

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO
FACULTAD DE QUIMICA

APROVECHAMIENTO TERMICO DE LOS FONDOS
DE LA DESTILACION PRIMARIA COMBINADA
DE PETROLEO CRUDO

T E S I S
QUE PARA OBTENER EL TITULO DE
INGENIERIA QUIMICA
P R E S E N T A N

Rodolfo Augusto Casas Barba
Pablo Jesús Zahoul Cesín

1 9 7 3



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

Tesis
1973
M. F. 58



QUIN 5.

JURADO:

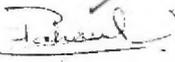
Presidente	ING. ENRIQUE BARRIGA GUZMAN
Vocal	ING. PABLO BARROETA GONZALEZ
Secretario	ING. ARTURO LOPEZ TORRES
1er. Suplente	ING. ENRIQUE JIMENEZ RUIZ
2o. Suplente	ING. GERARDO BAZAN NAVARRETE

SITIO DONDE SE DESARROLLO EL TEMA:

INSTITUTO MEXICANO DEL PETROLEO

SUSTENTANTES:

RODOLFO AUGUSTO CASAS BARBA 

PABLO JESUS ZAHOUK CESIN 

ASESOR:

ING. ARTURO LOPEZ TORRES 

A mis padres:

SR. ANTONIO CASAS HERNANDEZ
SRA. MARIA DE JESUS BARBA A.

Como una pequeña prueba de
cariño y agradecimiento de
mi persona a sus cualidades
de padres y amigos modelo

A mis hermanos:

ROBERTO
NORMA
ANTONIO
NESTOR
LAURA

Por la unión que hay entre
nosotros y porque su deseo
de superación y dedicación
sean cada día más grandes

A mi novia:

SRITA. ROSALBA MALDONADO L.

Por su amor único y la com-
prensión que me ha brindado

A mi familia:

Con aprecio y gratitud

A todos los amigos y compañeros:

Por su valiosa y enorme amistad

RODOLFO AUGUSTO

A mis padres:

SR. PABLO ZAHOUL RAMIRA
SRA. ROSA CESIN DE ZAHOUL

En agradecimiento a sus
esfuerzos y sacrificios

A mis hermanos:

JOSE GABRIEL
MA. DE LOURDES
CARLOS JAVIER
MA. EMILIA
ALFREDO

En especial a Ma. de Lourdes

A mi tío:

SR. ALFREDO CESIN MUSI

A mi amigo:

SR. ROBERTO RUIZ GARDUÑO

A mi novia:

SRITA. MERCEDES LOPEZ GARRIDO

A mis familiares y amigos

PABLO JESUS

A NUESTRA QUERIDA FACULTAD

A NUESTROS MAESTROS

A NUESTROS COMPAÑEROS Y AMIGOS

Con agradecimiento a todos los educadores
que durante nuestra vida colaboraron a
nuestra formación

A los Señores Ingenieros:

ARTURO LOPEZ TORRES

ALFREDO SOLIS VILLA

Por la ayuda y amistad que nos
brindaron

RODOLFO AUGUSTO

PABLO JESUS

INDICE

I N D I C E

CAPITULO I.	INTRODUCCION	1
CAPITULO II.	GENERALIDADES	
	II.1 Breve descripción del proceso	4
	II.2 Diagramas	7
	II.3 Nomenclatura	9
CAPITULO III.	CALCULO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR	
	III.1 Introducción	15
	III.2 Selección del equipo	15
	III.2a Intercambiador 2-4	17
	III.2b Intercambiador 1-2	17
	III.3 Método de diseño térmico para intercambiadores de calor	19
	III.4 Aplicación del método de diseño térmico	25
	III.5 Conclusiones	32
CAPITULO IV.	CALCULO DE EVAPORADORES	
	IV.1 Introducción	33
	IV.2 Diseño preliminar	34
	IV.3 Método de diseño térmico general para precalentadores evaporadores	39
	IV.4 Relaciones de recirculación	46
	IV.5 Descripción de los evaporadores seleccionados y observaciones para su diseño térmico	52
	IV.5a Evaporador tipo termosifón horizontal	
	IV.5b Evaporador tipo marmita (Kettle)	54
	IV.5c Evaporador tipo termosifón vertical	60
	IV.6 Aplicación de los métodos de diseño térmico para el dimensionamiento de los evaporadores	68
CAPITULO V.	DIAGRAMAS, TABLAS Y GRAFICAS	94
CAPITULO VI.	ANALISIS COMPARATIVO	
	VI.1 Introducción	116
	VI.2 Hoja de resultados	118
	VI.3 Conclusiones	119
CAPITULO VII.	BIBLIOGRAFIA	120

CAPITULO - I

I. INTRODUCCION

El objeto de esta Tesis es hacer una comparación, desde el punto de vista económico, entre equipos de transferencia de calor utilizados para el aprovechamiento térmico de los fondos o residuos de la destilación primaria combinada de petróleo crudo.

El aprovechamiento térmico se efectúa para dos operaciones diferentes:

1. Precalentar petróleo crudo, para lo cual se emplea un intercambiador de calor de tubos y coraza (sin cambio de fase).
2. Producir vapor de agua a presión media, para lo cual empleamos diferentes tipos de intercambiadores de calor de tubos y coraza (con cambio de fase).

El equipo actual en las refinerías solamente se utiliza para precalentar el petróleo crudo como único aprovechamiento térmico de los residuos, empleando una carga de 150,000 BPD. Previniendo una expansión futura el estudio se hace para una carga de 200,000 BPD.

Los cambios que se han efectuado en las industrias químicas en los últimos 10 años han forzado al diseñador de intercambiadores de calor del proceso a desempeñar un papel de especialista versátil en la transferencia de calor, para ser capaz de seleccionar la parte óptima del equipo en un trabajo determinado.

Las plantas que ahora se construyen son de 5 a 10 veces el tamaño que se considerarían hace 10 años. No es posible o práctico adaptar un intercambiador de calor instalado 10 veces más el número de tubos en el mismo diseño básico. Por lo tanto la experiencia del diseñador es el máximo valor con que se cuenta debido a que las consideraciones que se tomaron para seleccionar un intercambiador óptimo son frecuentemente difíciles de calcular cuantitativamente. Tales consideraciones, como las características de ensuciamiento en función de la temperatura superficial y velocidad del fluido. Otras consideraciones deben implicar factores no relacionados a la eficiencia de la unidad misma, tal como facilidad de limpieza y mantenimiento, y complejidad de fabricación.

Importancia de los Detalles del Diseño:

Muchos diseñadores consideran que han realizado su trabajo adecuadamente si su diseño satisface el servicio especificado, sin embargo muchas características de un diseño malo no se detectan inmediatamente; por ejemplo, un intercambiador mal diseñado por el lado de la coraza puede requerir más agua de enfriamiento que la calculada, o puede ser necesario remover un intercambiador para reemplazar los tubos debido a previsiones inadecuadas por la expansión diferencial de tubos y coraza.

Usualmente los costos de reparación de un intercambiador son sólo una parte del pago por un mal diseño; la pérdida de producción por la interrupción de un solo proceso cuesta muchas veces el precio de adquisición del intercambiador de calor.

Selección del Equipo:

Hay casi un número ilimitado de alternativas para seleccionar el equipo de transferencia de calor, aunque generalmente hay un solo "mejor" diseño. Afortunadamente las computadoras y calculadores electrónicos ayudan al diseñador a minimizar el tiempo de cálculo. Pero para diseñadores que no tienen acceso a computadoras, se sigue una forma ordenada de diseño - dependiendo del tipo de método que se utilice para efectuarlo, resultando algunos bastante largos.

Para facilidad de comprensión y los fines de esta Tesis, únicamente se efectúa el diseño térmico empleando el método seguido por Kern, conocido también como método tradicional, en el cual los cálculos se efectúan siguiendo una serie de pasos ordenados, considerando la existencia de un intercambiador, el cual se va a probar para un factor de ensuciamiento y caídas de presión disponibles. Aunque el método de diseño de los evaporadores hay ligeras variaciones al método tradicional, estas son debido a la complejidad del diseño, pero en general se siguen los mismos pasos básicos.

CAPITULO - II

II GENERALIDADESII.1.- BREVE DESCRIPCION DEL PROCESODestilación Primaria Combinada de Petróleo Crudo

Debido a la naturaleza compleja de los componentes del petróleo crudo, es aparente que una separación preliminar debe realizarse antes de que la refinación o conversión química de los productos se efectúe. De acuerdo a ésto, en la práctica la refinería moderna casi siempre emplea una destilación primaria combinada (atmosférica y al vacío) del crudo desalado como paso inicial de refinación.

En un proceso típico de destilación combinada, como se ilustra en los diagramas I y II, la carga de petróleo crudo se precalienta por el intercambio de calor de las corrientes de los productos que salen de la columna de destilación atmosférica. Una vez precalentado el petróleo crudo se alimenta a una torre de despunte, pasando posteriormente por un calentador a fuego directo, descargándose el crudo caliente en la columna de destilación atmosférica (de platos múltiples). Por el contenido de calor de la alimentación resulta una vaporización de los constituyentes más volátiles, y la cantidad total de vaporización, generalmente se incrementa por la inyección de vapor de agua en la parte inferior de la columna.

La corriente de vapor de este fraccionador se condensa mandándose una parte a almacenamiento y la otra al tope del --

fraccionador como reflujo.

La porción del petróleo crudo sin destilar, o sea la menos volátil, se descarga en la base de la columna. El vapor de agua se agrega arriba del nivel del fondo para vaporizar los componentes más volátiles de la corriente de pesados que desciende al fondo. Un gradiente de composición se establece a través de la longitud de la columna y la volatilidad disminuye del domo al fondo. Varias corrientes se descargan de lugares intermedios a lo largo de la columna, dando una separación preliminar del petróleo crudo en fracciones de diferentes propiedades físicas. Los productos citados como principales corrientes laterales y productos del domo y el fondo se les llama convencionalmente gasolinas, naftas, querosinas, gasoleos y residuo; sin embargo sus propiedades y usos pueden variar dependiendo de la alimentación empleada y las prácticas de la refinería en particular.

El petróleo crudo reducido o residuo de los fondos de la columna de destilación atmosférica pueden ser además fraccionados bajo presión reducida en una columna de destilación al vacío. Para ésto, la alimentación a la columna es pasada por un calentador tubular a fuego directo antes de ser alimentada a la torre de vacío (de platos múltiples). Cuando los destilados de la torre de vacío incluyen aceites lubricantes, la temperatura de alimentación debe ser suficientemente baja para evitar

reacciones de desintegración indeseables. Por otra parte, cuando los destilados sirven para la desintegración, la temperatura de alimentación es mayor. El producto principal se condensa a presión reducida. El residuo no volátil se descarga en el fondo de la columna. Como en el caso de la columna de destilación atmosférica, un gradiente de concentración se establece y los productos fraccionados pueden descargarse como corrientes laterales, siendo éstos: gasoleo ligero, destilados neutros o lubricantes y fondos de vacío.

Los productos líquidos de las corrientes laterales de ambas columnas de destilación atmosférica y al vacío, se alimentan a los agotadores de platos múltiples antes de ser llevados fuera del sistema de destilación primaria combinada. Los vapores son generados en el fondo de cada una de estas columnas de agotamiento debido a la inyección de vapor de agua y los vapores principales se alimentan de nuevo a la columna primaria en el lugar en que fueron descargadas originalmente. Esta operación de lavado auxiliar es necesaria debido a la ineficiencia introducida por el proceso de descargar corrientes laterales.

II.2 DIAGRAMAS

NOTACION :

D-I Diagrama I
 D-II Diagrama II

EQUIPOS :

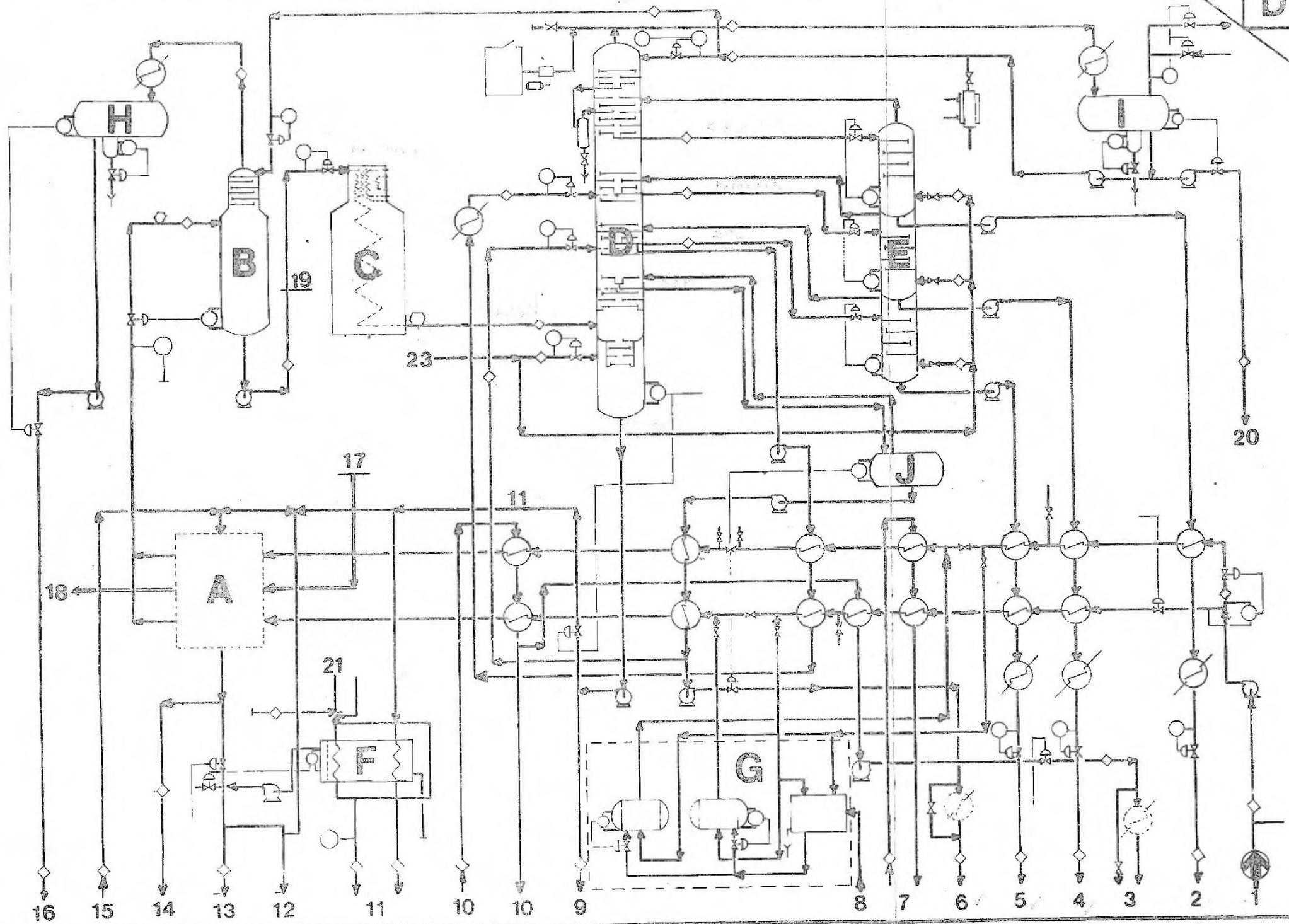
A Alternativas
 . 2 Intercambiadores de calor en serie
 . 1 Evaporador tipo termosifón horizontal
 . 1 Evaporador tipo marmita (kettle)
 . 1 Evaporador tipo termosifón vertical

B Torre de despunte
 C Calentador de crudo despuntado
 D Torre de destilación atmosférica
 E Agotadores
 F Caja enfriadora de residuos
 G Desaladoras de crudo
 H Acumulador de nafta de despunte
 I Acumulador de nafta ligera y reflujo
 J Tanque de gasóleo pesado primario
 K Enfriador de residuo
 L Tanque de condensado
 M Calentador de crudo reducido
 N Torre de alto vacío "TAV"
 O Tanque de gasóleo pesado
 P Sistema de vacío

CORRIENTES

1 Crudo de carga
 2 Nafta pesada
 -3 Gasóleo pesado de N (D-II)
 -4 Querosina
 -5 Gasóleo ligero primario
 6 Gasóleo pesado primario
 7 Gasóleo ligero de N (D-II)
 7a Gasóleo ligero a almacenamiento
 8 Condensado aceitoso y agua
 9 Residuo primario a M (D-II)
 10 Reflujo de gasóleo pesado a N (D-II)
 11 Residuo primario (NORMALMENTE SIN FLUJO)
 12 Residuo a K (D-II)
 13 Residuo de N a rompedora de viscosidad
 14 Recirculación a N

15	Residuo de N (D-II) a A (D-I)
16	Nafta de despunte
17	Agua caliente de límite de batería
18	Vapor de media
19	Crudo despuntado
20	Nafta ligera
21	Residuo de K (D-II)
22	Vapor de baja del límite de batería
23	Vapor de baja a D (D-I)



