO	8. ISO-PENTAN	9. NEOPENTANO
10. N - HEXANO	11. 2METPENTAN	12. 3METPENTAN
13. 22DMETBTAN	14. 23DMETBTAN	15. N-HEPTANO
16. N-OCTANO	17. N-NONANO	18. N-DECANO
19. N-UNDECANO	20. N-DODECANO	21. N-TRIDECAN
22. N-TETRADEC	23. N-PENTADEC	24. N-HEXADECA
25. ETILENO	26. PROPILENO	27. 1-BUTENO
28. CIS2BUTENO	29. TRNS2BUTEN	30. ISO-BUTENO
31. 1-PENTENO	32. CIS2PENTEN	33. TRNS2PENTE
34. 2MET1BUTEN	35. 3MET1BUTEN	36. 2MET2BUTEN
37. 1-HEXENO	38. 1-HEPTENO	39. PROPADIENO
40. 12BUTADIEN	41. 13BUTADIEN	42. CICLOPENTAN
43. METCICPNTA	44. ETICICPNTA	45. CICLHEXANO
46. METCICHEXA	47. ETLCICHEXA	48. BENCENO
49. TOLUENO	50. O-XILENO	51. M-XILENO
52. P-XILENO	53. ETILBENCEN	54. NITROGENO
55. OXIGENO	56. MONOXCARBO	57. DIOXCARBON
58. AC.SULFHID	59. DIOX.AZUFR	60. AGUA
61. POLIM-LIG	62. TETRAMERO	63. POLIM-PES
64. HEPTADECAN	65. ISOPRENO	66. ESTIRENO

DE LAS CLAVES DE LOS COMPONENTES (MAXIMO 10)

5

DE COMPOSICION EN FRACCION MOL

1.0

GASTO(LB/HR), VAPORIZACION(LB/HR), PRESION(PSIA),  
CAIDA DE PRESION MAX. PERM.(PSI), FACTOR DE IN-  
CRUSTACION (HR FT<sup>2</sup> F/BTU)

226000, 54000, 264.7, 0.6, 0.001

AJUSTE DE VISCOSIDADES

TEMP ENT.(GF), VISC(CP), TEMP SALIDA(ESTIMADA), VISC

190, 0.2, 225, 0.2

DATOS DEL FLUIDO POR LOS TUBOS

NOMBRE (10 CARACTERES)

ACEITE

NUMERO DE COMPONENTES EN EL FLUIDO

1

DE LAS CLAVES DE LOS COMPONENTES (MAXIMO 10)

91

PROPORCIONE POR CADA COMPONENTE HIPOTETICO UN  
RENGLON CON LOS SIGUIENTES DATOS:  
MEABP (G.F.), PESO MOLECULAR Y GRADOS API  
685,290,20

DE COMPOSICIÓN EN FRACCION MOL  
1.0

PRESION(Psia), CAIDA DE PRESION MAX. PERM. (PSI), FAC  
TOR DE INCRUSTACION (HR FT<sup>2</sup> F/BTU)  
99.7,14,0.002

AJUSTE DE VISCOSIDADES  
TEMP ENT. (G.F.), VISC(CP), TEMP SALIDA(ESTIMADA), VISC  
500,0.8,327,0.8

RESTRICCIONES MECANICAS  
LONG. TUBOS(FT), BWG  
16,12

ARREGLO: TRIANGULAR O CUADRADO  
CUADRADO

INFORMACION PROPORCIONADA POR EL PROGRAMA.-

La información que es posible obtener, es similar a la contenida en las hojas de especificación de cualquier -- compañía diseñadora y, se ha procurado darle una presentación semejante. Los resultados se agruparon en 3 bloques, según -- las características de cada variable.

Los bloques de información son los siguientes:

a) CONDICIONES DE PROCESO.- Son aquellas varia- - bles cuyo valor es fijo y que se proporcionan como datos, obtenidos de las limitaciones impuestas por el resto del proceso.

b) PROPIEDADES FISICAS.- Las características físicas de los fluidos, necesarias para la determinación de caí-- das de presión y coeficientes de película, así como los coeficientes mismos, son listados.

c) DISEÑO.- Consiste de un desplique de las ca-- racterísticas mecánicas del equipo seleccionado, las cargas - térmicas obtenidas del balance de calor, los valores de caída de presión comparados con los máximos permisibles y por últi-- mo, el factor de seguridad o sobrediseño.

A continuación, se adjuntan copias de las hojas - de diseño, tal y como son elaboradas por la computadora.

PROGRAMA PARA DISEÑO DE  
EVAPORADORES Y REBOILERS

\*\*\* ESPECIFICACIONES \*\*\*

IDENTIFICACION% REBOILER EA-303

TIPO NORMAL

--CONDICIONES DE PROCESO--

NOMBRE DEL FLUIDO	CAMISA	TUBOS
	HIDROCARB.	ACEITE
FLUJO TOTAL (LB/HR)	226000.00	120200.39
FLUJO VAPOR (LB/HR)	54000.00	
PRESION DE OPERACION (PSIA)	264.70	99.70
TEMPERATURA ENTRADA (G.F)	190.00	500.00
TEMPERATURA SALIDA (G.F)	225.05	327.00
FACTOR DE INCRUSTACION (HR FT2 GF/BTU)	.0010	.0020

--PROPIEDADES DE LOS FLUIDOS--

	CAMISA	TUBOS
PESO MOLECULAR PROMEDIO	58.124	290.000
GRAVEDAD ESPECIFICA	.529	.956
DENSIDAD (LB/FT3)	29.349	50.732
VISCOSIDAD PROMEDIO (CP)	.200	.800
CALOR ESPECIFICO (BTU/LB F)	.708	.542
TENSION SUPERFICIAL (LB/FT)	.06794	
CONDUCTIVIDAD T. (BTU/HR FT2 F)	.059	.000
CALOR LATENTE (BTU/LB)	104.410	0.000
TEMPERATURA DE BURBUJA (F)	225.050	
TEMPERATURA DE ROCIO (F)	225.048	
TEMPERATURA CALORICA (F)	204.277	396.408
COEFICIENTE INDIVIDUAL DE TRANSFERENCIA (BTU/HR FT2 F)	459.936	204.593

--OBSERVACIONES--

LA TEMPERATURA DE LA ALIMENTACION A LA CAMISA  
ES MENOR QUE LA TEMPERATURA DE BURBUJA

\*\* DISEÑO \*\*

UNIDADES EN PARALELO	1	
UNIDADES EN SERIE	1	
NUMERO DE PASOS EN LOS TUBOS	2	
DIAMETRO DE LA CAMISA (IN)	23.25	
DIAMETRO EXT. DE LOS TUBOS (IN)	.750	
DIAMETRO INT. DE LOS TUBOS (IN)	.532	
TIPO DE ARREGLO	CUADRADO	
PITCH DE LOS TUBOS (IN)	1.000	
LONGITUD DE LOS TUBOS (FT)	16.000	
NUMERO DE TUBOS	321	
ESPACIAMIENTO DE BAFFLES (IN)	27.429	
U REQUERIDO SUCIO (BTU/HR FT2 F)	63.671	
LMTD PONDERADO (F)	187.085	
AREA REQUERIDA (FT2)	934.310	
AREA DISPONIBLE (FT2)	1008.450	
CARGA TERMICA PRECALENT. (BTU/HR)	5623008.45	
CARGA TERMICA VAPOR. (BTU/HR)	5638153.79	
CARGA TERMICA TOTAL (BTU/HR)	11261162.24	
	CAMISA	TUBOS
CAIDA DE PRESION MAX. PERM. (PSI)	.600	14.00
CAIDA DE PRESION (PSI)	.435	1.65
FACTOR DE SOBREDISEÑO (POR CIENTO)	6.7	

PROGRAMA PARA DISEÑO DE  
EVAPORADORES Y REBOILERS

\*\*\* ESPECIFICACIONES \*\*\*

IDENTIFICACION: REBOILER EA-304  
TIPO: NORMAL

--CONDICIONES DE PROCESO--

NOMBRE DEL FLUIDO	CAMISA	TUBOS
	HIDROCARB.	ACEITE
FLUJO TOTAL (LB/HR)	600000.00	393682.54
FLUJO VAPOR (LB/HR)	235000.00	
PRESION DE OPERACION (PSIA)	199.70	94.70
TEMPERATURA ENTRADA (G.F)	360.00	600.00
TEMPERATURA SALIDA (G.F)	395.08	450.00
FACTOR DE INCRUSTACION (HR FT <sup>2</sup> GF/BTU)	.0010	.0030

--PROPIEDADES DE LOS FLUIDOS--

	CAMISA	TUBOS
	PESO MOLECULAR PROMEDIO	94.595
GRAVEDAD ESPECIFICA	.614	.979
DENSIDAD (LB/FT <sup>3</sup> )	30.398	49.397
VISCOSIDAD PROMEDIO (CP)	.100	.600
CALOR ESPECIFICO (BTU/LB F)	.730	.607
> TENSION SUPERFICIAL (LB/FT)	.06025	
CONDUCTIVIDAD T. (BTU/HR FT <sup>2</sup> F)	.054	.001
CALOR LATENTE (BTU/LB)	90.225	0.000
TEMPERATURA DE BURBUJA (F)	392.388	
TEMPERATURA DE ROCIO (F)	398.706	
TEMPERATURA CALORICA (F)	374.001	508.953
COEFICIENTE INDIVIDUAL DE TRANSFERENCIA (BTU/HR FT <sup>2</sup> F)	446.912	252.123