16 15 14 13 12 11 10 10 9 8 7 6 5 4 3 2 1

20

23

19

17

11

21

18

A

B

H

C

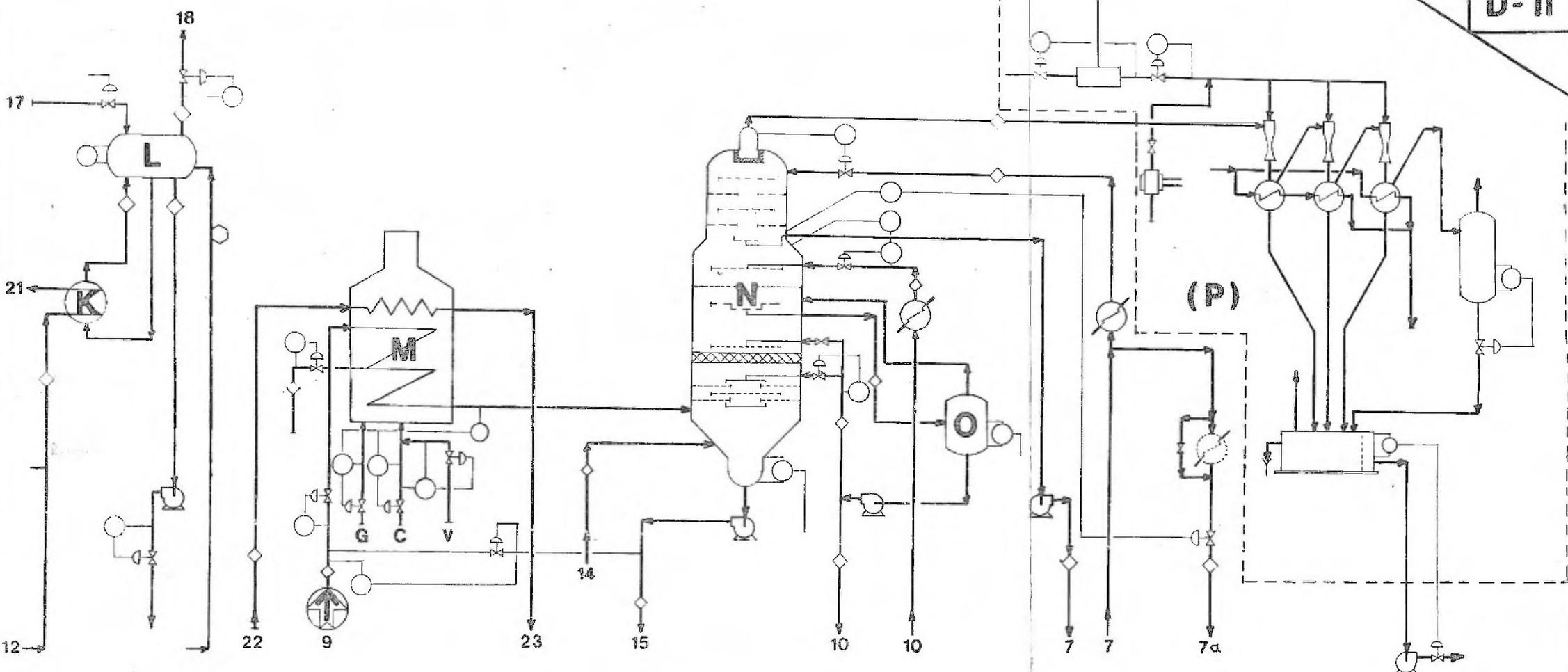
D

J

I

G

F



II.3.- NOMENCLATURA

A	Superficie de transferencia de calor, ft^2
a_o, a_i	Superficie externa e interna de transferencia de calor por pie lineal, ft
A', a'	Area de flujo por tubo, ft^2 y in^2
A"	Superficie externa del tubo por pie lineal, ft^2
B	Espaciamiento entre los deflectores, in
B_x, B_y	Parámetros de Baker
C, c	Calor específico del fluido caliente y frío, BTU/lb°F
C'	Clarò entre tubos; in
D_i, D_o	Diámetro interior y exterior de los tubos, ft
d_i, d_o	Diámetro interior y exterior de los tubos, in
D_b	Diámetro del haz de tubos (en Kettle), ft
D_{i1}, D_{i2}	Diámetro interior del sistema de tubería de entrada y de salida al evaporador, ft
D_e, D'_e	Diámetro equivalente para transferencia de calor y caída de presión, ft
d_e, d'_e	Diámetro equivalente para transferencia de calor y caída de presión, in
D_s, D_I	Diámetro interno de la coraza, ft y in
F	Pérdidas por fricción, $(ft)(lb_f)/(lb_m)$
F_c	Fracción calórica, adimensional
F_T	Factor de diferencia de temperatura, adimensional, $\Delta t = F_T \times LMTD$,
FCB	Factor de corrección del haz por capa de vapor
f	Factor de fricción, adimensional; para ΔP en psi, ft^2/in^2
f_D	Factor de fricción de DARCY, adimensional

f_F	Factor de fricción de Fanning, adimensional
G_L, G_V	Masa velocidad de líquido y vapor en los tubos basada en el área de flujo total tubular, lb/(hr) (ft ²)
G'_L, G'_V	Masa velocidad de líquido y vapor en los tubos, basada en el área de flujo total tubular, - - lb/(seg) (ft ²)
G_1, G_2	Masa velocidad en la tubería de la entrada y salida al evaporador, lb/(hr) (ft ²)
\bar{G}	Masa velocidad del vapor, desde un tubo del fondo, basada en el espacio $P_T - D_O$, lb/(hr) (ft ²)
g, g'	Aceleración de la gravedad, ft/hr ² y ft/seg ²
gc	Factor de conversión, (lb _m) (ft)/(lb _f) (hr ²)
h, h_i, h_o	Coefficiente de película para transferencia de calor, en forma general, para el fluido interior y exterior respectivamente, BTU/(hr) (ft ²) °F
h_{io}, h_{iop}, h_{iov}	Valor de h_i cuando se refiere al diámetro exterior del tubo, en forma general, para la zona de precalentamiento y para la zona de vaporización, BTU/(hr) (ft ²) °F
h_{1b}, h_b, h'_{1b}	Coefficiente de película para transferencia de calor por ebullición nucleada, para un solo tubo aislado, promedio para el haz de tubos y para un solo tubo aislado corregido por convección libre, BTU/(hr) (ft ²) °F
h_s	Coefficiente de película para transferencia de calor sensible, BTU/(hr) (ft ²) °F
J_H	Factor de transferencia de calor, adimensional
Kc	Constante calórica, adimensional.
k	Conductividad térmica, BTU/(hr) (ft ²) (°F/ft)
L	Longitud de los tubos ó del haz de tubos de los intercambiadores o evaporadores, ft

L_1, L_2	Longitud equivalente para los sistemas de entrada y de salida al evaporador, ft
LMTD	Media logarítmica de la diferencia de temperatura °F
N	Número de mamparas en el lado de la coraza de los intercambiadores
N_0	Número de orificios tubulares, igual a 2 veces el número de tubos en U.
N_t	Número de tubos totales en el intercambiador o evaporador
N_{rv}	Número de tubos en la fila vertical central de los evaporadores
n	Número de los pasos de los tubos
P, p	Presión de operación, lb_f/ft^2 y lb_f/in^2 abs.
Pr	Número de Prandtl, adimensional
P_T, P_T^i	Pitch de los tubos, ft y in
Q, q	Flujo de calor, BTU/hr
$q_1, q_{max.}$	Flujos de calor para un solo tubo y máximo, - BTU/hr
R	Grupo de temperatura, $(T_1 - T_2)/(t_2 - t_1)$ adim.
R_L, R_V	Fracción volumétrica de las fases líquida y gaseosa o del vapor, adimensional.
R_R	Relación de recirculación (W_L/W_V) , adimensional
Re, Re^i	Número de Reynolds para transferencia de calor y caída de presión, adimensional.
Rd, Ri, Ro	Factores de ensuciamiento, combinado, interno y externo respectivamente, $(hr)(ft^2)(°F)/BTU$
r, r_w, r_f	Resistencia en general, de pared y de ensuciamiento total, $BTU/(hr)(ft^2)(°F)^{-1}$
S	Grupo de temperatura $(t_2 - t_1)/(T_1 - T_1)$, adim.
s	Densidad relativa

T, T_1, T_2	Temperatura en general, de entrada y de salida del fluido caliente, °F
T_C, t_C	Temperatura calórica de los fluidos caliente y frío, °F.
t, t_1, t_2	Temperatura en general, de entrada y de salida del fluido frío, °F.
U, U_C, U_D ...	Coefficiente total de transferencia de calor, coeficiente limpio, coeficiente de diseño, BTU/(hr) (ft ²) (°F)
V	Velocidad lineal, ft/seg
V_m	Media logarítmica de la velocidad líquido-vapor en la tubería, $V_m = V_2 - V_1 / \ln(V_2/V_1)$, flujo homogéneo es considerado.
v	Volumen específico, ft ³ /lb
W, w	Flujo en peso de los fluidos caliente y frío, lb/hr
X	Módulo de Lockhart Martinelli
X_{tt}	Parámetro de correlación, adimensional.
x, x_E	Fracción en peso de vapor o gas (Calidad), general y de salida, adimensional.
Z	Altura, ft

LETRAS GRIEGAS

α	Factor de corrección para ebullición nucleada, adimensional.
α_d	Angulo de distribución de los tubos, grados
β	Factor de corrección para transferencia convectiva
β'	Coefficiente de expansión térmica, 1/°F
Δt	Diferencia de temperatura verdadera en: $Q = U_D A t, °F$
$\Delta t_c, \Delta t_h$	Diferencias terminales fría y caliente, °F

$\Delta t_p, \Delta t_v$	Diferencia de temperatura verdadera para precalentamiento y vaporización, °F
$(\Delta t)w$	Diferencia de temperatura entre la pared del tubo y el líquido que se evapora, °F
ΔP	Caída de presión, psi
$\Delta P_T, \Delta P_L, \Delta P_R$	Caídas de presión, total, en los tubos y de retorno, psi
Δw_s	Trabajo de flecha hecho al sistema, ft de liq.
Δz	Altura de la rama directriz para la circulación, ft
λ	Calor latente de vaporización, BTU/lb _m
μ, μ'	Viscosidad, lb _m /ft (hr) y centipoise
$\rho, \bar{\rho}$	Densidad en general y promedio, lb _m /ft ³
σ, σ'	Tensión superficial, lb _f /ft y dina/cm
ϕ	Parámetros para caída de presión, en 2 fases, adimensional
ϕ'	Relación de viscosidades (μ/μ_w), adimensional
ϕ_f	Factor de densidad del tubo, ecuación para el flujo máximo del haz, adimensional
ψ	Parámetro de propiedades físicas de las dos fases, adimensional.
ψ_f	Factor de propiedades físicas para el flujo máximo, BTU/ft ³

SUBINDICES (Excepto algunos anotados)

C	Condiciones limpias
D	Diseño
d	Ensuciamiento

l	Líquido .
P	Zona de precalentamiento
V	Zona de vaporización
v	Vapor o gas
T	Flujo total
t	Tubos
S	Coraza
t_f	2 fases
w	Pared del tubo
1	Se refiere a la entrada al equipo
2	Se refiere a la salida del equipo

CAPITULO - III

III. CALCULO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR

III.1. INTRODUCCION

En este capítulo se llevará a cabo el cálculo del equipo necesario para el aprovechamiento térmico de residuos, en el último precalentamiento de la alimentación de petróleo crudo en el proceso.

El equipo de que se trata es un intercambiador de calor de tubo y coraza, cuyo diseño está basado a las condiciones más drásticas, a las que normalmente operaría, o sea aprovechando térmicamente los residuos de la torre de destilación al alto vacío, puesto que los residuos de la torre de destilación atmosférica, solo serían usados en el caso de que por alguna causa no funcionara la torre de vacío.

III.2. SELECCION DEL TIPO DE INTERCAMBIADOR

Los intercambiadores de calor, se clasifican de acuerdo a su geometría y tipo de construcción. La mayoría de los metales sirven como materiales de construcción, aunque para algunas aplicaciones específicas, substancias no metálicas sirven aún mucho mejor.

La categoría de intercambiadores de calor más usada, es la de tubo y coraza, la cual se subdivide en 3 tipos principales:

- . Cabeza Fija
- . Tubos en U
- . Cabeza Flotante

cada uno con sus usos y características específicas.

En este caso el tipo de intercambiador de calor que se recomienda es el de CABEZA FLOTANTE INTERNA, ya que este diseño es usado de manera muy amplia en refinerías donde los aceites y gases a presión eliminan las posibilidades de usar el - diseño de cabeza flotante empacada, que generalmente es usado como condensador vertical, con el vapor del lado de los tubos.

Los intercambiadores de calor de cabeza flotante interna, tienen las siguientes características:

Ventajas:

- . El haz de tubos, puede removerse para limpieza mecánica exterior de los tubos y para inspección.
- . Tubos rectos, reemplazables y con facilidad de limpieza, sin necesidad de remover el haz.
- . La cabeza flotante absorve las expansión diferencial entre los tubos y la envolvente.

Limitaciones:

- . Costo alto
- . El empaque interno en la cubierta de la cabeza flotante tiene el peligro de mezclar los dos fluidos por falla.

Para la selección del número de pasos en el intercambiador de calor, se dispone de los siguientes datos:

Residuo "TAV"

Petróleo Crudo

$$T_1 = 680^\circ\text{F}$$

$$t_1 = 409^\circ\text{F}$$

$$T_2 = 525^\circ\text{F}$$

$$t_2 = 460^\circ\text{F}$$

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} = \frac{680 - 525}{460 - 409} = 3.1$$

$$S = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - T_2} = \frac{460 - 410}{680 - 410} = 0.185$$

de la gráfica (1a) tenemos:

$$F_T = 0.99 \text{ para un intercambiador } 2 - 4$$

III.2.a

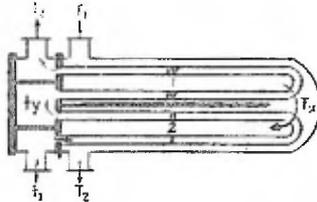


Fig. 1. Arreglo de pasos en un intercambiador 2-4

de la gráfica (1b) tenemos:

$$F_T = 0.95 \text{ para un intercambiador } 1 - 2$$

III.2.b

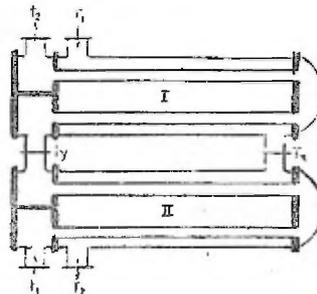


Fig. 2. Dos intercambiadores 1-2, conectados en serie

Aquí se puede notar la equivalencia existente, entre las dos figuras anteriores.

Según lo anterior, se ve que para este caso lo más conveniente es usar un intercambiador de calor con 2 pasos en la coraza y 4 pasos en los tubos.

Ahora considerando que en las refinerías existen una gran cantidad de intercambiadores de calor y como en todas las empresas que presentan este caso, se tiende a estandarizar los equipos, para mantener un stock de refacciones bajo, en su almacén; lo cual es bastante significativo, y a sabiendas de que en las refinerías se tiende a instalar intercambiadores de calor 1-2, se hace el cálculo sobre éstos, para lo cual disponemos de los siguientes datos:

	Residuo "TAV"	Petróleo Crudo
I	$T_1 = 680^{\circ}\text{F}$	$t_1 = 452^{\circ}\text{F}$
	$T_2 = 600^{\circ}\text{F}$	$t_2 = 501^{\circ}\text{F}$
II	$T_1 = 600^{\circ}\text{F}$	$t_1 = 365^{\circ}\text{F}$
	$T_2 = 525^{\circ}\text{F}$	$t_2 = 418^{\circ}\text{F}$

Nótese que un intercambiador 2-4 es exactamente lo mismo que 2 intercambiadores 1-2, aunque el 2-4 tiene la ventaja de ser más eficiente para la transferencia de calor.

A continuación se describe el método seguido para el cálculo de los intercambiadores de calor 1 - 2.

III.3. METODO DE DISEÑO TERMICO PARA INTER-

BIADORES DE CALOR.- Aunque para éste tipo de equipos existen bastantes métodos de cálculo, se escoge el método seguido por KERN, que para los fines de la presente tesis es satisfactorio.

Este método también se conoce como el método de convencional y consiste de los siguientes pasos:

DATOS:

Condiciones de Proceso

Fluido Caliente: T_1 T_2 W C_p s k μ R_d ΔP

Fluido Frío: t_1 t_2 W C_p s k μ R_d ΔP

La longitud del tubo, diámetro exterior y espaciado son especificados por la práctica industrial o por las recomendaciones de la literatura.

1. Balance de Calor: $Q = W C_p (T_2 - T_1) = W C_p (t_2 - t_1)$

2. Diferencia verdadera de Temperatura: Δt ;

LMTD:

$$R = \frac{T_2 - T_1}{t_1 - t_2} \qquad S = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1}$$

F_T de la gráfica 1b, nos da los tipos de intercambiadores que pueden ser usados y después de seleccionar el adecuado se lee el valor de F_T .

$$\Delta t = \text{LMTD} \times F_T$$

3. Temperaturas Calóricas

$$T_c = T_2 + F_c (T_1 - T_2)$$

$$t_c = t_1 + F_c (t_2 - t_1)$$

PRUEBA 1:

Para el intercambiador:

- a. Se supone un valor tentativo de U_D con ayuda de la tabla (1), y se calcula la superficie $A = Q/U_D \Delta t$. Se determina el correspondiente número de tubos de la tabla (3).
- b. Tomando en cuenta el número de pasos del intercambiador considerado en (2), y la caída de presión permitida, se selecciona el intercambiador que tenga el número de tubos más -- aproximado a éstos, de la tabla (3) o de fórmulas empíricas.
- c. Se corrige el valor tentativo de U_D , a la superficie correspondiente al número real de tubos que deba contener la coraza.

El cálculo de los coeficientes de película se debe empezar por el lado de los tubos, para ver si éste es mayor que U_D y si la caída de presión es la permisible, para entonces -- continuar el cálculo por el lado de la coraza.

En el presente problema se tiene:

TUBOS: Fluido Caliente

CORAZA: Fluido Frío

TUBOS: Fluido Caliente

4. Area de flujo, a_t :

$$a_t = \frac{N_t a'_t}{144 n}$$

5. Masa velocidad,

$$G_t = \frac{W}{a_t}$$

$$6. Re = \frac{D_i G_t}{\mu}$$

obtenemos D_i de la tabla (2)

obtenemos μ a T_c

$$7. J_H = \psi (Re) \text{ de la gráfica (4)}$$

8. a T_c obtenemos C_p y k

$$\left(\frac{C_p \mu}{k} \right)^{1/3} \quad \text{o de la gráfica (5)}$$

$$9. h_i = J_H \frac{k}{D} \left(\frac{C_p \mu}{k} \right)^{1/3} \phi'_t$$

$$10. h_{i0} = h_i \frac{d_i}{d_0}$$

$$11. \text{obtenemos } \mu_w \text{ y } \phi'_t = \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14}$$

12. Coeficiente corregido

$$h_{i0} = \frac{h_i \phi'_t}{\phi'_t}$$

Se comprueba la caída de presión, y si no es satisfactoria, se supone un nuevo arreglo de pasos.

TUBOS: Caída de Presión:

1. Para Re_t en (6) se obtiene $f = \psi (Re_t)$ de la gráfica (6)

$$2. \Delta P_t = \frac{f G_t^2 L n}{5.2 \times 10^{10} D_i S \phi_t'}$$

$$3. \Delta P_r = \frac{4n}{s} \cdot \frac{V^2}{2g'}$$

$$4. \Delta P_T = \Delta P_t + \Delta P_r$$

CORAZA: Fluido Frío:

4. Se supone un espaciado B para los deflectores

área de flujo,

$$a_s = \frac{D I_s C' B}{144 P_T}$$

5. Masa velocidad:

$$G_s = \frac{W}{a_s}$$

$$6. Re_s = \frac{D_e G_s}{\mu}$$

obtenemos D_e de la gráfica (7)

obtenemos μ a tc

7. $J_H = \psi (Re_s)$ de la gráfica (7)

8: a tc obtenemos Cp y k

$$\left(\frac{C_p \mu}{k} \right)^{1/3}$$

$$9: h_o = J_H \frac{k}{D} \left(\frac{C_p \mu}{\mu} \right)^{1/3}$$

$$10: t_w = t_c + \frac{h_{i0}}{h_{i0} + h_o} (T_c - t_c)$$

$$11: \text{obtenemos } \mu \text{ y } \phi'_s = \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14}$$

12: Coeficiente corregido

$$h_o = \frac{h_o \phi'_s}{\phi'_s}$$

Se comprueba la caída de presión y si no es satisfactoria, se supone un nuevo espaciado de los deflectores.

CORAZA: Caída de Presión

1: Para Re_s en 6' obtenemos $f = \psi (Re_s)$ de la gráfica (8)

2: Número de cruces,

$$N + 1 = \frac{12 L}{B}$$

$$\Delta P_s = \frac{f G_s^2 D_s (N+1)}{5.22 \times 10^{10} D_e S \phi'_s}$$

Si ambos los coeficientes de película y las caídas de presión son satisfactorias, la tentativa debe darse por concluida.

13. Coeficiente total limpio; U_c

$$U_c = \frac{h_{i0} h_o}{h_{i0} + h_o}$$

14. Factor de ensuciamiento; R_d

$$R_d = \frac{U_c - U_D}{U_c U_D}$$

Por último, debe cumplirse lo siguiente:

$$R_d \text{ (REQUERIDO)} = R_d \text{ (CALCULADO)}$$

III.4. APLICACION DEL METODO DE DISEÑO TERMICO

Datos Directos:

Condiciones de Proceso:

Fluido Caliente

Residuo de la Torre de Alto Vacío

$$W = 814054 \text{ lb/h}$$

$$T_1 = 680^\circ\text{F}$$

$$T_2 = 600^\circ\text{F}$$

$$C_p = 0.6495 \text{ BTU/lb}^\circ\text{F}$$

$$s = 1.0254$$

$$\mu = 2.23 \text{ cp}$$

$$k = 0.054 \text{ BTU/h ft}^2 (\text{ }^\circ\text{F/ft})$$

$$R_d = 0.005 \text{ h ft}^2 \text{ }^\circ\text{F/BTU}$$

$$\Delta P = 20 \text{ lb/in}^2$$

Fluido Frío

Petróleo Crudo

$$w = 1263250 \text{ lb/h}$$

$$t_1 = 452^\circ\text{F}$$

$$t_2 = 501^\circ\text{F}$$

$$C_p = 0.6633 \text{ BTU/lb}^\circ\text{F}$$

$$s = 0.8654$$

$$\mu = 1.06 \text{ cp}$$

$$k = 0.068 \text{ BTU/h ft}^2 \text{ (F/ft)}$$

$$R_d = 0.005 \text{ h ft}^2 \text{ F/BTU}$$

$$P = 20 \text{ lb/in}^2$$

Longitud del Tubo, $L = 24 \text{ ft}$

Se usa esta longitud con el fin de obtener un diámetro de coraza mínimo, lo cual es más conveniente.

Diámetro Exterior, $DE_t = 1''$ debido a que el gasto es alto.

Espaciado, $P_T = 1 \frac{1}{4}''$ y arreglo en cuadro, debido a que los -
Fluidos son muy sucios.

(1) Balance de Calor:

$$\begin{aligned} \text{Fluido Caliente: } Q &= (814054) (0.6495) (680-600) = \\ &= 41 \text{ 000 000 BTU/h} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Fluido Frío: } Q &= (1265250) (0.6633) (501 - 452) = \\ &= 41 \text{ 000 000 BTU/h} \end{aligned}$$

(2) Diferencia verdadera de Temperatura, Δt :

$$\begin{aligned} \text{LMTD} &= \frac{(T_2 - t_1) - (T_1 - t_2)}{\ln \frac{(T_2 - t_1)}{(T_1 - t_2)}} = \frac{(600-452) - (680-501)}{\ln \frac{(600-452)}{(680-501)}} = \\ &= 164^\circ\text{F} \end{aligned}$$

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} = \frac{680-600}{501-452} = 1.64$$

$$S = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} = \frac{501-452}{680-452} = 0.215$$

$F_T = 0.98$ de la gráfica (1a)

tipo de intercambiador: 1 paso en la coraza y 2 o más en los tubos.

$$\Delta t = \text{LMTD} \times F_T = 164 \times 0.98 = 160^\circ\text{F}$$

(3) Temperaturas calóricas:

$$\frac{\Delta t_c}{\Delta t_h} = \frac{600 - 452}{680 - 501} = 0.268 \quad F_c = 0.4 \text{ de la gráfica (3)}$$

$$T_1 - T_2 = 680 - 600 = 80^\circ\text{F} \quad K_c = 1.9 \text{ de la gráfica (3) controla.}$$

$$t_2 - t_1 = 501 - 452 = 49^\circ\text{F} \quad K_c = 0.26 \text{ de la gráfica (3)}$$

$$T_c = T_2 + F_c (T_1 - T_2) = 600 + 0.4 (680 - 600) = 632^\circ\text{F}$$

$$t_c = t_1 + F_c (t_2 - t_1) = 452 + 0.4 (501 - 452) = 472^\circ\text{F}$$

PRUEBA 1:

(a) Se supone $U_D = 40$, y debido a que el residuo es altamente corrosivo, es colocado dentro de los tubos.

$$A = \frac{Q}{U_D \Delta t} = \frac{41,000,000}{40 \times 160} = 6400 \text{ ft}^2$$

$$N_T = \frac{A}{L A''} = \frac{6400}{24 \times 0.2618} = 1015$$

(b) Empleando la ecuación: $DI = 3 + \sqrt{\frac{N_t}{0.53}}$ tenemos:

$N_t = 1072$ para una coraza de $DI = 48''$, para dos pasos en los tubos y uno en la coraza.

$$(c) \quad \underline{A} = N_T L A'' = (1072)(0.2618)(24) = 6736 \text{ ft}^2$$

$$U_D = \frac{Q}{A \Delta t} = \frac{41,000,000}{6736 \times 160} = 38$$

Empieza el cálculo de los coeficientes y de la caída de presión, por el lado de los tubos.

TUBOS: Fluido Caliente

Residuo "TAV"

(4) Area de flujo, a_t

$$a_t = \frac{N_T a'_t}{144n} = \frac{(1072)(0.479)}{144 \times 2} = 1.783 \text{ ft}^2$$

(5) Masa velocidad

$$G_t = \frac{W}{a_t} = \frac{814054}{1.783} = 456564 \frac{\text{lb}}{\text{h ft}^2}$$

$$(6) \quad D_i = \frac{d_i}{12} = \frac{0.782}{12} = 0.065 \text{ ft}$$

$$a \text{ Tc} = 632^\circ\text{F} \text{ tenemos } \mu_{Tc} = (2.23 \text{ cp})(2.42) = 5.4 \frac{\text{lb}}{\text{h ft}}$$

$$Re_t = \frac{D_i G_t}{\mu} = \frac{(0.065)(456564)}{5.4} = 5495$$

$J_H = 23$ de la gráfica (4)

para $\mu' = 2.23 \text{ cp}$ se tiene $K \left(\frac{C_p \mu}{k} \right)^{1/3} = 0.22$ gráfica (5)

se puede considerar que $\phi'_t \approx 1$

$$h_i = J_H \frac{k}{D_i} \left(\frac{C_p \mu}{k} \right)^{1/3} \phi'_t = \frac{(23)(0.22)(1)}{0.065} = 77.85$$

$$h_{i0} = h_i \frac{d_i}{d_o} = 77.85 \frac{0.782}{1} = 60.87$$

$$\underline{\underline{h_{i0} = 60.87}}$$

cálculo de la caída de presión:

(1) para $Re = 5495$

$f = 0.00032$ de la gráfica (6)

$s = 1.0254$

$$(2) \Delta P_t = \frac{f G_t^2 L n}{5.22 \times 10^{10} D_i s \phi_t'} = \frac{(0.00032)(456564)^2 (24)(2)}{5.22 \times 10^{10} (0.065)(1.0254)(1)} =$$

$$= \frac{0.32 \times 10^{10}}{0.348 \times 10^{10}} = 0.9 \text{ lb/in}^2$$

$$(3) \Delta P_r = \frac{4n}{s} \cdot \frac{V^2}{2g'} = \frac{4 \times 2}{1.0254} \times 0.03 \frac{62.5}{144} = 1.04 \text{ lb/in}^2$$

$$(4) \Delta P_T = \Delta P_t + \Delta P_r = 0.9 + 1.04 = 1.94 \text{ lb/in}^2$$

$$\underline{\underline{P_T = 1.94 \text{ lb/in}^2}}$$

Puesto que la caída de presión resulta satisfactoria, se puede continuar el cálculo por el lado de la coraza.

CORAZA: Fluido Frio

Petróleo Crudo

Se supone: $B = \frac{DI_s}{2} = \frac{48 \text{ in}}{2} = 24 \text{ in}$

$$a_s = \frac{DI \times C'B}{144 P_T} = \frac{(48)(0.25)(24)}{144 (1.25)} = 1.6 \text{ ft}^2$$

$$G_s = \frac{W}{a_s} = \frac{1,261,250}{1.6} = 788,281 \text{ lb/h ft}^2$$

a $t_c = 452^\circ\text{F}$

$$\mu = (1.06)(2.42) = 2.56 \text{ lb/h ft}$$

$$D_e = \frac{0.99}{12} = 0.0825 \text{ ft} \quad \text{de la gráfica (7)}$$

$$Re_s = \frac{D_e G_s}{\mu} = \frac{(0.0825)(788281)}{2.56} = 25403$$

$$J_H = 90$$

para $\mu' = 1.06 \text{ cp.}$ se tiene $k \left(\frac{C_p \mu}{k} \right)^{1/3} = 0.19$
 API = 32.04

de la gráfica (5)

$$h_o = J_H \frac{k}{D_e} \left(\frac{C_p \mu}{k} \right)^{1/3} f'_s = \frac{(90)(0.19)(1)}{0.0825} = 207.3$$

$$\underline{\underline{h_o = 207.3}}$$

Cálculo de la caída de presión:

para $Re = 25403$

$$f = 0.0017$$

$$s = 0.8654$$

número de cruces,

$$N + 1 = \frac{12L}{B} = \frac{(12)(24)}{24} = 12$$

$$D_s = \frac{DI_s}{12} = \frac{48 \text{ in}}{12} = 4 \text{ ft}^{\circ}$$

$$\Delta P_s = \frac{f G_s^2 D_s (N+1)}{5.22 \times 10^{10} D_e S f'_s} = \frac{(0.0017)(788291)^2 (4)(2)}{5.22 \times 10^{10} (0.0825)(0.8654)(1)} =$$

$$= \frac{5.07 \times 10^{10}}{0.372 \times 10^{10}} = 13.6 \text{ lb/in}^2$$

$$\underline{\underline{\Delta P_s = 13.6 \text{ lb/in}^2}}$$

Coefficiente total limpio, U_c

$$U_c = \frac{h_i h_o}{h_i + h_o} = \frac{(60.87)(207.3)}{60.87 + 207.3} = 47$$

$$\rightarrow R_d = \frac{U_c - U_D}{U_c U_D} = \frac{47 - 38}{47 \times 38} = 0.005 \frac{\text{h ft}^2 \text{ } ^{\circ}\text{F}}{\text{BTU}}$$

Considerando un factor de ensuciamiento combinado $R_d = 0.005$
 $\text{h ft}^2 \text{ } ^{\circ}\text{F}/\text{BTU}$, de acuerdo a la tabla No. 1

Se concluye que:

$$\underline{\underline{R_d \text{ (REQUERIDO)} = R_d \text{ (CALCULADO)}}}$$

III.5. CONCLUSIONES

Para el cálculo del otro intercambiador de calor en serie, se seguiría el mismo procedimiento anterior, aunque se esperaría un equipo con dimensiones menores al calculado. Para los fines de esta tesis se puede considerar igual ya que no habría significativa variación en el costo que pueda afectar en el - análisis comparativo, ya que ni siquiera se pretende optimizar los equipos calculados por no ser necesario.

CAPITULO - IV

IV. CALCULO DE EVAPORADORES

IV.1 INTRODUCCION

Hay dos tipos principales de equipo tubular para vaporización usado en la industria; Calderas e Intercambiadores Vaporizadores. Las calderas son equipos tubulares calentados directamente, que convierten la energía del combustible en calor latente de vaporización. Los intercambiadores vaporizadores, no se calientan con fuego directo y convierten el calor latente o sensible de un fluido en calor latente de vaporización de otro.

Cualquier intercambiador calentado indirectamente en el que un fluido está sujeto a vaporización y que no forma parte de un proceso de evaporación o destilación, se llama vaporizador; si el vapor formado es vapor de agua, el intercambiador se llama evaporador.

Los evaporadores a calcular (a excepción del Kettle) se proveen de un cilindro o tanque unido a ellos para la separación de líquido del vapor, ya que la alimentación al evaporador, no debe vaporizarse completamente, siendo el máximo, más o menos, un 80%.

La nomenclatura seguida aquí, se basa en las definiciones de Kern, así que al decir evaporador, nos referimos

exclusivamente a evaporación de agua, aunque muchas veces se les conoce como generadores de vapor pero éste nombre por lo general es aplicado a las calderas, las cuales se calientan a fuego directo.

El cálculo que se efectúa en este capítulo, será sobre Rehervidores o Calderetas, ya que se encontró que son los equipos que más se asemejan a los que se necesitan para cubrir las necesidades de producción de vapor. En el cálculo, sólo se buscan factores que ayuden a valorar dichos equipos para los fines que se pretenden.

IV.2 DISEÑO PRELIMINAR

Como en el caso de muchos cálculos de ingeniería Química, los intercambiadores vaporizadores, deben diseñarse por métodos de prueba y error. Un intercambiador se selecciona o se considera y luego se checa en detalle para comprobar su disponibilidad para el servicio requerido. Para el diseño del nuevo equipo, el proceso de prueba continúa hasta que el arreglo óptimo de la superficie de transferencia de calor se logra.

Tipo de Evaporador

El primer paso en el procedimiento de diseño por prueba y error, es la selección de los tipos de evaporadores que

nos van a ser útiles en las industrias químicas y del petróleo. En el caso de la industria petrolera, los intercambiadores vaporizadores más útiles son:

A. Intercambiadores Vaporizadores de circulación forzada

1. - Vaporización en la coraza

- . Vaporizador ó Rehervidor de un paso con ebullición isotérmica
- . Vaporizador ó Rehervidor de un paso con intervalo de ebullición
- . Vaporizador de circulación forzada ó Rehervidor de solución acuosa

2. - Vaporización en los tubos

- . Vaporizador ó Rehervidor de un paso con o sin intervalo de ebullición
- . Evaporador de circulación forzada ó Rehervidor de solución acuosa

B. Intercambiadores Vaporizadores de circulación natural

1. - Vaporización en la coraza

- . Rehervidor de Marmita (Kettle)
- . Chiller
- . Rehervidor con haz en el interior de la columna
- . Rehervidor de Termisifón Horizontal

2. - Vaporización en los tubos

- . Rehervidor de termosifón vertical
- . Evaporador vertical de tubo largo

Los principios y limitaciones que se aplican a los vaporizadores y a los procesos de vaporización especialmente,

se aplican también a los evaporadores y rehervidores por lo que los métodos de cálculo son semejantes.

En este caso específico, se seleccionan los intercambiadores vaporizadores de circulación natural con vaporización en la coraza, debido a las grandes diferencias de densidades entre el agua líquida y el agua vapor, que se prestan para la circulación natural, ahorrándose los gastos que ocasiona la circulación forzada.