--OBSERVACIONES--

LA TEMPERATURA DE LA ALIMENTACION A LA CAMISA  
ES MENOR QUE LA TEMPERATURA DE BURBUJA

\*\* DISEÑO \*\*

UNIDADES EN PARALELO	2	
UNIDADES EN SERIE	1	
NUMERO DE PASOS EN LOS TUBOS	4	
DIAMETRO DE LA CAMISA (IN)	33.00	
DIAMETRO EXT. DE LOS TUBOS (IN)	.750	
DIAMETRO INT. DE LOS TUBOS (IN)	.532	
TIPO DE ARREGLO	TRIANGULAR	
PITCH DE LOS TUBOS (IN)	1.000	
LONGITUD DE LOS TUBOS (FT)	16.000	
NUMERO DE TUBOS	774	
ESPACIAMIENTO DE BAFFLES (IN)	32.000	
U REQUERIDO SUCIO (BTU/HR FT <sup>2</sup> F)	65.478	
LMTO PONDERADO (F)	126.404	
AREA REQUERIDA (FT <sup>2</sup> )	4252.523	
AREA DISPONIBLE (FT <sup>2</sup> )	4863.181	
CARGA TERMICA PRECALENT. (BTU/HR)	14652412.00	
CARGA TERMICA VAPOR. (BTU/HR)	21202765.49	
CARGA TERMICA TOTAL (BTU/HR)	35855177.49	
	CAMISA	TUBOS
CAIDA DE PRESION MAX. PERM. (PSI)	.500	10.00
CAIDA DE PRESION (PSI)	.379	5.76
FACTOR DE SOBREDISEÑO (POR CIENTO)	12.3	



PROGRAMA PARA DISEÑO DE  
EVAPORADORES Y REBOILERS

\*\*\* ESPECIFICACIONES \*\*\*

IDENTIFICACION REBOILER EA-305

TIPO NORMAL

--CONDICIONES DE PROCESO--

NOMBRE DEL FLUIDO	CAMISA		TUBOS
	HIDROC. G4		ACEITE
FLUJO TOTAL (LB/HR)	400000.00		72397.13
FLUJO VAPOR (LB/HR)	135000.00		
PRESION DE OPERACION (PSIA)	314.70		69.70
TEMPERATURA ENTRADA (G.F)	225.00		600.00
TEMPERATURA SALIDA (G.F)	228.90		275.00
FACTOR DE INCRUSTACION (HR FT2 GF/BTU)	.0010		.0030

--PROPIEDADES DE LOS FLUIDOS--

	CAMISA		TUBOS
	PESO MOLECULAR PROMEDIO	58.124	
GRAVEDAD ESPECIFICA	.494		.914
DENSIDAD (LB/FT3)	26.634		47.553
VISCOSIDAD PROMEDIO (CP)	.100		.600
CALOR ESPECIFICO (BTU/LB F)	.897		.590
TENSION SUPERFICIAL (LB/FT)	.06694		
CONDUCTIVIDAD T. (BTU/HR FT2 F)	.060		.000
CALOR LATENTE (BTU/LB)	93.326		0.000
TEMPERATURA DE BURBUJA (F)	228.534		
TEMPERATURA DE ROCIO (F)	229.580		
TEMPERATURA CALORICA (F)	226.280		379.652
COEFICIENTE INDIVIDUAL DE TRANSFERENCIA (BTU/HR FT2 F)	848.396		215.453

--OBSERVACIONES--

LA TEMPERATURA DE LA ALIMENTACION A LA CAMISA  
ES MENOR QUE LA TEMPERATURA DE BURBUJA

\*\* DISEÑO \*\*

UNIDADES EN PARALELO		1
UNIDADES EN SERIE		1
NUMERO DE PASOS EN LOS TUBOS		4
DIAMETRO DE LA CAMISA (IN)		25.00
DIAMETRO EXT. DE LOS TUBOS (IN)		.750
DIAMETRO INT. DE LOS TUBOS (IN)		.532
TIPO DE ARREGLO		TRIANGULAR
PITCH DE LOS TUBOS (IN)		1.000
LONGITUD DE LOS TUBOS (FT)		16.000
NUMERO DE TUBOS		422
ESPACIAMIENTO DE BAFFLES (IN)		38.400
U REQUERIDO SUCIO (BTU/HR FT2 F)		71.265
LMTD PONDERADO (F)		157.023
AREA REQUERIDA (FT2)		1238.197
AREA DISPONIBLE (FT2)		1325.751
CARGA TERMICA PRECALENT. (BTU/HR)		1273398.56
CARGA TERMICA VAPOR. (BTU/HR)		12598982.02
CARGA TERMICA TOTAL (BTU/HR)		13872380.58
	CAMISA	TUBOS
CAIDA DE PRESION MAX. PERM. (PSI)	.700	10.00
CAIDA DE PRESION (PSI)	.593	3.06
FACTOR DE SOBREDISEÑO (POR CIENTO)		6.9

PROGRAMA PARA DISEÑO DE  
EVAPORADORES Y REBOILERS

\*\*\* ESPECIFICACIONES \*\*\*

IDENTIFICACION% REBOILER EA-307  
TIPO NORMAL

--CONDICIONES DE PROCESO--

NOMBRE DEL FLUIDO	CAMISA TUBOS	
	HIDROCARB.	ACEITE
FLUJO TOTAL (LB/HR)	240000.00	114596.54
FLUJO VAPOR (LB/HR)	80000.00	
PRESION DE OPERACION (PSIA)	34.70	94.70
TEMPERATURA ENTRADA (G.F)	393.00	600.00
TEMPERATURA SALIDA (G.F)	404.70	450.00
FACTOR DE INCRUSTACION (HR FT2 GF/BTU)	.0010	.0030