La selección de la vaporización en la coraza y no en los tubos, fue debido a las siguientes razones:

- . El residuo, es más corrosivo que el agua y en caso de corrosión es más fácil reemplazar los tubos que la coraza y además de lo contrario los dos materiales tendrían que ser de aleación, lo cual encarecería el equipo.
- . El residuo ensucia más que el agua y fluyendo en los tubos, la limpieza mecánica es más fácil.
- . El residuo tiene una viscosidad muy alta, por lo que una disminución en la temperatura, podría ocasionar un taponamiento en el intercambiador.
- . Fluyendo el agua en la coraza, podemos seleccionar un arreglo cuadrado o triangular, mejorando así los coeficientes de transferencia de calor sin tener grandes caídas de presión o disminuyendo el diámetro de la coraza.

Dentro de este último tipo de intercambiadores vaporizadores de circulación natural, los que serían de más utilidad en este caso son:

- . Termosifón horizontal
- . Haz inundado, tipo Marmita ó Kettle
- . Termosifón vertical con vaporización en la coraza

Los anteriores tipos de evaporadores, junto con los arreglos de tubería, se muestran en la Fig. 1.

Cada uno de los tipos de vaporizadores, tiene sus ventajas especiales y no hay un orden establecido de selección. Las características que deben considerarse para seleccionar un tipo de vaporizador son:

- . Velocidad de transferencia (Area mínima)
- . Requerimientos de espacio y tubería
- . Facilidad de manejo
- . Tendencia de ensuciamiento
- . Tiempo de residencia del fluido de proceso
- . Estabilidad de operación
- . Costo de operación

Las ventajas y desventajas de estos tipos de evaporadores, se resumen como sigue:

TIPO: Termosifón Vertical

VENTAJAS:

- . Util para velocidades de transferencia de calor muy altas
- . Compacto, requerimientos de tubería simple

- . Bajo tiempo de residencia en la zona de calentamiento.
- . No se ensucia fácilmente
- . Buen control

DESVENTAJAS:

- . El mantenimiento y limpieza pueden ser difíciles
- . Se requiere estructura de sostén adicional

- o -

TIPO: Termosifón Horizontal

VENTAJAS:

- . Util para velocidades de transferencia de calor moderadamente altas
- . Bajo tiempo de residencia en la zona de calentamiento
- . No se ensucia fácilmente
- . Buen control
- . Fácil mantenimiento y limpieza

DESVENTAJAS;

- . Requerimientos de tubería y de espacio extras

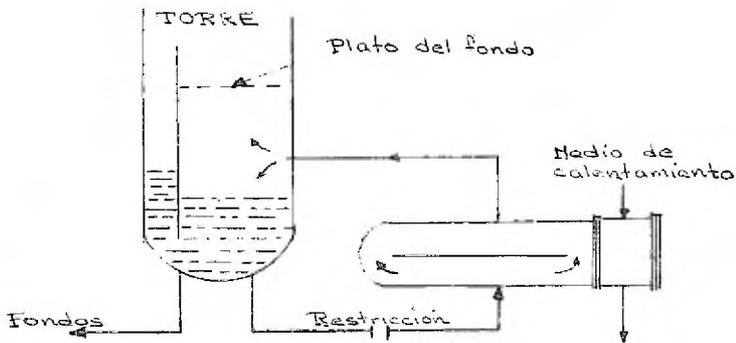
- o -

TIPO: Haz Inundado (Marmita ó Kettle)

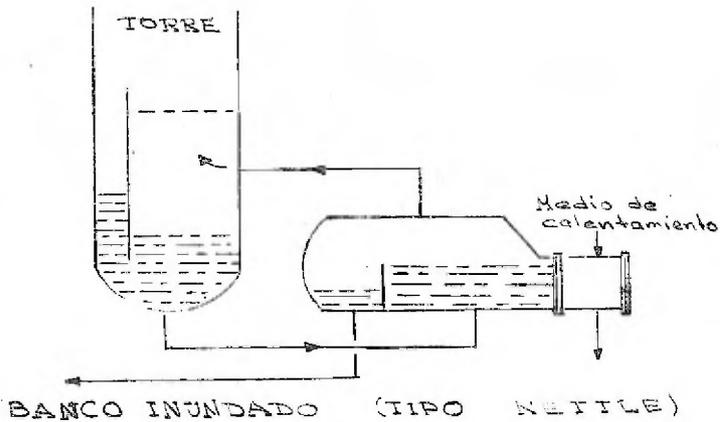
VENTAJAS:

- . Fácil mantenimiento y limpieza
- . Conveniente cuando el medio de calentamiento es sucio
- . Contiene espacio para la separación del vapor

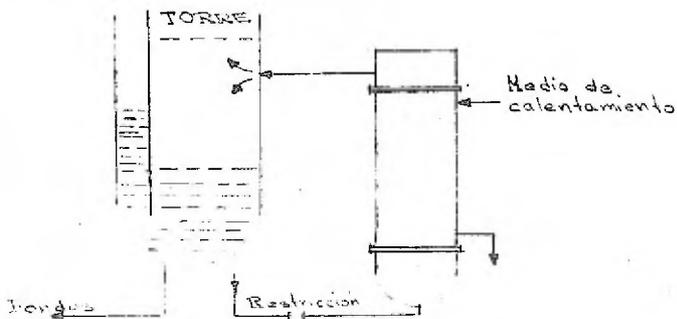
DESVENTAJAS:



TERMOSEFON HORIZONTAL



BANCO INUNDADO (TIPO NETTLE)



TERMOSEFON VERTICAL

- . Velocidades de transferencia de calor bajas
- . Requerimientos de tubería y espacio extra
- . Tiempo de residencia alto en zona de calentamiento
- . Fácil ensuciamiento
- . Relativamente costoso, debido al volumen extra en la coraza

- o -

Lo anterior es sólo un intento que sirve como guía para la planeación preliminar solamente; el juicio y experiencia del diseñador pueden poner diferente énfasis en algunas de las comparaciones relativas.

IV.3 METODO DE DISEÑO TERMICO GENERAL PARA PRECALENTADORES EVAPORADORES

Se utilizan cuando se va a evaporar un líquido frío - que no está a la temperatura de ebullición, por lo que necesita calentarse hasta su punto de ebullición.

Al deducir la diferencia de temperatura verdadera para intercambiadores 1-2 a contracorriente, se considera que ningún cambio de fase se presenta. En este precalentador-evaporador encontramos una violación clara de esta consideración requiriendo el desarrollo de un nuevo método de cálculo para la diferencia verdadera de temperatura.

Es conveniente considerar que el evaporador se subdi-

vide en dos zonas en serie: una de precalentamiento y otra de vaporización. En la siguiente figura (2) se muestran las temperaturas durante el precalentamiento y vaporización del líquido:

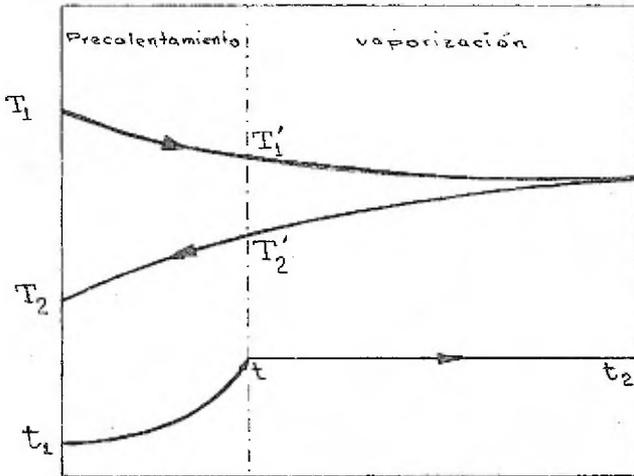


Fig. 2. - Distribución de temperaturas vs. longitud de tubo en un precalentador-vaporizador 1-2

T_2 puede obtenerse de ecuaciones diferenciales para transferencias de calor sobre los dos pasos del tubo de la zona de precalentamiento; y T_1 se obtiene de un balance de calor. Como esto es muy laborioso en general, si el acercamiento entre la temperatura de salida del medio de calentamiento y la temperatura de salida del vapor no es demasiado pequeña, la diferencia de temperatura verdadera puede calcularse de la caída de temperatura en cada zona proporcional al calor removido del medio del calentamiento y por lo tanto es

la diferencia de temperatura ponderada para las dos zonas.

El uso de dos zonas permite el cálculo de valores individuales de U_p y U_v para cada zona. En cada zona del precalentador-evaporador hay un coeficiente limpio separado y cada uno es efectivo sobre una superficie independiente. Los dos coeficientes totales pueden reemplazarse por un solo valor, el coeficiente limpio total ponderado que se obtiene de:

$$U_c \text{ (ponderado)} = \frac{\sum U_c A_c}{\sum A_c} = \frac{U_p A_p + U_v A_v}{A_p + A_v} \quad (1)$$

Para calcular un valor de U_D de la ecuación Fourier $Q = U_D A \Delta t$ es necesario obtener un solo valor de Δt . Esto puede ponderarse en términos de la transferencia de calor por las diferencias de temperatura para el precalentamiento y la evaporación. Puesto que $U_D A = Q / \Delta t$

$$\Delta t \text{ (ponderado)} = \frac{Q}{\sum \frac{q}{\Delta t}} = \frac{Q}{\frac{q_p}{(\Delta t)_p} + \frac{q_v}{(\Delta t)_v}}$$

Ponderando U_D con los calores para cada zona individuales y coeficientes de diseño individuales nos permiten una buena aproximación:

$$U_D \text{ (ponderado)} = \frac{Q}{\frac{q_p}{(U_D)_p} + \frac{q_v}{(U_D)_v}}$$

Este último método de coeficientes ponderados se puede emplear en cualquier de los diseños de los equipos siguientes; variando solamente el cálculo de los coeficientes de película

para calor sensible o ebullición nucleada los que a su vez pueden variar según la orientación, geometría o material del equipo.

El proceso del diseño de los precalentadores-evaporadores se resumen los siguientes pasos:

1. Balance de Calor
2. Diferencia de temperatura verdadera Δt
3. Temperatura Calórica

Prueba 1

- . Selección de U_D
- . Selección de pasos en los tubos para las caídas de presión permitidas
- . U_D corregido
- . Relaciones de recirculación

Cálculos de Coeficientes de película para transferencia de calor:

- . Precalentamiento

Fluido caliente: lado de los tubos: Residuo

4. a_t
5. G_t
6. Re_t
7. J_H
8. $k(c \mu / \kappa)^{1/3}$
9. h_i

10. h_{io}/ϕ'_t

11. ϕ'_t

12. h_{io}

Fluido frío: lado de la coraza; agua.

Aquí los coeficientes se calculan según los tipos de -- transferencia de calor orientación del equipo, etc., para -- ello se necesita tener las correlaciones adecuadas, las utilizadas fueron las siguientes:

$$\frac{h_s}{cG_L} = 0.023 (Re)_L^{-0.2} (Pr)_L^{-2/3} \quad (1.3) \quad (4)$$

$$\frac{Dh_s}{k_L} = 0.023 (Re)_L^{0.8} (Pr)_L^{0.4} \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14} \quad (5)$$

B. Vaporización

Se siguen los mismos pasos que en el precalentamiento, utilizando las relaciones de ebullición nucleada en el lado de la coraza.

$$\frac{h_b D}{k_L} = 1.3 \frac{(Pr)_L^{1/4} \left(\frac{D V_m \rho}{\mu_L}\right)^{0.55}}{\left(\frac{\rho_L - \rho_v}{\rho_v}\right)^{0.8} \left(\frac{1}{G G_L}\right)^{0.45} \left(\frac{L}{10}\right)^{0.25}} \quad (6)$$

$$\frac{h_b}{cG} = 4.02 (Re)^{-0.3} (Pr)^{-0.6} \left(\frac{\rho \sigma}{P^2}\right)^{-0.425} (\Sigma) \quad (7)$$

donde $G = \frac{W_v}{A} \frac{\rho_L}{\rho_v}$

$\Sigma = 0.6$ para acero inoxidable y aleación de Ni-Cr
44

$\Sigma = 1.0$ para cobre y acero

La correlación (7) se emplea para ebullición nucleada horizontal o vertical; la (6) se representa en la gráfica (18)

Caída de presión

A. - Fluido caliente: lado de los tubos

1) factor de fricción promedio

2) ΔP_t

3) ΔP_r

4) ΔP_T

B. - Fluido frío: lado de la coraza

Se siguen los mismos pasos que en A, solamente que se utiliza diámetro equivalente y el tipo de flujo a dos fases que se tenga.

13. Utilizando el coeficiente total ponderado:

$$U_c (\text{ponderado}) = \frac{a + b}{a(r_p) + b(r_v)} \quad (1')$$

$$\text{donde } a = \frac{q_p}{(\Delta t)_p} \quad \text{y} \quad b = \frac{q_v}{(\Delta t)_v}$$

$$r_p = \frac{1}{(h_{io})_p} + r_w + \frac{1}{(h_{o})_p} + r_f \quad (8)$$

$$r_v = \frac{1}{(h_{io})_v} + r_w + \frac{1}{(h_{o})_v} + r_f \quad (9)$$

$$r_w = \frac{a_o \ln(d_o/d_i)}{2 \pi K_w} \quad (10)$$

Para los coeficientes de transferencia de calor en la zona de precalentamiento $(h_{o})_p$ tenemos dos casos:

i) Si la temperatura de pared del tubo es menor que la

temperatura de saturación del líquido $t_w < t_s$

sola hay transferencia de calor sensible y

$$(h_o)_p = h_s \quad (t_w - t_B) < (t_s - t_B) \quad (11)$$

ii) Si la temperatura de pared del tubo es mayor que

la temperatura de saturación del líquido $t_w > t_s$

se presenta ebullición nucleada por lo que hay una superposición de transferencias de calor sensible y por ebullición

$$(h_o)_p = h_s + h_b \frac{(t_w - t_s)}{(t_w - t_B)} \quad (12)$$

t_B = temperatura del seno del líquido

t_s = temperatura de saturación del líquido

Para los coeficientes de transferencia de calor en la zona de vaporización (h_{ov}) tenemos unos factores de corrección:

$$(h_o)_v = \alpha h_b + \beta h_{tp} \quad (13)$$

Donde h_{tp} = coeficiente de transferencia de calor por convección de las dos fases

$\beta = 1$ para los evaporadores verticales

$\beta \approx 0$ para los evaporadores tipo Kettle y horizontales

14. Factor de Ensuciamiento

$$R_d = \frac{1}{U_b} - \frac{1}{U(Ponderado)} \quad (14)$$

IV.4 RELACIONES DE RECIRCULACION

Las relaciones de recirculación se logran cuando la suma de las resistencias del circuito de vaporización requerido, es igual a la fuerza directriz estática en el fluido que se evapora. Hay una serie de resistencias principales que en términos generales son:

1. Caída de presión friccional, a través de la tubería de entrada (ΔP_1)
2. Caídas de presión friccional a través de la tubería de salida (ΔP_2)
3. Caída de presión a través del evaporador (ΔP_3)
4. Pérdida de expansión o aceleración debidas a la vaporización en el evaporador (ΔP_4)
5. Presión estática de la columna de líquido y vapor (ΔP_5)

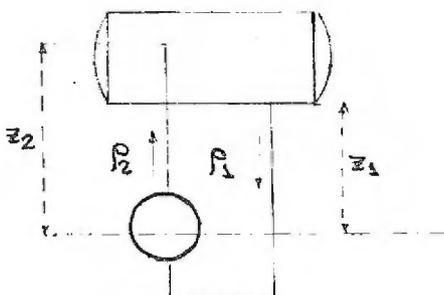


FIG. 3. - Flujo típico en la tubería de un evaporador de termosifón.

Fuerza de Circulación

La circulación en el sistema es debida a la diferencia

de cabeza estática entre las dos columnas de líquido (ver - esquema) ρ_1 es la densidad del líquido caliente en tubería de entrada y $P_1 = \rho_1 z_1 / 144$ es la presión al nivel de la línea central del intercambiador. Semejantemente ρ_2 es la densidad de la mezcla caliente y $P_2 = \rho_2 z_2 / 144$ es la presión de la columna líquido-vapor en el mismo nivel.

La diferencia de presión disponible para vencer las - pérdidas por fricción en el intercambiador y tubería y la que causa la circulación natural es:

$$P_1 - P_2 = \Delta P = \left(\frac{1}{144} \right) (\rho_1 z_1 - \rho_2 z_2) \quad (15)$$

La fórmula para calcular las densidades de la mezcla vapor-líquido es:

$$\rho_2 = \frac{W_T}{\frac{W_L}{\rho_L} + \frac{W_V}{\rho_V}} = R_V \rho_V + R_L \rho_L \quad (16)$$

Pérdidas por Fricción

La caída de presión causada por fricción principalmente consta de dos componentes:

En el intercambiador mismo (ΔP_3) y en la tubería - (ΔP_1 y ΔP_2). Las pérdidas por fricción en los evaporadores de los tipos usados son del orden de 0.25 a 0.5 psi.

Las pérdidas por fricción en la tubería comprenden dos partes, una del sistema de tubería de entrada en la que una sola fase se encuentra presente y su cálculo puede hacerse - con las fórmulas y datos publicados el folleto técnico de la división de ingeniería de Crane No. 410. La segunda parte -

comprende pérdidas de presión pero con flujo a dos fases cuyo cálculo se expone brevemente (ver referencias para mayor ampliación).

Caídas de presión para flujo a dos fases:

El flujo en dos fases se describe más generalmente de acuerdo a los patrones de flujo. Tales patrones se basan en observaciones visuales; para una tubería horizontal pueden tomar las siguientes formas: Flujo de burbuja, flujo plug, flujo estratificado, flujo ondulado, flujo slug,

y flujo de niebla o disperso. Para flujo vertical solamente cuatro de estos se han observado; en orden de aumento de vaporización:

Burbuja \longrightarrow Slug \longrightarrow Anular \longrightarrow Disperso

La resistencia para flujo a dos fases se calcula en dos pasos principales:

- . Un patrón de flujo posible se selecciona calculando las coordenadas en una gráfica de las regiones de flujo
- . Las pérdidas por presión unitarias se determinan calculando las pérdidas unitarias en la fase vapor solamente, corregidas por una correlación aplicable al flujo en dos fases

Parámetros de Baker. Una región de flujo particular puede determinarse por los parámetros de Baker B_x y B_y , los cuales se expresan como sigue:

$$B_y = \frac{2.16 W_v}{A' \sqrt{R R}} \quad (17)$$

$$B_X = \frac{531 (W_L) (P_V)^{0.5} (W_V)^{49}}{(W_V) (P_L)^{0.166} (G_L)} \quad (18)$$

La intersección de B_X y B_Y en la gráfica 10, determina la región del patrón de flujo.

Pérdidas Unitarias para Flujo de Dos Fases. Los cálculos de las pérdidas unitarias para mezclas líquido-vapor se basan en el método de Lock-Hart y Martinelli. La ecuación general para el cálculo es:

$$\Delta P_{100} (2 \text{ fases}) = \Delta P_{100} (\text{Líquido}) (\phi^2) \quad (19)$$

$$\text{donde} \quad \phi = a X^b \quad (20)$$

a , incluye la velocidad de flujo en la fase vapor y en la sección perpendicular, b es una constante.

$$X^2 = \left(\frac{W_L}{W_V} \right)^{4.8} \left(\frac{P_V}{P_L} \right) \left(\frac{M_L}{M_V} \right)^{0.2} \quad (21)$$

ϕ^2 se obtiene de la gráfica 12 o 14 entrando con X^2 (para flujo disperso solamente).

Una forma conveniente de la ecuación de Darcy para los cálculos de pérdidas de presión unitarias para líquido o vapor es:

$$\Delta P_{100} = 0.000536 \frac{f_D W^2}{d_i^5 \rho} \quad (22)$$

La pérdida por fricción total en la tubería entre dos puntos será:

$$\Delta P = \Delta P_{100} (2 \text{ fases}) \frac{L}{100} \quad (23)$$

Flujo Disperso

La gráfica 12 puede usarse para resolver las ecuaciones 19 y 20 (sólo se trata el flujo disperso por ser el que tenemos en nuestro problema específico, para el cálculo de los otros tipos de flujos ver referencias). Para obtener las pérdidas unitarias entre a la gráfica 12, en el valor calculado de X^2 usando la ecuación 21. Mueva horizontalmente a intersectar la curva, luego proyecte verticalmente a la línea de ΔP_{100} (vapor) calculada y salga de nuevo horizontalmente para leer $\Delta P_{100}(2 \text{ fases})$.

Debe recordarse que el diámetro de la tubería determina un valor correspondiente de la pérdida unitaria en la fase vapor. Con un tamaño de tubería seleccionado y un conjunto de condiciones de flujo, solamente una pérdida unitaria se aplica.

Una selección gráfica del tamaño del sistema de tubería de entrada del evaporador se representa en la gráfica 9. Está basada en velocidades limitantes de 2 a 7 pies por segundo. El sistema de tubería de salida puede considerarse de 1 a 2 veces mayor que el tamaño de la tubería de entrada también como una forma aproximada se utiliza:

$$D_2 = \frac{1}{2} D_1 = \frac{1}{2} d_i \sqrt{N_t} \quad (24)$$

Pérdidas por Aceleración

Conforme la vaporización procede hay una conversión de energía de presión estática a momentum de la mezcla que se - acelera y está representada por:

$$\Delta P_4 = \frac{G_T^2 \gamma}{144 g_c \rho} \quad (25)$$

$$\text{donde } \gamma = \left[\frac{(1-X)^2}{R_L} + \frac{R_L X^2}{R_V} - 1 \right] \quad (26)$$

$$R_L = 1 - R_V \quad \text{Fracción volumétrica del líquido} \quad (27)$$

$$X = w_V/w_T \quad (28)$$

Kern propone que éstas pérdidas se tomen como

$$\Delta P_3 = \frac{G_T^2}{144 g_c \bar{\rho}} \quad (25')$$

$\bar{\rho}$ = densidad media de entrada y salida

Soluciones racionales para la relación de recirculación pueden establecerse tomando todas las cabezas en el circuito en cuenta de tal manera que se cumpla:

$$\Delta P \text{ (disponible)} \geq \Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_3 + \Delta P_4 + \Delta P_5$$

lo cual debe resolverse por prueba y error.

Una vez calculadas las relaciones de recirculación pasamos a comprobar el diseño término preliminar para ello nos hemos de proveer de algún método experimental ó correlaciones para obtener los coeficientes de película para transferencia de calor de acuerdo al mecanismo que se tenga o se requiera ya sea transferencia de calor con convección forzada, natural ó por ebullición nucleada ó alguna combinación -

de ellas. Esta última se tratará en la sección del diseño particular para cada equipo.

Después de investigar y consultar los tipos de equipo que utilizan en las refinerías de petróleo las características generales de los evaporadores son semejantes a la de los intercambiadores (ver cálculo de intercambiadores).

Coraza

DI = requerido

Pasos = 1

Placas de soporte para el haz = 1/4 de círculo

Tubos

do = 1 in

BWG = 12

L = 16 ó 20 ft.

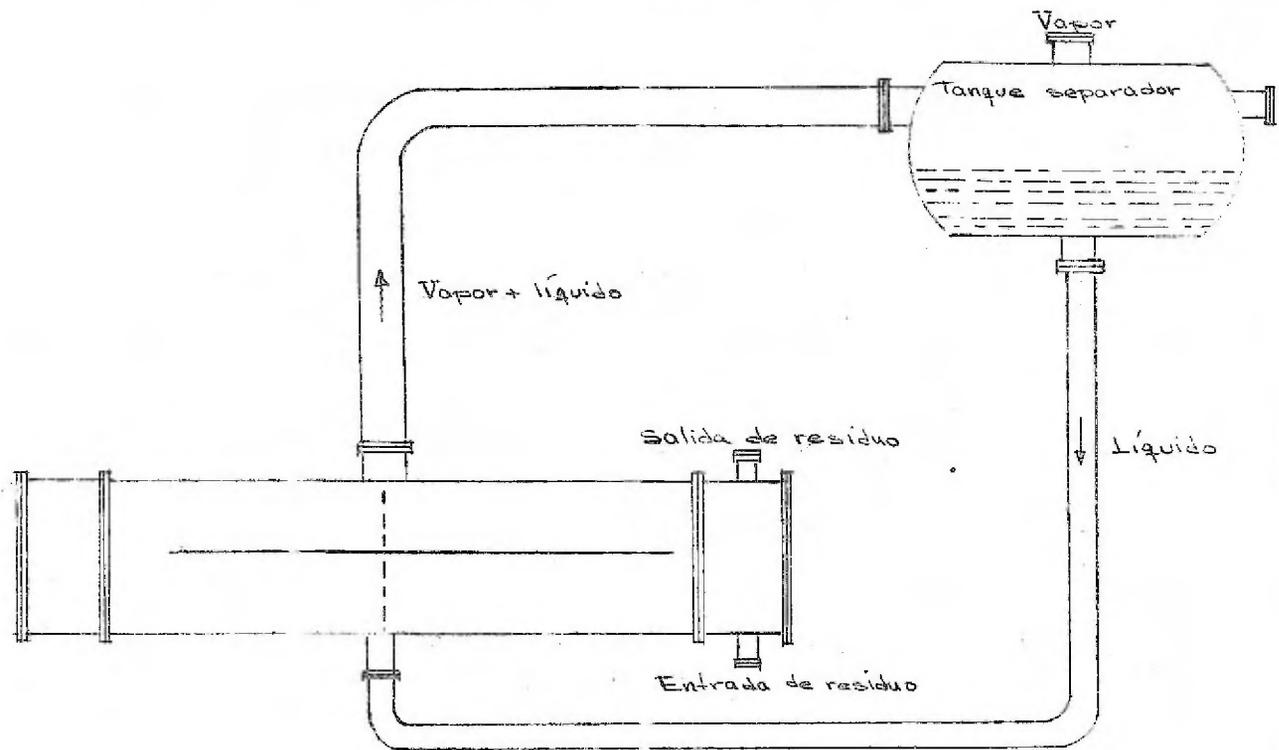
Pitch = 1 ½ in cuadrado ó triangular

Número de pasos = el requerido

IV.5 DESCRIPCION DE LOS EVAPORADORES SELECCIONADOS Y OBSERVACIONES PARA SU DISEÑO TERMICO.

IV.5a EVAPORADOR HORIZONTAL DE TERMOSIFON

Consta de boquillas de entrada y salida localizadas en el centro, una placa vertical circular como soporte, localizada entre las boquillas y deflector longitudinal. Operan según el principio de flujo dividido en los que la mitad del fluido que entra se divide a cada lado del deflector longitudinal y vuelve a juntarse encima de él, de manera que todo



EVAPORADOR TIPO TERMOSIFON HORIZONTAL

el líquido recorre la longitud total de los tubos pero en cada caso con la masa velocidad basada en la mitad del flujo total. La longitud de la trayectoria para cada corriente paralela, es igual a la longitud del tubo y las caídas de presión se tratan en la misma forma que para una coraza sin deflectores y con flujo axial.

El diámetro equivalente se calcula de:

$$D_e' = \frac{4 \times \text{Área de Flujo}}{\text{Perímetro Húmedo}} \quad (29)$$

este perímetro húmedo es el perímetro húmedo de los tubos, mitad de la coraza y el ancho del deflector longitudinal. El área de flujo es la diferencia entre el semicírculo y el número de tubos en el paso superior o inferior de la coraza. El número de Reynolds se calcula de la viscosidad del líquido a la entrada del diámetro equivalente. La caída de presión se basa en la gravedad específica promedio entre la entrada y la salida usando un factor de fricción obtenido de la gráfica para el lado de los tubos.

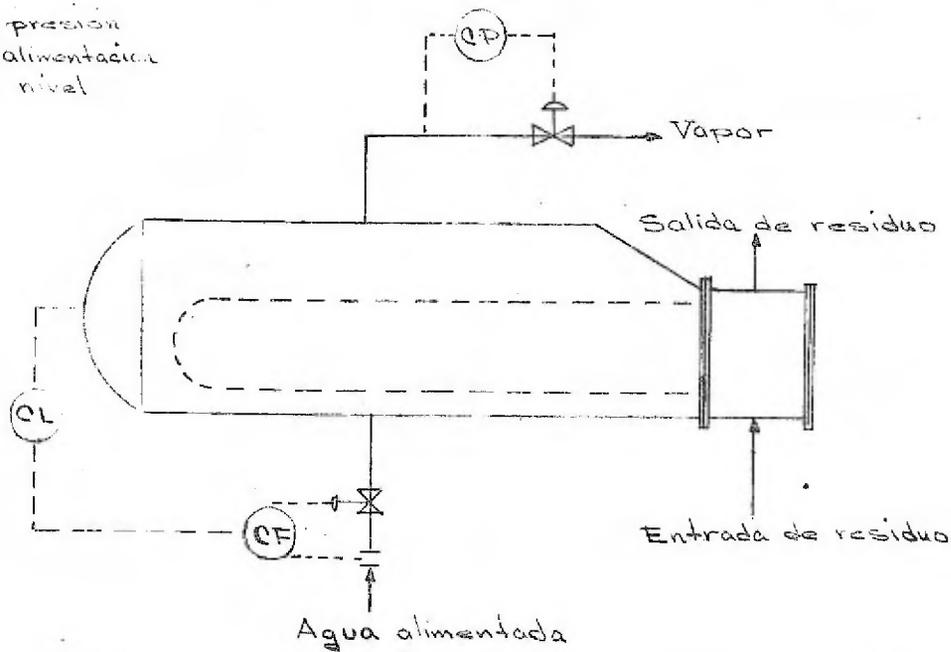
IV.5b EVAPORADOR TIPO KETTLE

Consiste en un haz de tubos en U dentro de una coraza alargada con un medio de calentamiento en el interior de los tubos y el líquido se evapora en la coraza. La velocidad del líquido es relativamente baja; el mecanismo de transferencia de calor que predomina más es el de ebullición nucleada. El coeficiente de transferencia de calor de ebullición nucleada, aumenta como una función exponencial de la diferencia de temperatura entre la pared y el seno del fluido. Arriba de la diferencia de temperatura crítica se forma una película de vapor, reduciendo la superficie de transferencia de calor efectiva. Cualquier aumento en la diferencia de temperatura arriba de este punto resultará una disminución en el flujo de calor. El coeficiente de ebullición promedio para un haz de tubos es inferior que para un solo tubo a la misma diferencia de temperatura debido a la retención de vapor y efectos de restricción del flujo. Esos efectos son esencialmente una función del espacio de tubos, diámetro del haz, y velocidad de generación de vapor.

Las relaciones exactas entre la geometría del haz, diferencia de temperatura, propiedades físicas del fluido y flujo de calor máximo no son completamente entendidos.

Los procedimientos para el diseño se basan más en la experiencia y correlaciones empíricas de datos de plantas que

- CP control de presión
- CF control de alimentación
- CL control de nivel



EVAPORADOR TIPO MARMITA (KETTLE)

en la teoría, y son un paso hacia la dirección correcta más que una última solución.

Coefficiente de ebullición, promedio del haz

La siguiente correlación se desarrolló usando datos de calderetas de 17 plantas típicas, dando resultados razonables sobre el intervalo de datos cubiertos, con errores del coeficiente total de ± 30 por ciento máximo y 18% promedio:

$$h_b = h_{1b}(FCB) \quad (30)$$

$$FCB = 0.714(P_T - D_0)^{1.2 \times 10^{-5} \bar{z}} \left(\frac{1}{N_{rv}} \right)^{-0.29} \left[1.75 + \ln \left(\frac{1}{N_{rv}} \right) \right] \quad (31)$$

$$\bar{z} = \frac{a_0 (V_{10})_v \Delta t}{\lambda (P_T - D_0)} \quad (32)$$

$$\text{donde: } \frac{1}{(V_{10})_v} = \frac{1}{h_{1b}} + \frac{1}{(h_{10})_v} + r_w + r_f \quad (33)$$

Flujo máximo de color en el haz. La ecuación 30 no se usa arriba de la $(\Delta t)_{w,c}$ crítica; por lo tanto se limita al flujo máximo. La recomendación de Kern es no exceder un flujo 30,000 para el agua; una limitación menos conservativa lo desarrollo Zuber en función de un factor de densidad de tubo ϕ sin dimensiones y un factor de propiedades físicas, Ψ :

$$\phi = \frac{D_b L}{A} = \frac{(2P) \sqrt{N_0 (\text{Sen } \alpha_c)} / \pi}{\pi D_0 N_0} = 0.359 \left(\frac{P_T}{D_0} \right) \sqrt{\frac{\text{Sen } \alpha_c}{N_0}} \quad (34)$$

$$\Psi = (P_v)(\lambda) \left[\frac{g_c (P - P_v)}{(P_v)^2} \right]^{0.25} \quad (35)$$

$$q_{\text{max}} = K (\phi_f)(\Psi_f) \quad (36)$$

$K = 176$ se determinó empíricamente en el intervalo aplicable a los haces.

La ecuación 36 se usó con un factor de seguridad de 0.7 (ver gráfica 20).

Coeficientes de Película del lado de Calentamiento, h_s

El coeficiente de película de calentamiento para el medio de calentamiento sensible puede calcularse por las correlaciones de Sieder-Tate, presentadas en las gráficas 4 y 7.

Coeficientes del lado de la Ebullición.

La ecuación de Mcnelly se usa si las propiedades físicas se conocen, con $(\Delta t)_w > 8^\circ\text{C}$. Las siguientes ecuaciones se utilizan:

$$h_{1b} = 0.225 C_s \left[\frac{(U_{ic})_v (\Delta t) (C_i)}{\lambda} \right]^{0.69} \left[\frac{1548 K_v}{\rho} \right]^{0.31} \left[\frac{\rho_L}{\rho} - 1 \right]^{0.23} \quad (37)$$

$$(U_{1D})_v = \frac{1}{\frac{1}{h_{1b}} + \frac{1}{(h_{10})_v} + r_w + r_f} ; \quad r_p = r_w + r_f \quad (33')$$

$$(\Delta t)_w = \left(\frac{U_{ic}}{h_{ov}} \right) (\Delta t) \quad (38)$$

Los siguientes pasos se siguen para calcular el coeficiente de ebullición de un solo tubo h_{1b} :

Paso 1. Considere un valor para h_{1b}

Paso 2. Calcule U_{ic} de la ecuación 33'

Paso 3. Calcule h_{1b} de la ecuación 37

Paso 4. Compare h_{1b} calculado con el considerado, si la diferencia es significativa use el valor calculado y repita desde el paso 2.

Paso 5. Calcule $(\Delta t)_w$ de la ecuación 38. Si $(\Delta t)_w$ es menor que 8°F , la convección libre debe tomarse en cuenta por $h_{1b}(\text{corregido}) = \hat{h}_{1b}$:

$$h_{1b} = h_{1b} + 0.53 \left(\frac{k_L}{D_o} \right) \left[\frac{D_o^3 \rho_L^2 g \beta_L (\Delta t)_w c_L}{\mu_L k_L} \right]^{0.25} \quad (39)$$

donde las propiedades físicas se determinan a:

$$t_f = t_b + \frac{(\Delta t)_w}{2}$$

El flujo de calor para un solo tubo $(q_1)_v$ no debe exceder el flujo máximo para un solo tubo $(q_1)_v \text{ max.}$, calculado por la ecuación de Zuber:

$$(q_1)_v \text{ max} = 25.8 (p_v)(\lambda_v) \left[\frac{g(p_L - p_v)}{(p_v)^2} \right]^{0.25} \quad (40)$$

$$(q_1)_v = (U_{1c})_v \Delta t_v \quad (41)$$

Si $(q_{1b}) > (q_1)_v \text{ max.}$, recalculé $(h_1)_v$ como:

$$h_{1b} = \frac{(q_{1b})_v \text{ max.}}{(\Delta t)_w}$$

El coeficiente de ebullición promedio del haz, h_b puede calcularse sabiendo el diámetro del haz y longitud, diámetro del tubo, distribución y pitch de los tubos, para el diseño, estos deben determinarse por un procedimiento de

convergencia de prueba y error.