--PROPIEDADES DE LOS FLUIDOS--

	CAMISA TUBOS	
	PESO MOLECULAR PROMEDIO	141.082
GRAVEDAD ESPECIFICA	.714	.979
DENSIDAD (LB/FT3)	36.045	49.397
VISCOSIDAD PROMEDIO (CP)	.300	.600
CALOR ESPECIFICO (BTU/LB F)	.673	.607
TENSION SUPERFICIAL (LB/FT)	.05919	
CONDUCTIVIDAD T. (BTU/HR FT2 F)	.054	.001
CALOR LATENTE (BTU/LB)	107.601	0.000
TEMPERATURA DE BURBUJA (F)	403.353	
TEMPERATURA DE ROCIO (F)	406.697	
TEMPERATURA CALORICA (F)	397.372	505.125
COEFICIENTE INDIVIDUAL DE TRANSFERENCIA (BTU/HR FT2 F)	255.908	287.012

--OBSERVACIONES--

LA TEMPERATURA DE LA ALIMENTACION A LA CAMISA  
ES MENOR QUE LA TEMPERATURA DE BURBUJA

\*\* DISEÑO \*\*

UNIDADES EN PARALELO	1
UNIDADES EN SERIE	1
NUMERO DE PASOS EN LOS TUBOS	6
DIAMETRO DE LA CAMISA (IN)	27.00
DIAMETRO EXT. DE LOS TUBOS (IN)	.750
DIAMETRO INT. DE LOS TUBOS (IN)	.532
TIPO DE ARREGLO	TRIANGULAR
PITCH DE LOS TUBOS (IN)	.938
LONGITUD DE LOS TUBOS (FT)	16.000
NUMERO DE TUBOS	536
ESPACIAMIENTO DE BAFFLES (IN)	38.400
U REQUERIDO SUCIO (BTU/HR FT2 F)	65.589
LMTD PONDERADO (F)	105.668
AREA REQUERIDA (FT2)	1500.322
AREA DISPONIBLE (FT2)	1683.892
CARGA TERMICA PRECALENT. (BTU/HR)	1828989.87
CARGA TERMICA VAPOR. (BTU/HR)	8608047.01
CARGA TERMICA TOTAL (BTU/HR)	10437036.89
	CAMISA TUBOS
CAIDA DE PRESION MAX. PERM. (PSI)	.600 15.00
CAIDA DE PRESION (PSI)	.396 13.43
FACTOR DE SOBREDISEÑO (POR CIENTO)	11.8

PROGRAMA PARA DISEÑO DE  
EVAPORADORES Y REBOILERS

\*\*\* ESPECIFICACIONES \*\*\*

IDENTIFICACION% REBOILER EA-309  
TIPO% NORMAL

--CONDICIONES DE PROCESO--

	CAMISA	TUBOS
NOMBRE DEL FLUIDO	HIUROC. C3	VAPOR
FLUJO TOTAL (LB/HR)	52000.00	2538.09
FLUJO VAPOR (LB/HR)	26000.00	
PRESION DE OPERACION (PSIA)	499.70	74.70
TEMPERATURA ENTRADA (G.F)	170.00	307.00
TEMPERATURA SALIDA (G.F)	174.20	307.00
FACTOR DE INCRUSTACION (HR FT2 GF/BTU)	.0010	.0005

--PROPIEDADES DE LOS FLUIDOS--

	CAMISA	TUBOS
PESO MOLECULAR PROMEDIO	44.097	18.000
GRAVEDAD ESPECIFICA	.423	.003
DENSIDAD (LB/FT3)	23.566	.163
VISCOSIDAD PROMEDIO (CP)	.100	.011
CALOR ESPECIFICO (BTU/LB F)	.377	.059
TENSION SUPERFICIAL (LB/FT)	.06941	
CONDUCTIVIDAD T. (BTU/HR FT2 F)	.018	.000
CALOR LATENTE (BTU/LB)	87.226	904.000
TEMPERATURA DE BURBUJA (F)	174.199	
TEMPERATURA DE ROCIO (F)	174.206	
TEMPERATURA CALORICA (F)	171.925	307.000
COEFICIENTE INDIVIDUAL DE TRANSFERENCIA (BTU/HR FT2 F)	1726.892	1500.000

--OBSERVACIONES--

LA TEMPERATURA DE LA ALIMENTACION A LA CAMISA  
ES MENOR QUE LA TEMPERATURA DE BURBUJA

\*\* DISEÑO \*\*

UNIDADES EN PARALELO	1	
UNIDADES EN SERIE	1	
NUMERO DE PASOS EN LOS TUBOS	1	
DIAMETRO DE LA CAMISA (IN)	8.00	
DIAMETRO EXT. DE LOS TUBOS (IN)	1.000	
DIAMETRO INT. DE LOS TUBOS (IN)	.782	
TIPO DE ARREGLO	TRIANGULAR	
PITCH DE LOS TUBOS (IN)	1.250	
LONGITUD DE LOS TUBOS (FT)	16.000	
NUMERO DE TUBOS	22	
ESPACIAMIENTO DE BAFFLES (IN)	24.000	
U REQUERIDO SUCIO (BTU/HR FT2 F)	299.403	
LMTD PONDERADO (F)	132.825	
AREA REQUERIDA (FT2)	57.694	
AREA DISPONIBLE (FT2)	92.153	
CARGA TERMICA PRECALENT. (BTU/HR)	26555.16	
CARGA TERMICA VAPOR. (BTU/HR)	2267882.21	
CARGA TERMICA TOTAL (BTU/HR)	2294437.37	
	CAMISA	TUBOS
CAIDA DE PRESION MAX.PERM. (PSI)	.300	.50
CAIDA DE PRESION (PSI)	.243	.01

FACTOR DE SOBREDISEÑO (POR CIENTO) 59.7

V.- RESULTADOS OBTENIDOS.-

El diseño mecánico, de cualquier equipo de proceso, es un paso consecuente al diseño del proceso mismo. El ingeniero de Proceso, fija un cierto número de variables como: presión, temperatura, gastos y composiciones químicas, en base a una optimización de la secuencia de las diferentes operaciones, para obtener los resultados deseados. La etapa siguiente corresponde al diseñador de equipo, que debe ajustarse a las restricciones impuestas en la primera y proporcionar el arreglo mecánico que las satisfaga, a un costo mínimo.

Para obtener una base de comparación de los resultados proporcionados por el programa, se tomaron datos y especificaciones de los diseños utilizados para la construcción de 5 reboilers, que se encuentran en funcionamiento actualmente, en la refinería "Ing. Antonio M. Amor" de Salamanca, Gto. La información de proceso y las restricciones mecánicas se -- alimentaron directamente al programa. Las propiedades de los fluidos se ajustaron lo más precisamente posible, tomando en cuenta que, no se obtuvieron las composiciones exactas de los fluidos de proceso. Las diferencias en las temperaturas de salida de la camisa y la carga térmica total, son debidas a -- que la caracterización no fué exacta; pero para los fines de diseño, la precisión lograda puede considerarse buena (las diferencias no exceden al 10%).

La información obtenida con el programa se concen

tró, junto con la de los diseños utilizados, en 5 tablas comparativas, que también se presentan en este estudio.

En 4 de los 5 casos examinados, se obtuvieron -- arreglos con un área de transferencia menor, lo cual se explica, por que la determinación del coeficiente de película para líquidos en ebullición, es más exacta y menos conservadora -- que los métodos tradicionales.

Las variables ponderadas en función de las cargas térmicas, tales como el  $\Delta T_{lm}$  y U, presentan discrepancias -- debidas a que existen variaciones en el balance de calor, cuando se determina la carga de la zona de precalentamiento.

El diámetro de los tubos, en casi todos los casos, fué el más pequeño ( $3/4$  in), sin embargo, cuando los diseñadores seleccionaron el diámetro de 1", se debió tal vez, a un -- deseo de uniformizar las existencias de tubos para reparación y mantenimiento, factor que el programa no toma en cuenta.

El número de pasos en los tubos, fué menor para -- los diseños realizados por el programa y, por lo tanto, la -- caída de presión también. En ningún caso fué necesario aumentar el número de pasos, a más de 6, para mejorar el coeficiente de transferencia para el fluido de servicio (aumentando la velocidad).

De los 5 equipos utilizados, 4 tienen como fluido de servicio un aceite pesado, que se caracteriza como un pseudocomponente, y el restante usa vapor saturado como medio de calentamiento, empleandose así las 2 opciones de que dispone el

programa.

Para el equipo que utiliza vapor (EA-309), se observa que, los coeficientes individuales de transferencia son muy grandes, ésto se debe a que, para vapor de agua condensándose, la transferencia de calor es muy elevada y como en la - correlación de Mc nelly (ec. 60), el coeficiente de ebullición depende de la transferencia del otro fluido, también el coeficiente del lado de la camisa es alto.

El factor de sobrediseño fué alrededor de 10% en todos los casos, excepto en el EA-309, en el que fué de 59.7% La explicación a ésto es la siguiente:

El servicio para el que se requería el equipo es demasiado pequeño, hasta para el menor arreglo comercial, -- que fué precisamente el propuesto por el programa, y por lo tanto, hasta este equipo resulta demasiado grande para este caso.

En todos los diseños, se encontró que el equipo - requerido era de tipo NORMAL, es decir, con una distribución de tubos similar a la de los cambiadores para transferencia en fase líquida. Si se hubiera especificado el tipo KETTLE, ésto hubiera conducido a obtener un diámetro de camisa mayor, para proveer un espacio suficiente de separación líquido-vapor. -- Cuando se utiliza equipo NORMAL, el espacio de separación se obtiene con un tanque independiente o bien en la misma torre de destilación.

TABLA COMPARATIVA No. 1

UNIDAD: EA-303 STRIPPER REBOILER

	DISEÑO UTILIZADO		DISEÑO DEL PROGRAMA	
	CAMISA	TUBOS	CAMISA	TUBOS
Flujo total (lb/hr)	226000	111800	226000	120200
Flujo Vapor (lb/hr)	54000		54000	
Temp. entrada (F)	190	500	190	500
Temp. salida (F)	225	327	225	327
Caida de presion (psi)	0.6	14.0	0.43	1.65
Unidades en paralelo	1		1	
Unidades en serie	1		1	
Pasos en los tubos	8		2	
Diámetro de la camisa	31 in.		23 1/4 in	
Diámetro de los tubos	1 in		3/4 in	
Pitch de los tubos	1 1/4 in		1 in	
Arreglo	CUADRADO		CUADRADO	
Longitud de los tubos	16 ft		16 ft	
No. de tubos/unidad	342		321	
Pitch de mamparas	-		25 1/2 in	
U servicio (Btu/hr ft <sup>2</sup> F)	53.2		63.6	
LMTD ponderado	192.5 °F		187.0 °F	
Area de transf./unidad	1406 ft <sup>2</sup>		1008 ft <sup>2</sup>	
Carga térmica total	12.0 MMBtu/hr		11.3 MMBtu/hr	