Calcule el número de tubos en la fila central verticalmente, N_{rv} :

$$N_{rv} = \frac{D_b}{\sum F_r \cos(\alpha_d/2)} \quad \begin{array}{l} \text{para triangular o cuadrado} \\ \text{con giro} \end{array} \quad (42)$$

$$N_{rv} = \frac{D_b}{F_r} \quad \text{para cuadrado en línea} \quad (43)$$

donde α_d es el ángulo de la distribución de tubos.

Paso 1. Calcule \bar{G} , de la ecuación 32

Paso 2. Calcule factor de corrección del haz (FCB), de la ecuación 31

Paso 3. Calcule h_b de la ecuación 30

Paso 4. Calcule $(h_o)_v = \alpha h_b + \beta h_{tp}$; (320) (13)

$$\text{luego } (U_c)_v = \frac{1}{\frac{1}{(h_o)_v} + \frac{1}{(h_i)_v} + r_w + r_f} \quad (44)$$

$$q_v = (U_c)_v \Delta t_v \quad (40)$$

$$q_{v \max} = (0.7)(176)(\phi)(\Psi) ; \text{ o de la gráfica ; } (41)$$

Si el calor disponible para la ebullición es q_d tenemos que:

$$q_v < q_{v \max} \quad , \quad q_d = q_v$$

$$q_v \geq q_{v \max} \quad , \quad q_d = q_{v \max}$$

El calor disponible total (Q) se distribuye en:

$$Q = W_L c_L (t_b - t_1) + q_d \left[\frac{A - W_L c_L (t_b - t_1)}{U_D F_r \Delta t_p} \right] \quad (45)$$

Encuentre el coeficiente total para la transferencia de calor sensible ó de precalentamiento $(U_D)_p$

Paso 1. Considere un h_s (Si $h_s = (h_o)_p$ si no ver modificación).

$$\text{Paso 2. } (U_c)_p = \frac{1}{\frac{1}{(h_o)_p} + \frac{1}{h_{io}} + r_w + r_p} \quad (46)$$

Paso 3. Calcule h_s con:

$$h_s = 9.35 (U_{cp} \Delta t_p)^{0.25}$$

o cualquier otra correlación

Compare el valor considerado con el calculado y repita hasta que coincidan.

Como se ve, si se toma en cuenta r_p la comprobación del equipo se hace con el calor total disponible en lugar de los factores de ensuciamiento combinados y los coeficientes totales en lugar de ser limpios (U_c) son de diseño (U_D) Espacio de separación. - Este permite el desembarazo del vapor con el líquido; una práctica común, es hacer la distancia de la línea central vertical del tubo más superior, al tope de la coraza no menor del 40% del diámetro de la coraza.

El siguiente método para dimensionar la coraza del Kettle se utiliza algunas veces:

$$\text{Cantidad de vapor permitida} \\ (V_v L) = 2290 \rho_v \left[\frac{\sigma}{6.86 \times 10^8 (P - P_v)} \right]^{0.5}; \frac{\text{lb}}{\text{hr ft}^2} \quad (47)$$

$$\text{Espacio del vapor, } s = \frac{V_v}{(V_v L)}; \text{ ft}^3 \quad (48)$$

V_v = flujo de vapor

Area del segmento del domo,

$$SA = \frac{s}{L}; \text{ ft}^2 \quad (49)$$

Con este valor obtenemos el diámetro de la coraza recurriendo a tablas que contengan áreas de segmentos standard. Una solución aproximada del método anterior se dá en la gráfica No. 21.

IV.5c EVAPORADOR TIPO TERMOSIFON VERTICAL

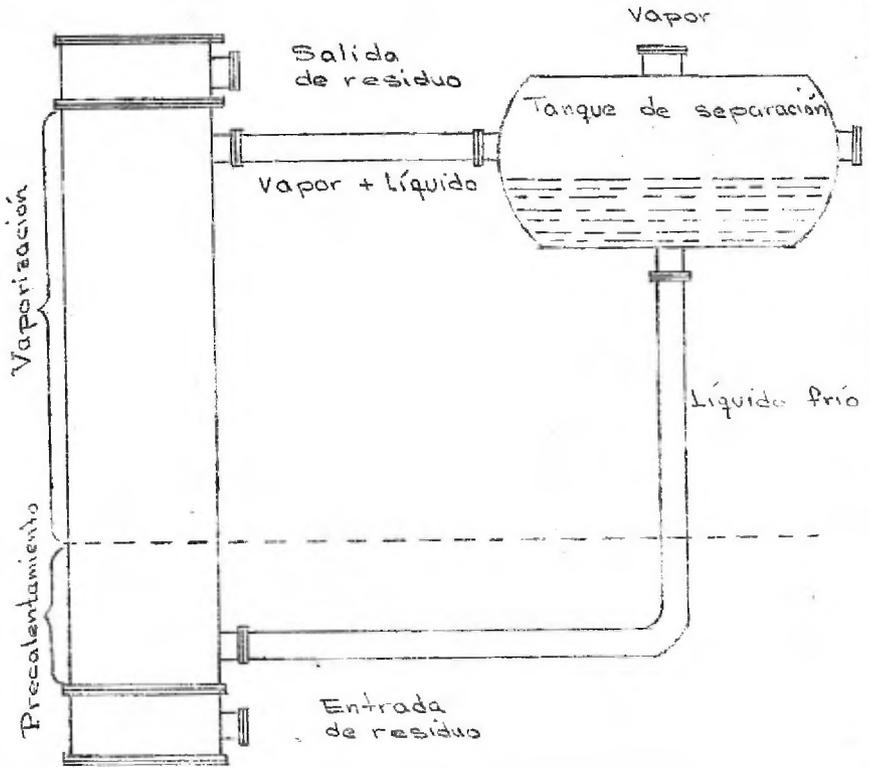
En este tipo de equipo, la vaporización generalmente es dentro de los tubos de un intercambiador de un paso en los tubos pero hay situaciones en el diseño en que la vaporización está restringida al lado de la coraza de una unidad vertical como en este caso.

Para tales diseños, las mamparas no se usan debido a que impiden una buena circulación. El método usual es tratar al flujo como si estuviera en un anillo y usar el radio hidráulico y el diámetro equivalente. Con esta aproximación los métodos de diseño convencionales para termosifón vertical son los usados y puede haber más de un paso en los tubos.

Procedimiento de Diseño:

Requisitos del Proceso:

1. Lista de datos del tanque separador
 - . Velocidad de Evaporación
 - . Temperatura y presión de salida del tanque
2. Datos de propiedades físicas
 - . Densidades del líquido y vapor
 - . Viscosidades del líquido y vapor
 - . Calor específico del líquido
 - . Conductividad térmica del líquido



EVAPORADOR TIPO TERMOSIFÓN VERTICAL

- . Tensión superficial
- . Pendiente de la curva de presión de vapor $(\Delta T/\Delta P)_s$

Diseño Preliminar

- . Seleccione el material del tubo y dimensiones
- . Seleccione el medio de calentamiento
- . Estime el coeficiente total U_D (Tabla 1)
- . Calcule la superficie requerida y número de tubos

Velocidad de Circulación

- . Seleccione la geometría del circuito de flujo
- . Considere una vaporización fraccional de salida, x_E
- . Evalúe la zona de calentamiento sensible Ec. 61
- . Obtenga los valores promedio
 - . Densidad de las dos fases, ρ_{df} , $x_E/3$
 - . Factor de caída de presión ϕ en $2x_E/3$
- . Obtenga ρ_{df} y ϕ para condiciones de salida
- . Calcule la velocidad de circulación Ec. 58
- . Calcule la evaporación y compruebe con el valor requerido
- . Repita los cálculos, ajustando la geometría del circuito de flujo si es necesario, hasta que el x_E considerado de la velocidad de evaporación adecuada

Transferencia de Calor - Método por Pasos

1. Seleccione un incremento de vaporización comenzando en el extremo de la zona de calentamiento sensible. Use el valor promedio aritmético de x para los cálculos del incre

mento. La velocidad de circulación ya obtenida en base de las condiciones promedio deben usarse para los cálculos iniciales.

2. Calcule u obtenga los valores de:

- . Densidad de las dos fases, ρ_{dp}
- . Factor de caída de presión, ϕ
- . Coeficiente de transferencia convectiva, h_{dp}
- . Coeficientes de ebullición, h_b Ecs. 6 y 7
- . Factor de corrección del coeficiente de ebullición, α
- . Coeficiente de película combinado, $(h_o)_v$ Ecuación 13
- . Longitud del incremento, basado en $(h_o)_v$
- . Pérdida de presión estática, ecuación 53
- . Pérdida Friccional, ecuación 56
- . Pérdida por Aceleración, ecuación 55
- . Pérdida de presión total

3. Continúe los cálculos por pasos hasta el final de los tubos. Después que la pérdida por presión en la tubería de salida se toma en cuenta, la presión residual debe ser igual a la presión fija disponible.

4. Si las presiones no concuerdan, los cálculos se repiten para una velocidad de circulación diferente. Alternativamente, la velocidad de circulación puede conservarse constante y las contribuciones de caída de presión ajustarse.

5. Después de que el balance de presión propio y rela-

ciones de transferencia se establecen, los cálculos se suman en unión con otras resistencias al flujo de calor en el evaporador.

Transferencia de Calor - Método Simplificado

1. La velocidad de circulación previamente establecida se usa, pero las dimensiones del intercambiador deben chequearse para la transferencia de calor. Obtenga los valores promedio totales:

- . Coeficiente de transferencia de calor para líquido, h_2
- . Coeficiente de transferencia de calor para la mezcla de dos fases, h_{df} en $x = 0.4x_e$
- . Factores de Corrección del coeficiente de ebullición α' en $x = 0.4x_e$ y α_e en $x = x_e$

$$\bar{\alpha} = \frac{\alpha' + \alpha_e}{2}$$

- . Coeficiente de ebullición nucleada; h_b

2. Calcule el coeficiente de transferencia de calor del lado del proceso (h_o), de ecuación 13

3. Calcule la transferencia del calor total al fluido del proceso y cheque contra el valor requerido. En los ajustes requeridos puede resultar una nueva configuración del intercambiador, y un nuevo cálculo de la velocidad de circulación debe efectuarse.

Relaciones de Recirculación en el evaporador vertical.

Basándonos en la Figura 6, hacemos un balance de presión:

$$\Delta P(\text{entrada}) = P_B - P_A = -\Delta P(\text{salida}) \quad (50)$$

$$P_B - P_A = \rho \frac{g}{g_c} \Delta z - \rho \frac{g}{g_c} \Delta W_S - \frac{4fL V \rho L_1}{2 g_c D_{11}} \quad (51)$$

Note que $\Delta W_S = 0$, excepto en circulación forzada.

$$\Delta P(\text{salida}) = P_A - P_B = \underbrace{-\frac{g}{g_c} \int_{dz} \rho_{dp} dz}_{\text{Pérdidas por presión estática}} - \underbrace{\frac{1}{g_c} \int \rho v_{dp} dv_{dp}}_{\text{Pérdida por aceleración}} - \underbrace{\int_{dz} \rho_{dp} dF}_{\text{Pérdida por fricción}} \quad (52)$$

Pérdidas de presión estática.

Con referencia a la Figura 6, el efecto de la presión estática entre las elevaciones C y D gobierna la circulación térmica. En la rama de salida la densidad varía con la vaporización y la ecuación:

$$-\Delta P(\text{estática}) = \frac{g}{g_c} \int_{dz} \rho_{dp} dz \quad (53)$$

no puede integrarse directamente. La densidad de las dos fases

ρ_{dp} está definida como:

$$\rho_{dp} = \rho_V R_V + \rho_L R_L \quad (54)$$

Debido a los efectos de deslizamiento de fases, R_L no es una función simple de la fracción en peso de vapor, Martinelly y Nelson introdujeron el parámetro K_{LV} y reportan a R_L como una función de él la cual se muestra en la gráfica 13.

Pérdidas por Aceleración

Conforme la vaporización procede, hay una conversión de energía de la presión estática a momentum de la mezcla que se acelera:

$$-\Delta P(\text{aceleración}) = \frac{1}{g_c} \int \rho_{df} V_{df} dV_{df} = \frac{G_T}{g_c} (V_{df, salida} - V_{L, entrada}) \quad (54)$$

Separando los efectos de deslizamiento de fases

$$-\Delta P(\text{aceleración}) = \frac{1}{g_c} \left[\frac{G_L^2}{R_L \rho_L} + \frac{G_V^2}{R_V \rho_V} - \frac{G^2}{\rho} \right] \quad (54 a)$$

$$-\Delta P(\text{aceleración}) = \frac{G_T^2}{g_c \rho} \left[\frac{(1-x)^2}{R_L} + \frac{\rho_L x^2}{\rho_V R_G} - 1 \right] \quad (54 b)$$

Al grupo dentro de los rectángulos se le designa como: γ

$$-\Delta P(\text{aceleración}) = \frac{G_T^2}{g_c \rho} \gamma \quad (55) \text{ o } (25)$$

γ se calcula a los valores de salida de x , R_L y R_V .

Pérdidas por Fricción.

El término por pérdidas por fricción de la ecuación 52, puede expandirse para incluir la trayectoria completa BCDA Figura 6:

$$-\Delta P(\text{fricción}) = \Delta P_{B-C} - \Delta P_{C-D} - \Delta P_{D-A}$$

En el flujo a dos fases incluyendo el parámetro de Lokhart y Martinelli obtenemos:

$$\Delta P(\text{fricción}) = \left(\frac{\Delta P}{L}\right)_1 (L_1) + \int_C^D \left(\frac{\Delta P}{L}\right)_L \phi^2 dL + \left(\frac{\Delta P}{L}\right)_2 \phi_2^2 L_2 \quad (56)$$

Sustituyendo los valores de las ecuaciones en la ecuación de balance de presión:

$$\begin{aligned} & -\rho_L \frac{g}{g_c} (z_C - z_D) - \rho_L \frac{g}{g_c} \Delta W_E - \frac{4f_{f,1} V_{L,1}^2 \rho_L L_1}{2g_c D_1} = \\ & = \frac{g}{g_c} \int_C^D \rho_{df} dz + \frac{G_T^2 \mu}{g_c \rho_L} + \frac{\rho_L}{2g_c D_1} \left[(4f_{f,1} V_{L,1}^2 L)_{BC} \right. \\ & \left. + \int_C^D (4f_{f,2} V_{L,2}^2 \phi^2 dL) \right] + \frac{4f_{f,2} V_{L,2}^2 \rho_L \phi_2^2 L_2}{2g_c D_2} \quad (57) \end{aligned}$$

Como el factor de fricción del líquido varía ligeramente a través de la longitud del tubo, un valor promedio puede usarse. Si un valor promedio efectivo de ϕ , ρ_{df} y V_L a través de la trayectoria en dos fases C-D se selecciona la

ecuación 57 puede integrarse y resolverse para W_T^2 :

$$W_T^2 = \frac{\left\{ 9 \bar{A}_1^2 \rho_L \left[(\rho_L - \bar{\rho}_D) \Delta Z - \rho_L \Delta W_E \right] \right\}}{\left\{ 2 f_{s,1} \frac{L_1}{D_1} + 2 f_{e,t} \left(\frac{\bar{A}_1}{\bar{A}_t} \right)^2 \frac{L_{E2}}{D_t} + \bar{\phi}^2 (1-\bar{x})^2 \frac{L_{GD}}{D_t} + \right.}$$

$$\left. + 2 f_{s,2} (1-x_E)^2 \left(\frac{\bar{A}_1}{\bar{A}_2} \right)^2 \bar{\phi}_2^2 \frac{L_2}{D_2} + f' \left(\frac{\bar{A}_1}{\bar{A}_2} \right)^2 \right\}} \quad (58)$$

Zona de Calentamiento Sensible.

Como el líquido que entra al evaporador pierde presión total y gana temperatura en la zona de calentamiento sensible. La trayectoria seguida se representa por la ecuación

$$t_b - t_B = \frac{\Delta T / \Delta L}{\Delta P / \Delta L} (P_E - P) \quad (59)$$

La curva de presión de vapor puede aproximarse por

$$t - t_A = (\Delta T / \Delta P)_S (P - P_A) \quad (60)$$

Si $t_A = t_B$ las ecuaciones 59 y 60 se resuelven simultáneamente y reorganizando dan:

$$\frac{P_E - P}{P_B - P_A} = \frac{\left(\frac{\Delta T}{\Delta P} \right)_S}{-\frac{\Delta T / \Delta L}{\Delta P / \Delta L} + \left(\frac{\Delta T}{\Delta P} \right)_S} \quad (61)$$

Lo cual es la zona de calentamiento sensible.