TABLA COMPARATIVA No. 2

UNIDAD: EA-304 DEBUTANIZER REBOILER

	DISEÑO UTILIZADO		DISEÑO DEL PROGRAMA	
	CAMISA	TUBOS	CAMISA	TUBOS
Flujo total (lb/hr)	600000	335000	600000	393682
Flujo vapor (lb/hr)	235000		235000	
Temp. entrada (F)	360	600	360	600
Temp. salida (F)	390	450	395	450
Caida de presión (psi)	0.75	10.0	0.378	5.76
Unidades en paralelo	2		2	
Unidades en serie	1		1	
Pasos en los tubos	8		4	
Diámetro de la camisa	39 in		33 in	
Diámetro de los tubos	1 in		3/4 in	
Pitch de los tubos	1 1/4 in		1 in	
Arreglo	TRIANGULAR		TRIANGULAR	
Longitud de los tubos	16 ft		16 ft	
No. de tubos/unidad	650		774	
Pitch de mamparas	-		32 in	
U servicio(Btu/hr ft <sup>2</sup> F)	54.1		65.5	
LMTD ponderado	135.9 °F		126.4 °F	
Area de transf./unidad	2670 ft <sup>2</sup>		2431.6 ft <sup>2</sup>	
Carga térmica total	32.7 MMBtu/hr		35.8 MMBtu/hr	



TABLA COMPARATIVA No. 3

UNIDAD: EA-305 C<sub>3</sub> - C<sub>4</sub> SPLITTER REBOILER

	DISEÑO UTILIZADO		DISEÑO DEL PROGRAMA	
	CAMISA	TUBOS	CAMISA	TUBOS
Flujo total (lb/hr)	400000	74500	400000	72397
Flujo vapor (lb/hr)	135000		135000	
Temp. entrada (F)	225	600	225	600
Temp. salida (F)	230	450	229	450
Caida de presión (psi)	0.7	7.0	0.6	3.09
Unidades en paralelo	1		1	
Unidades en serie	1		1	
Pasos en los tubos	8		4	
Diámetro de la camisa	31 in		25 in	
Diámetro de los tubos	1 in		3/4 in	
Pitch de los tubos	1 1/4 in		1 in	
Arreglo	TRIANGULAR		TRIANGULAR	
Longitud de los tubos	16 ft		16 ft	
No. de tubos/unidad	360		422	
Pitch de mamparas	-		38.4 in	
U servicio(Btu/hr ft <sup>2</sup> F)	59.0		70.5	
LMTD ponderado	185.8 °F		157.0 °F	
Area de transf./unidad	1480 ft <sup>2</sup>		1325 ft <sup>2</sup>	
Carga térmica total	13.5 MMBtu/hr		13.9 MMBtu/hr	

TABLA COMPARATIVA No. 4

UNIDAD: EA-307 GASOLINE SPLITTER REBOILER

	DISEÑO UTILIZADO		DISEÑO DEL PROGRAMA	
	CAMISA	TUBOS	CAMISA	TUBOS
Flujo total (lb/hr)	240000	109000	240000	114597
Flujo vapor (lb/hr)	80000		80000	
Temp. entrada (F)	393	600	393	600
Temp. salida (F)	400	450	405	450
Caida de presión (psi)	0.6	13.0	0.4	13.43
Unidades en paralelo	1		1	
Unidades en serie	1		1	
Pasos en los tubos	8		6	
Diámetro de la camisa	31 in		27 in	
Diámetro de los tubos	1 in		3/4 in	
Pitch de los tubos	1 1/4 in		15/16 in	
Arreglo	TRIANGULAR		TRIANGULAR	
Longitud de los tubos	16 ft		16 ft	
No. de tubos/unidad	380		536	
Pitch de mamparas	23 in		38.4 in	
U servicio(Btu/hr ft <sup>2</sup> F)	67.2		65.6	
LMTD ponderado	111.7 °F		105.7 °F	
Area de transf./unidad	1598 ft <sup>2</sup>		1684 ft <sup>2</sup>	
Carga térmica total	10.0 MMBtu/hr		10.4 MMBtu/hr	