El término $\Delta T / \Delta L$ se obtiene de un balance de calor:

$$\frac{\Delta T}{\Delta L} = \frac{\pi D t N_t (h_o) P (t_w - t_c)}{W_L C_L} \quad (62)$$

El término $\Delta P / \Delta L$ de un balance de presión:

$$\frac{-\Delta P}{\Delta L} = \frac{\rho L g_c}{144 g} + \frac{\Delta F_{fs}}{\Delta L} \quad (63)$$

IV.6 APLICACION DE LOS METODOS DE DISEÑO TERMICO PARA EL DIMENSIONAMIENTO DE LOS EVAPORADORES

El procedimiento de diseño de estos tipos de evaporadores, implica dos pasos: predicción de la relación de circulación y predicción de la velocidad de transferencia de calor. Las dos predicciones están relacionadas y se sigue una serie de pasos en su cálculo:

Superficie de Transferencia Preliminar:

DATOS

Condiciones del Proceso

- (1) Balance de Calor
- (2) Diferencia de Temperatura Verdadera
- (3) Temperaturas Calóricas

Prueba 1:

- (a) Considere un valor tentativo de U_D

$$A = Q / U_D \Delta t$$

- (b) Considere un número de pasos en los tubos para la caída de presión permitida y seleccione el intercambiador con ayuda de la tabla 3.

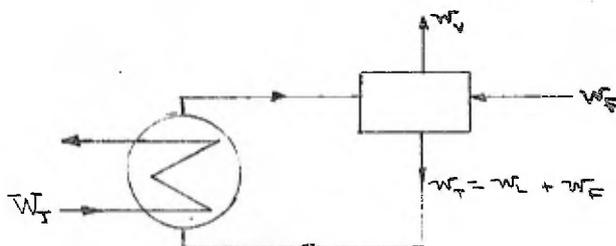
(c) Corrija el U_D tentativo.

Hasta aquí los cálculos son similares para todos los equipos, después ya varían según sea el caso, como se verá posteriormente.

(1) Balance de Calor

Debido a que la alimentación de agua no está a su temperatura de ebullición necesitamos un calor de precalentamiento, el cual disminuye la cantidad de vapor producida.

Nuestro sistema es el siguiente:



$$R_F = \frac{w_L}{w_V}$$

W_T = Flujo total del residuo, lb/hr

w_F = alimentación de agua al sistema, lb/hr

w_V = flujo de vapor producido, lb/hr

w_L = flujo de líquido circulado, lb/hr

$$Q = W_T \int C dT \quad (\text{Calor disponible}) \quad (1)$$

$$Q = q_P + q_V \quad (2)$$

$$q_P = w_F c (t_b - t_i) \quad (3)$$

$$q_v = w_v [\lambda - c(t_b - t_r)]$$

Integrando la ecuación 1, al sustituir

$$Q = w_T \left[0.344 (T_1 - T_2) + 0.242 \times 10^{-3} (T_1^2 - T_2^2) \right]$$

Sustituyendo $T_1 = 680 \text{ } ^\circ\text{F}$ y $T_2 = 525 \text{ } ^\circ\text{F}$

$$Q = 80 \times 10^6 \text{ Btu/hr (calor total disponible)}$$

Del balance de masa y energía

$$w_F = w_v = \frac{Q}{\lambda - c(t_b - t_r)} \quad ; \quad t_b = 185 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Sustituyendo valores (ver propiedades físicas)

$$w_v = 113,000 \text{ lb/hr (vapor producido)}$$

De la ecuación 3:

$$q_p = 20.5 \times 10^6 \text{ Btu/hr (Calor de precalentamiento)}$$

De las ecuaciones 2 o 4:

$$q_v = 59.5 \times 10^6 \text{ Btu/hr (calor de vaporización)}$$

<u>Propiedades físicas</u>	<u>Fluido caliente</u> <u>Residuo</u>	<u>Fluido frío</u> <u>agua</u>
Flujo, lb/hr	8.14×10^5	1.13×10^5
Temperatura de entrada, $^\circ\text{F}$ (t_b)	680°F	185°F
Temperatura de salida, $^\circ\text{F}$	525°F	364°F
Temperatura de ebullición, $^\circ\text{F}$	-----	364°F
Temperatura de referencia, $^\circ\text{F}$	32°F	32°F
Viscosidad, cp	$\mu = 0.116 e^{1830/t}$	$\mu = 0.009 e^{303/t}$
Capacidad calorífica, Btu/lb $^\circ\text{F}$	$C = 0.344 + 0.485 \times 10^{-3} t$	$C = 1.01$

<u>Propiedades físicas</u>	<u>Fluido caliente</u> <u>Residuo</u>	<u>Fluido frío</u> <u>agua</u>
Peso molecular	390	18
Gravedad específica con referencia al agua 60°F/60°F	1.025	--- 1 ---
°API	6.5	-----
Conductividad térmica Btu/(hr)(ft ²)(°F/ft)	$K = 0.0541 - 24 \times 10^{-5}(t - 600)$	$k = 0.398 + (t - 120) 4.22 \times 10^{-4}$
Factor de caracterización, °F	10.8	-----
Densidad lb/ft ³	-----	55.1 a 364 °F
Tensión superficial, lbf/ft	-----	$\sigma = 1.37 \times 10^{-4} \frac{(671 - t)}{\rho^{2/3}}$
Calor latente de vaporización	-----	857
Presión, psia	-----	161

Diseño Térmico del Precalentador-Evaporador

Tipo Termosifón Horizontal

$$(1) Q = 80,000,000 \text{ Btu/hr}$$

$$(2) \Delta t \text{ (ponderada)}$$

empleando $R_r = 4$

$$q_p = W_T C (T_1 - T)$$

Sustituyendo valores y despejando T

$$T = 680 - 40$$

$$T = 640 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$(\Delta t)_p = \frac{(680 - 328) - (640 - 364)}{\ln \frac{276}{352}} = 318 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$(\Delta t)_v = \frac{(640 - 364) - (525 - 364)}{\ln \frac{276}{161}} = 214 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$\frac{q_p}{(\Delta t)_p} = \frac{20.5 \times 10^6}{318} = 6.43 \times 10^4 \frac{\text{Btu}}{\text{hr } ^\circ\text{F}}$$

$$\frac{q_v}{(\Delta t)_v} = \frac{59.5 \times 10^6}{214} = 27.80 \times 10^4 \frac{\text{Btu}}{\text{hr } ^\circ\text{F}}$$

$$\sum \frac{q}{\Delta t} = 34.23 \times 10^4 \frac{\text{Btu}}{\text{hr } ^\circ\text{F}}$$

$$\Delta t \text{ (ponderada)} = \frac{Q}{\sum \frac{q}{\Delta t}} = \frac{80 \times 10^6}{34.23 \times 10^4}$$

$$\Delta t \text{ (ponderada)} = 233 \text{ } ^\circ\text{F}$$

(3) Temperatura calórica

T_c y t_c : los valores promedio de la temperatura serán satisfactorios

a) Zona de precalentamiento

$$T_c = \frac{680 + 640}{2} = 660 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$t_c = \frac{328 + 364}{2} = 346 \text{ } ^\circ\text{F}$$

b) Zona de vaporización

$$T_c = \frac{640 + 525}{2} = 582 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$t_c = 364 \text{ } ^\circ\text{F} \quad \text{constante}$$

Prueba 1

(a) Selección de U_D

$$U_D = 70 \quad (\text{de la tabla 1})$$

(b) Pasos en los tubos

$$n = 8$$

(c) Superficie preliminar

$$A = \frac{Q}{U_D \Delta t} = \frac{80 \times 10^6}{70 \times 233} = 4900 \text{ ft}^2$$

$$N_t = \frac{A}{a'_t L} = \frac{4900}{0.2618 \times 16} = 1170 \text{ tubos}$$

$$ID = 3 + \sqrt{\frac{N_t}{0.46}} = 3 + 51.6 \approx 55 \text{ in}$$

(Fórmula empírica)

Equipo:

Lado de coraza

ID = 55 in

Placas de soporte = 1/4 de círculo

Pasos = dividido

Lado de tubos

No. y long. = 1170, 16' 0"

d_o , BWG = 1 in, 12 BWG

Pitch = 1.25 in, cuadrado

Pasos = 8

(d) Relaciones de recirculación

i) Debemos encontrar una relación de recirculación de tal forma que se cumpla:

$$\Delta P \text{ (disponible)} = \Delta P \text{ (en tubería)} + \Delta P \text{ (en intercambiador)} + \Delta P \text{ (por aceleración)}$$

ii) Consideraciones:

$$\Delta P \text{ (intercambiador)} = \Delta P \text{ (por fricción)} + \Delta P \text{ (por aceleración)} = 0.5 \text{ psi (coraza)}$$

$Z_2 - Z_1 = 3 \text{ ft.}$ $Z_1 = 12 \text{ ft.}$ Altura del tanque en la parte inferior.

En cada una de las ramas del sistema de tubería (de entrada y salida) tenemos

$$L = 50 \text{ ft. lineales}$$

Una entrada y otra salida con lo cual

$$K = 1.5$$

$$\frac{L}{D} = \frac{K}{f_D}$$

Dos dobles de 90° con $r/d = 8$

iii) Cálculo de las pérdidas por fricción en la tube-

ría de entrada y de salida al evaporador.

$$t = \frac{364 R_r + 185}{R_r + 1} = 328 \text{ } ^\circ\text{F} \quad \text{para } R_r = 4$$

(del balance de calor, y es la temperatura del agua que entra al evaporador)

$$P_2 = \frac{R_r + 1}{1.81 R_r + 25.5} \times 100 = 11.65$$

(De la ecuación 16)

$$W_T = (R + 1) W_V = (4 + 1) 2.13 \times 10^5$$

$$W_T = 5.65 \times 10^5 \frac{\text{lb}}{\text{hr}} = 1240 \frac{\text{Gal}}{\text{min}}$$

(Líquido total que entra al evaporador)

Entrando con éste flujo en la gráfica 9, obtenemos el diámetro de la tubería de entrada.

$$D_{01} = 10 \text{ in}$$

$$D_{02} = (\text{de } 1.5 \text{ a } 2) D_{01}$$

$$D_{02} = 18 \text{ in (diámetro de tubería de salida)}$$

Empleando cédula 40:

1) Caída de presión en tubería de entrada al evaporador

(1 fase)

$$Re = 6.31 \frac{W_T}{d \mu} = \frac{6.31 \times 5.65 \times 10^5}{10 \times 0.18} = 1.99 \times 10^6$$

$$f_D = 0.0139 \quad \text{de la gráfica 11}$$

$$\Delta P_{100} = \frac{0.000336 f_D W_T^2}{d^5 \rho}$$

$$\Delta P_{100} = 0.267 \text{ psi}$$

Longitud equivalente

$$\frac{L}{D} = \frac{K}{f_D} = \frac{1.5}{0.0139} = 108 \text{ ft, por codos y codos}$$

$$\frac{L}{D} = 2 \times 42 = 98 \text{ ft, por dobles}$$

$$L_1 = 0.835(108 + 98) + 50 = 180 \text{ ft longitud total}$$

$$\Delta P = \left(\frac{180}{100}\right) 0.267 = 0.481 \text{ psi}$$

2) Caída de presión en la tubería de salida del evaporador (flujo a dos fases)

. Patrón de flujo:

$$B_y = 2.16 \frac{W_v}{A \sqrt{R \rho}} = \frac{2.16 \times 1.13 \times 10^5}{1.55 \sqrt{55 \times 0.355}}$$

$$B_y = 38000$$

$$B_x = 5.31 \left(\frac{W_L}{W_v}\right) \left(\frac{\rho_v^{0.5}}{\rho_L^{0.166}}\right) \left(\frac{U_L^{1/3}}{V_L}\right) = 11.3$$

Flujo disperso de la gráfica 10

$$Re_v = \frac{6.31 \times 1.13 \times 10^5}{16.87 \times 0.018} = 2.35 \times 10^6$$

$$f_D = 0.0138 \text{ de la gráfica 11}$$

$$\Delta P_{100}(\text{Vapor}) = 0.137 \text{ psi ecuación 22}$$

$$X_{tt}^2 = 0.124 \text{ ecuación 21}$$

Otra forma de calcularlo:

$$\frac{1}{X_{tt}} = 2.86 \text{ de la gráfica 16 } X_{tt}^2 = 0.123$$

En la gráfica entre con X_{tt}^2 y extienda una línea horizontal a la curva de Lockhart-Martinelli. En la intersección, váyase verticalmente a ΔP_{100} (vapor). Dibuje una línea horizontal a la derecha y lea ΔP_{100} (disperso)

$$\Delta P_{100} \text{ (disperso)} = 0.84 \text{ psi}$$

Longitud equivalente

$$\frac{L}{D} = \frac{K}{f_D} = \frac{1.5}{0.0138} = 109 \text{ (Por entrada y salida)}$$

$$\frac{L}{D} = 2 \times 42 = 48 \text{ (Por dobleces)}$$

$$L_2 = 1.4 (109 + 48) + 50 = 270 \text{ ft.}$$

$$\Delta P_2 = \frac{270}{100} \times 0.84 = 2.26 \text{ psi}$$

iv) Caída de presión total en el circuito:

$$P_T = 0.481 + 0.50 + 2.26 = 3.24 \text{ psi}$$

v) Presión disponible

$$\Delta P \text{ (disponible)} = \frac{Z_1 (P_1 - P_2) - 3P_2}{144} = 3.36 \text{ psi}$$

Como ΔP (disponible) $\geq P_T$ la relación de recirculación $R_r = 4$ es la adecuada.

Cálculo de coeficientes de película para transferencia de calor:

A. Zona de precalentamiento

Fluido caliente (residuo): Lado de los tubos

Resumiendo los pasos 4, 5 y 6:

$$Re_t = 5.7 \times 10^7 e^{-1280/T_c} \frac{\eta}{\mu_t} = 3.88 \times 10^5 e^{-1280/T_c}$$

Sustituyendo $T_c = 660^\circ\text{F}$, $Re_t = 22,400$

$$7) J_H = 76$$

$$8) k \left(\frac{a \mu'}{K} \right)^{1/3} = 0.22 \quad , \quad \text{con } \mu' = 2 \text{ cp}$$

$$9), 10), 11), 12) \quad h_{io} = 12 K \left(\frac{a \mu'}{K} \right)^{1/3} \phi_t J_H$$

$$\text{Considerando } \phi_t = 0.8$$

$$h_{io} = 2.11 J_H = 160 \text{ Btu/hr ft}^2 \text{ (}^\circ\text{F)}$$

Fluido frío (agua): Lado de la coraza

$$(h_o)_p = h_s + h_b \left(\frac{t_w - t_s}{t_w - t_B} \right)$$

empleamos esto debido a que $t_w > t_s$

h_s y h_b se pueden calcular empleado las correlaciones

4 y 6, utilizando diámetro equivalente.

$$De = 4 \frac{\text{area de flujo}}{\text{perímetro caliente}}$$

Area de flujo = $\frac{1}{2}$ Sección perpendicular de coraza -
 $\frac{1}{2}$ sección perpendicular de tubos

$$\text{Area de flujo} = \frac{\pi}{8} (55^2 - 1 \times 1170) = 720 \text{ in}^2$$

$$\text{Perímetro caliente} = \frac{\pi}{2} \times 1170 = 1840 \text{ in}$$

$$De = \frac{4}{12} \times \frac{720}{1840} = 0.13 \text{ ft.}$$

$$G_s = (W_T / 2) / A_s = \frac{5.45 \times 10^5 \times 149}{2 \times 720} = 5.45 \times 10^4 \text{ lb/hr ft}^2$$

$$Re_s = 19,000$$

$$Pr = 0.8$$

$$h_s = 211 \text{ Btu/(hr) (ft}^2 \text{) (}^\circ\text{F)} \quad \text{de la ecuación 4}$$

$$h_s = 274 \text{ Btu/(hr) (ft}^2 \text{) (}^\circ\text{F)} \quad \text{de la ecuación 5}$$

Considerando $\bar{h}_s = 240 \text{ Btu}/(\text{hr}) (\text{ft}^2) (^\circ\text{F})$

$h_b = 1800 \text{ Btu}/(\text{hr}) (\text{ft}^2) (^\circ\text{F})$ de la ecuación 6

$h_b = 1440 \text{ Btu}/(\text{hr}) (\text{ft}^2) (^\circ\text{F})$ de la ecuación 7

$\bar{h}_b = 1600 \text{ Btu}/(\text{hr}) (\text{ft}^2) (^\circ\text{F})$

$$t_w = t_c + \frac{T_c - t_c}{1 + \frac{(h_o)_p}{(h_i)_p}} = 346 + \frac{319}{1 + \frac{(h_o)_p}{160}}$$

$$(h_o)_p = 240 + 1600 \left(\frac{t_w - 346}{t_w - 346} \right)$$

Por prueba y error $t_w = 386^\circ\text{F}$ y $(h_o)_p = 1120$

B. Zona de vaporización

Fluido caliente (residuo): lado de los tubos

$$4, 5, 6 \quad Re_t = 3.88 \times 10^5 \quad e^{-1880/T_c}$$

Sustituyendo $T_c = 582^\circ\text{F}$ $Re_t = 15,500$

7) $J_H = 56$ de la gráfica 4

8) $K \left(\frac{G \mu^{1/3}}{K} \right) = 0.24$, con $\mu = 2.9 \text{ cp}$ gráfica 5

9), 10), 11), 12) $h_{io} = 2.3 J_H$ (Suponiendo $\phi_t = 0.8$)

$$h_{io} = 129 \text{ Btu}/(\text{hr}) (\text{ft}^2) (^\circ\text{F})$$

Fluido frío (agua): lado de la coraza

$$(h_o)_v = \alpha h_b + \beta h_{df}$$

Se ha observado experimentalmente que para haces de tubos inundados, horizontales

$$(h_o)_v = h_b = 1600 \text{ Btu/(hr) (ft}^2\text{) (}^\circ\text{F)}$$

$$t_w = 364 + \frac{218}{1 + \frac{1600}{129}} = 380^\circ\text{F}$$

Caída de presión

A'.- Fluido caliente (residuo): lado de los tubos.