TABLA COMPARATIVA No. 5

UNIDAD: EA-309 DISTILLATION DRYER REBOILER

	DISEÑO UTILIZADO		DISEÑO DEL PROGRAMA	
	CAMISA	TUBOS	CAMISA	TUBOS
Flujo total(lb/hr)	52000	2150	52000	2538
Flujo vapor(lb/hr)	26000		26000	
Temp. entrada (F)	170	307	170	307
Temp. salida (F)	170	307	174	307
Caida de presión (psi)	0.3	-	0.24	0.01
Unidades en paralelo	1		1	
Unidades en serie	1		1	
Pasos en los tubos	2		1	
Diámetro de la camisa	10 in		8 in	
Diámetro de los tubos	1 in		1 in	
Pitch de los tubos	1 1/4 in		1 1/4 in	
Arreglo	TRIANGULAR		TRIANGULAR	
Longitud de los tubos	16 ft		16 in	
No. de tubos/unidad	28		22	
Pitch de mamparas	30 in		24 in	
U servicio(Btu/hr ft <sup>2</sup> F)	148		299	
LMTD ponderado	137 °F		133 °F	
Area de transf./unidad	118 ft <sup>2</sup>		92 ft <sup>2</sup>	
Carga térmica total	2.0 MMBtu/hr		2.3 MMBtu/hr	

Para ilustrar el funcionamiento del programa, en una forma cuantitativa, a continuación se presenta, el conjunto de operaciones y decisiones que se ejecutaron para realizar el diseño del reboiler EA-304, en una forma abreviada.

1) Como primer paso, se propuso un equipo, con las menores dimensiones comerciales, que fueron: 1 unidad en serie, 1 unidad en paralelo (un solo cambiador), diámetro de camisa de 8 in., tubos de  $3/4$  in con espaciamiento de  $15/16$  in y un solo paso.

2) El número de tubos resultante fué de 38 y la velocidad del fluido de servicio  $37.76$  ft/seg, superior al límite fijado ( $10$  ft/seg).

3) Se propusieron varias combinaciones de diámetros (camisa y tubos), hasta que se obtuvo una velocidad de  $9.91$  ft/seg, pasandose entonces al cómputo del  $Ft_{lmt}$ .

4) El  $Ft_{lmt}$  obtenido fué de  $1.0$  (superior al valor mínimo de  $0.7$ ), calculandose la  $U$  de diseño del cambiador, resultando superior al valor máximo establecido de  $100$  Btu/hr ft<sup>2</sup> F, por lo tanto, se aumentó el área de transferencia incrementando el diámetro de la camisa hasta  $19 1/4$  in.

5) Una vez calculado el número de Reynolds, que fué superior a  $2100$ , la caída de presión por los tubos resultó de  $2.3$  psi (lb/in<sup>2</sup>).

6) Se determinaron los coeficientes de película individuales y el coeficiente total ( $U = 83$  Btu/hr ft<sup>2</sup> F).

7) El flujo de calor utilizado, con un valor de 13006 Btu/hr ft<sup>2</sup>, fué inferior al límite, también determinado por el programa, de 17964.

8) Se fijaron 9 mamparas inicialmente, pero la -- caída de presión en la camisa fué demasiado grande (18.2 psi) ya que la máxima permisible era de 0.5 psi.

9) Se disminuyó el número de mamparas, hasta el -- mínimo de 3, pero la  $\Delta P$  no bajó de 1.4 psi, así que se tomó la decisión de incrementar el tamaño de la camisa.

10) Con el diámetro de camisa más grande (39 in), la caída de presión aún no fué satisfactoria (0.8 psi), por lo tanto se aumentó 1 unidad en paralelo, con objeto de dividir el flujo, fijándose nuevamente los diámetros más pequeños de camisa y tubos.

11) Nuevamente, fué determinada la velocidad en -- los tubos (18.8 ft/seg). Se aumentó el diámetro de la camisa hasta 10 in, con una velocidad de 8.9 ft/seg, pero el área de transferencia aún no era suficiente, pues la U de diseño resultó mayor de 100. Se propusieron dimensiones mayores -- hasta un diámetro de camisa de 15 1/4 , que cumplió con todas las restricciones hidráulicas, pero teniendo todavía un área insuficiente. A continuación, se intentó mejorar el coeficiente de transferencia aumentando a 2 el número de pasos -- por los tubos, sin embargo la caída de presión resultó excesiva (15.6 psi).

12) Para disminuir la  $\Delta P$ , se aumentó el diámetro

de los tubos a 1 in. A consecuencia de ésto, el número de tubos disminuyó tanto que, el área de transferencia volvió a ser insuficiente. La decisión tomada a continuación fué, incrementar, al mismo tiempo, el área de transferencia (por medio del diámetro de la camisa) y el coeficiente total (aumentando el número de pasos en los tubos).

13) Con una camisa de 31 in y 2 pasos en los tubos, se obtuvo, por primera vez, área suficiente para la transferencia, sin embargo el factor de seguridad (S.F.) no rebasó el mínimo de 5% fijado. Para resolver este problema, se incrementó a 4 el número de pasos, pero en esta ocasión, el flujo de calor requerido ( $11548 \text{ Btu/hr ft}^2$ ) excedió el límite establecido por el programa, de 11261. Por esta razón la acción tomada fué, aumentar el espaciamento entre los tubos.

14) Con la decisión tomada, pudo elevarse el límite de flujo de calor hasta un valor de  $12179 \text{ Btu/hr ft}^2$ . El área de transferencia disminuyó, ocasionando un aumento en el número de pasos. Cuando se fijaron 6 pasos, se excedió el límite de caída de presión.

15) Se procedió a incrementar aún más el tamaño del equipo (diámetro de la camisa).

16) Al llegar a un diámetro de 33 in y 2 pasos en los tubos, se obtuvo el primer factor de sobrediseño aceptable (11.2%). Como el diámetro de los tubos era el más pequeño ( $3/4 \text{ in}$ ), se llevó a cabo el cálculo de otros arreglos, -

variando unicamente el diámetro y el número de pasos de los tubos.

17) El equipo seleccionado finalmente, fué aquel que requería una menor área de transferencia (un valor de  $U$  mayor que los demás,  $U = 65.478 \text{ Btu/hr ft}^2 \text{ F}$ ), con las siguientes características: 2 unidades en paralelo, 1 unidad en serie, camisa de 33 in., tubos de  $3/4$  in., espaciamiento de  $1 1/4$  in., 4 pasos en los tubos y 5 mamparas.

VI.- CONCLUSIONES.-

De lo expuesto en el presente estudio, pueden concluirse los siguientes puntos:

1) Los criterios que se utilizan para el diseño de equipo de transferencia de calor, en una sola fase, son en general los mismos que se emplean si se presentan dos fases.

2) La modificación más importante, introducida al esquema general, consiste en el control del flujo de calor - necesario para la transferencia.

3) La decisión tomada para modificar el límite de flujo de calor, es la correcta (aumentar el espaciamiento -- entre los tubos).

4) La determinación de las cargas térmicas de pre calentamiento y evaporación, es fundamental, ya que de ella dependen las dimensiones del equipo, a través del coeficiente total ponderado.

5) La caída de presión, por el lado de la camisa, para líquidos en ebullición, es afectada fuertemente por el número de mamparas utilizadas.

En base a los resultados presentados, es posible concluir que, el programa desarrollado es eficiente, ya que las desviaciones con respecto a los equipos estudiados, no



exceden al 15% y que, por lo tanto, las modificaciones introducidas para tomar en cuenta el cambio de fase, han resultado satisfactorias.

El programa, gracias a su lógica, puede sustituir en gran parte, los criterios del diseñador (desde el punto de vista de la Ingeniería Química) y suministrar suficiente información para iniciar el diseño detallado, puramente mecánico.

Es posible utilizar el esquema general estudiado, para diseñar cambiadores de calor en sistemas de refrigeración (Chillers), siempre y cuando se modifiquen las correlaciones utilizadas, para la determinación del coeficiente de película por el lado de los tubos, de tal forma que se tome en cuenta el efecto de la condensación del fluido.

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

- 1.- Bird B.R., W.E. Stewart and E.N. Lighfoot.- "TRANSPORT PHENOMENA".- Ed. Wiley-Toppan (1960) pags. 26-30.
- 2.- Cavett R.H. PROCEEDINGS OF THE AMERICAN PETROLEUM - INSTITUTE.- 43 (3) 57.- (1963)
- 3.- Chao K.C. and J.D. Seader.- "A GENERAL CORRELATION OF VAPOR-LIQUID EQUILIBRIA IN HIDROCARBON MIXTURES".- AIChE Journal Vol. 7 No.4 (1961)
- 4.- Chapela C.G., A. Lozada y R. Medina.- "SIMULACION DE UNA PLANTA DE PROCESO".-Tesis UNAM - - (1970) pags. 26-30
- 5.- Curl y Pitzer.- Ind. Eng. Chem. Vol. 50 (1958) pags. 265
- 6.- Johnson D.W. and Philip Colver.-"MIXTURE PROPERTIES BY COMPUTER.-DENSITY".- Hidrocarbon processing 47.- 12 (1968)
- 7.- Kern, Donald Q.- "PROCESS HEAT TRANSFER".- Mc Graw-Hill.- N.Y. (1950).
- 8.- Mc Nelly M. JJ. Imp. Coll. Chem. Eng. Soc. 7 (1953)
- 9.- Palen J.W. and W.M. Small.-"KETTLE AND INTERNAL REBOILERS".-Hidroc. Proc. 43.-11 (1964)

- 10.- Palen J.W. and J.J. Taborek.-"REFINERY KETTLE REBOILERS".- Chem. Eng. Progress 58.-7 pags. 37-46 (1962).
- 11.- Sieder E.N. and G.E. Tate.- Ind. Eng. Chem. 28 (1936) pags. 1429-1436.
- 12.- Soave, Giorgio.- "EQUILIBRIUM CONSTANTS FROM A MODIFIED REDLICH-KWONG EQUATION STATE".- Chem. Eng. Science 27 (1972) 1197-1203
- 13.- Tarrer A.R., Henry C.L. and L.B. Koppel.-"FINDING THE ECONOMICALLY OPTIMUM HEAT EXCHANGER" Chem. Engineering Oct. 4 (1971)
- 14.- TECHNICAL DATA BOOK PETROLEUM REFINING.- The American Petroleum Institute.- Division of Refining.- N.Y. (1966).
- 15.- Whitley Donald L. and E.E. Ludwig.-"RATE EXCHANGERS THIS COMPUTER WAY".- Vol. 40 No. 1 of Petroleum Refiner.- pags. 147-156
- 16.- "WOLVERINE TUBE ENGINEERING DATA BOOK".
- 17.- Yen L.C. and S.S. Woods.- AIChe Journal 12 (7) - - (1966) pags. 95-99.