$$1) (R_{et})_p = 24,400 \quad (R_{et})_v = 15,500$$

$$\bar{R}_{et} = 19,950$$

$$f = 0.00023 \text{ ft}^2/\text{in}^2$$

$$2) A'_t = \frac{N_t a'_t}{144 n} = \frac{1170 \times 0.546}{144 \times 8} = 0.552 \text{ ft}^2$$

$$G_t = \frac{W_T}{A'_t} = \frac{8.14 \times 10^5}{0.552} = 1.47 \times 10^6 \text{ lb / (hr)(ft}^2\text{)}$$

$$\Delta P_t = \frac{f G_t^2 L n}{5.22 \times 10^{10} D_i S \phi_t} = \frac{0.00023 (1.47 \times 10^6)^2 \times 16 \times 8}{5.22 \times 10^{10} \times 0.07 \times 1.025 \times 0.8}$$

$$\Delta P_t = 21 \text{ psi}$$

$$3) \Delta P_r = \frac{4n}{S} \frac{V^2}{2g'} = \frac{4 \times 8}{1.025} \times 0.3 = 9.35 \text{ psi}$$

$$4) \Delta P_T = 21 + 9.35 = 30.35 \text{ psi}$$

B'.- Fluido frío (agua): lado de coraza

$$\text{Area de flujo} = \frac{\pi}{8} (55^2 - 1 \times 1170) = 720 \text{ in}^2$$

$$\text{Perímetro húmedo} = \frac{\pi \times 55}{2} + \frac{\pi \times 1170}{2 \times 55} = 193.1 \text{ in}$$

$$D'e = \frac{4 \times 720}{12 \times 193.1} = 0.123 \text{ ft}$$

Calculando ΔP como si fuera solamente vapor

$$Re_v = \frac{5.65 \times 10^4 \times 0.123}{0.018 \times 2.42} = 1.3 \times 10^6$$

$$f = 8.6 \times 10^{-6} \text{ ft}^2/\text{in}^2$$

$$\Delta P_s (\text{vapor}) = \frac{8.6 \times 10^{-6} (5.65 \times 10^4)^2 \times 16}{5.22 \times 10^{10} \times 0.123 \times 5.7 \times 10^{-3} \times 1}$$

$$\Delta P_s (\text{vapor}) = 0.12 \text{ psi}$$

$$LVF = R_L = 0.13$$

$$\frac{R_L}{(R_V / R_L)} = 20.2$$

$$\frac{\Delta P_{2f}}{\Delta P_v} = 3 \quad \text{gráfica 19}$$

$$\Delta P_s (2 \text{ fases}) = 0.12 \times 3 = 0.36 \text{ psi}$$

Pérdidas por aceleración

$$\alpha = \frac{1}{R_L + 1} = 0.2$$

$$\Psi = \left(\frac{R_V}{R_L}\right)^{0.5} \left(\frac{\mu_L}{\mu_V}\right)^{0.1} = 0.1$$

$$R_L = 0.13 \quad \text{gráfica 13}$$

$$R_V = 0.87$$

$$\beta = \frac{(1 - 0.2)^2}{0.13} + \frac{55 \times 0.2^2}{0.355 \times 0.87} - 1 = 11.07$$

$$\Delta P_a = \frac{(5.65 \times 10^4)^2 \times 11.07}{1.44 \times 4.18 \times 10^8 \times 55}$$

$$\Delta P_a = 0.0107 \text{ psi}$$

$$\Delta P \text{ (intercambiador)} = 0.36 + 0.01 = 0.37$$

(Comparado con 0.5 que fue el valor supuesto)

13) Coeficiente total ponderado

$$r_w = \frac{a_o \ln(D_o/D_i)}{2\pi K_w} = 3.96 \times 10^{-4}$$

$$K_w = 26 \text{ Btu}/(\text{hr})(\text{ft}^2)(^\circ\text{F}/\text{ft})$$

$$r_p = 3.96 \times 10^{-4} + \frac{1}{160} + \frac{1}{1120}$$

$$r_p = 7.63 \times 10^{-3} \text{ (hr)}(^\circ\text{F})(\text{ft}^2)/\text{Btu}$$

$$r_v = 3.96 \times 10^{-4} + \frac{1}{129} + \frac{1}{1600}$$

$$r_v = 8.77 \times 10^{-3} \text{ (hr)}(^\circ\text{F})(\text{ft}^2)/\text{Btu}$$

$$a = \frac{q_p}{(\Delta t)_p} = 6.43 \times 10^9 \text{ Btu}/(\text{hr})(^\circ\text{F})$$

$$b = \frac{q_v}{(\Delta t)_v} = 27.80 \times 10^9 \text{ Btu}/(\text{hr})(^\circ\text{F})$$

$$U_c(\text{ponderado}) = \frac{a + b}{a r_p + b r_v}$$

sustituyendo valores:

$$U_c(\text{ponderado}) = \underline{\underline{117}} \text{ Btu}/(\text{hr})(\text{ft}^2)(^\circ\text{F})$$

14) Factor de ensuciamiento

$$R_d = \frac{1}{U_D} - \frac{1}{U_c} = \frac{1}{70} + \frac{1}{117}$$

$$R_d = 0.0057 \text{ (hr) (ft}^2\text{) (}^\circ\text{F) / Btu}$$

Resultados :

Lado de tubos		Lado de coraza	
160/129	h_{exterior}	1124/1600	
U_o	117		
U_D	70		
R_d (calculado)	0.0057		
R_d (requerido)	0.005		
30.35	ΔP (calculada)	0.37	
20 a 30	ΔP (permitida)	0.50	

Diseño Térmico del Precalentador - Evaporador

Tipo Marmita (Kettle)

1) $Q = 80 \times 10^6$

2) Δt (ponderada) = 233

$$\begin{array}{l}
 3) \left. \begin{array}{l} T_c = 660^\circ\text{F} \\ t_c = 346^\circ\text{F} \end{array} \right\} \text{Precalentamiento} \\
 \\
 \left. \begin{array}{l} T_c = 582^\circ\text{F} \\ t_c = 364^\circ\text{F} \end{array} \right\} \text{Vaporización}
 \end{array}$$

Prueba 1

a) Selección de U_D

$$U_D = 65$$

b) Pasos en los tubos

$$n = 8$$

c) Superficie preliminar

$$A = \frac{Q}{U_D \Delta t} = \frac{80 \times 10^6}{60 \times 233} = 5300 \text{ ft}^2$$

$$N_t = \frac{5,300}{0.2618 \times 16} = 1260 \text{ tubos}$$

$$D_b = 3 + \sqrt{\frac{N_t}{0.46}} = 3 + 52.5 \approx 56 \text{ in}$$

Equipo:

Lado de tubos

Lado de coraza

No. y long. = 1260, 16' 0"

ID = 56 in

 d_o , BWG, = 1 in, 12 BWG

Placas de soporte = 1/4 de círculo

Pitch = 1.25 in, cuadrado

Pasos = 1

Pasos = 8

Cálculo de coeficientes de película para transferencia de calor.

A. Zona de precalentamiento

Fluido caliente (residuo): Lado de los tubos

$$4), 5), 6) \quad Re_{at} = 5.7 \times 10^7 @ \frac{-1880/T_c}{Nt} = 21,100$$

$$7) \quad J_H = 72$$

$$8), 9), 10), 11), 12) \quad \bar{h}_{ho} = 2.11 J_H = \underline{\underline{152}} \text{ Btu/(hr)(ft}^2\text{)(}^\circ\text{F)}$$

Fluido frío (agua): Lado de la coraza

$$(h_o)_p = h_s + h_b \frac{(t_w - t_s)}{(t_w - t_B)} \quad \text{debido a que } t_w > t_s$$

Cálculo de h_s y h_b

$$\text{Area de flujo} = \frac{\pi}{4} (56^2 - 1 \times 1260) = 1430 \text{ in}^2$$

$$\text{Perímetro caliente} = \pi \times 1260 = 3950 \text{ in}$$

$$D_e = \frac{4}{12} \times \frac{1430}{3950} = 0.1205 \text{ ft}$$

$$G_s = \frac{5.65 \times 10^5 \times 144}{1430} = 57000 \text{ lb/(hr)(ft}^2\text{)}$$

$$\bar{h}_s = \underline{\underline{250}} \text{ Btu/(hr)(ft}^2\text{)(}^\circ\text{F)} \quad \text{ecuaciones 4 y 5}$$

$$\bar{h}_b = 1600 \text{ Btu/(hr)(ft}^2\text{)(}^\circ\text{F)} \quad \text{ecuaciones 6 y 7}$$

$$(h_o)_p = 250 + 1600 \left(\frac{20}{38} \right)$$

$$(h_o)_p = \underline{\underline{1090}} \text{ Btu/(hr)(ft}^2\text{)(}^\circ\text{F)}$$

$$t_w = 334 \text{ }^\circ\text{F}$$

B. Zona de Vaporización

Fluido caliente (residuo): Lado de los tubos

4), 5), 6) $Re_t = 14,400$

7) $J_H = 50$

de 8) a 12) $h_{i0} = 2.3 J_H$

$$h_{i0} = \underline{115} \text{ Btu/(hr) (ft}^2\text{) (}^\circ\text{F)}$$

Fluido frío (agua): Lado de la coraza

$$(h_o)_v = \alpha h_b + \beta h_{ae}$$

$$\beta \approx 0 \quad \alpha = 1 \quad \therefore (h_o)_v = h_b$$

cálculo de h_b

$$h_b = 1600$$

$$(U_{id})_v = \frac{1}{\frac{1}{1600} + \frac{1}{115} + 3.96 \times 10^{-4}} = 103 \quad \text{eq. 32'}$$

$$h_{ib} = 0.225(1) \left[\frac{103 \times 233 \times 1.01}{857} \right]^{0.69} \left[\frac{1.44 \times 161 \times 0.983}{2.4 \times 10^{-3}} \right]^{0.31} \left[\frac{85.1}{1.355} - 1 \right]^{0.33}$$

$$h_{ib} = 1400 \approx 1600 \text{ supuesto}$$

$$\frac{\Delta T_{lm}}{h_b} = \frac{103 - 233}{1600}$$

$$\Delta T_{lm} = 17.2 \text{ }^\circ\text{F}$$

como $17.2^\circ\text{F} > 8^\circ\text{F}$, no tomamos los efectos por convección natural.

Comprobación de flujo de calor máximo

$$q_{1 \text{ max}} = 1.16 \times 10^6 \text{ Btu/hr ft}^2 \text{ de la ecuación 40}$$

$$q_{D \text{ max}} = 8.1 \times 10^4 \text{ Btu/hr ft}^2 \text{ de la ecuación 36}$$

$$q_{D \text{ max}} = 6.3 \times 10^4 \text{ Btu/hr ft}^2 \text{ de la referencia}$$

$$q_1 = U_1 \Delta t = 103 \times 233 = 24,000 \text{ Btu/hr ft}^2$$

Por lo tanto está dentro del límite para usar la correlación anterior.

$$N_{rv} = 31.6 \text{ de la ecuación 42}$$

$$\bar{G} = 320 \text{ lb/(hr) (ft}^2\text{)} \text{ de la ecuación 32}$$

$$FCB = 0.17, \text{ ecuación 31}$$

$$h_D = 1,400 \times 0.17 = 240$$

Caída de Presión

Las mismas que el evaporador horizontal

13) Coeficiente total ponderado

$$r_w = 3.96 \times 10^{-4}$$

$$r_p = 7.53 \times 10^{-3}$$

$$r_v = 11.29 \times 10^{-3}$$

$$a = 6.43 \times 10^4$$

$$b = 27.8 \times 10^4$$

$$U_C \text{ (ponderada)} = 94 \text{ Btu/(hr) (ft}^2\text{) (}^\circ\text{F)}$$

$$14) R_d = \frac{1}{65} - \frac{1}{94}$$

$$14) R_d = 0.0048 \frac{(\text{hr}) (\text{ft}^2) (^\circ\text{F})}{\text{Btu}}$$

Resumen

Lado de tubos		Lado de coraza
152/115	h exterior	1090/240
U_c	54	
U_D	65	
R_d (calculado)	0.0048	
R_d (requerido)	0.005	
30.35	ΔP (calculada)	0.27
20 a 20	ΔP (permitida)	0.20

Cálculo del tamaño de la envolvente ó coraza:

Cantidad de vapor permitida, (VL) = 678 lb/(hr) (ft³), ec.47

Volumen del vapor, $S = \frac{113000}{678} = 167 \text{ ft}^3$, ecuación 48

Area del segmento circular, (SA) = $\frac{167}{16} = 10.4 \text{ ft}^2$, ec. 49

De las tablas vemos que ID = 70 in.

Otra forma de calcularlo es siguiendo la línea en la gráfica 21, con V/L = 7,080 lb/(hr) (ft)

P = 161 psia y $D_D = 56 \text{ in}$ ID = 70 in.

El evaporador final será:

Lado de coraza

Haz circular de 56 in
dentro de una croaza de 70 in
placas de soporte = 1/4 de círculo

Lado de tubos

No. y Long. = 1260, 16' 0"
 d_o , BWG = 1 in, 12 BWG
Pitch = 1.25 in, cuadrado
Pasos: 8

Diseño Térmico del Precaentador - Evaporador

Tipo Termosifón Vertical

1) $Q = 80 \times 10^6$ Btu/hr

2) Δt (ponderada) = 233°F

3) $T_c = 660^\circ\text{F}$	}	Zona de Precaentamiento
$t_c = 346^\circ\text{F}$		
$T_c = 582^\circ\text{F}$	}	Zona de vaporización
$t_c = 364^\circ\text{F}$		

Prueba 1:

a) Selección de U_D ; $U_D = 70$

b) Pasos en los tubos; $n = 8$

c) Superficie preliminar

$A = 4,900 \text{ ft}^2$

$N_t = 1,170$ tubos

ID = 55 in.

Equipo:

Lado de coraza

ID = 55 in

Placas de soporte = $1/4$ de circ. d_o BWG = 1 in., 12 BWG

Pasos = 1

Lado de tubos

No. y Long. = 1170, 16' 0"

Pitch = 1.25 in, cuadrado

Pasos = 8

d) Relaciones de recirculación

Términos constantes (mismas consideraciones que en el evaporador horizontal)

$$\frac{L_1}{D_1} = \frac{180}{0.835} = 215 \quad ; \quad f_{R,1} = 0.00347$$

$$\frac{L}{D_1} \left(\frac{\alpha_1}{\alpha_1} \right)^2 = \frac{16}{0.123} \left(\frac{78.85}{1440} \right)^2 = 0.039 \quad ; \quad f_{R,t} = 0.00486$$

$$\frac{L_2}{D_2} \left(\frac{\alpha_1}{\alpha_2} \right)^2 = \frac{270}{1.4} \left(\frac{78.85}{123.7} \right)^2 = 24.1 \quad f_{R,2} = 0.00345$$

$$g \alpha_1^2 \rho \Delta z = 532 \Delta z$$

Para la primera prueba, considere el 20% de vaporización (que es el que se necesita) por paso. De las gráficas 13 y 14 para $\Psi = 0.1$.

α	R_L	ϕ^2	ρ_{df}	η
0.0666	0.235	16	13.27	—
0.1333	0.165	34	9.4	—
0.2000	0.127	50	7.5	11.07

La velocidad de circulación se calcula de la ecuación 58.

$$W_T^2 = \{ 5320 (55 - 13.27) \} / \{ 2 \times 0.0347 \times 215 + 2 \times 0.00486 \times 0.039 [3 + (0.864)^2] + 2 \times 0.00345 \times 24.1 (1.4)^2 + 11.07 (0.2000)^2 \}$$

$$W_T^2 = \frac{127500}{1.49 + 0.097 + 3.95 + 1.19}$$

$$W_T = 160 \text{ lb/seg}$$

$$W_T = 5.75 \times 10^5 \frac{\text{lb}}{\text{hr}} \approx 5.65 \times 10^5 \frac{\text{lb}}{\text{hr}}$$

Por lo tanto $Re = 1$ es la adecuada.

Cálculo de coeficientes de película para transferencia de calor:

A. Zona de Pre calentamiento

Fluido caliente (residuo): Lado de los tubos

$$12) h_{iO} = 160 \text{ Btu}/(\text{hr}) (\text{ft}^2) (\text{°F}) \text{ (mismo que precalentador horizontal)}$$

Fluido frío (agua): Lado de la coraza

$$(h_o)_p = h_s + h_b \left(\frac{t_w - t_s}{t_w - t_b} \right)$$

Cálculo de h_s y h_b

$$\text{Area de flujo} = 1,440 \text{ in}^2$$

$$\text{Perímetro caliente} = 3680 \text{ in}$$

$$D_e = 0.13 \text{ ft}$$

$$G_s = \frac{5.65 \times 10^5}{10} = 5.65 \times 10^4 \text{ lb}/(\text{hr}) (\text{ft}^2)$$

(Son los mismos que el del horizontal)

$$Re = 19,000$$

$$Pr = 0.8$$

$$h_s = 240 \text{ Btu}/(\text{hr}) (\text{ft}^2) (\text{°F}) - \text{Correlaciones 4 y 5}$$

$\bar{h}_b = 1,600 \text{ Btu}/(\text{hr}) (\text{ft}^2) (^\circ\text{F})$, correlaciones 6 y 7

$$(h_o)_p = 1,120$$

=====

$$t_w = 386^\circ\text{F}$$

B. Zona de vaporización:

Fluido caliente (residuo): lado de los tubos

$h_{iO} = 129 \text{ Btu}/(\text{hr}) (\text{ft}^2) (^\circ\text{F})$, el mismo que el horizontal

Fluido frío (agua): lado de la coraza

$$(h_o)_v = \alpha h_b + \beta h_{iO}$$

$\beta = 1$ en este equipo

$$\bar{h}_L = h_s = 290 \text{ Btu}/(\text{hr})(\text{ft}^2)(^\circ\text{F})$$

$$h_{dO}/h_L = 3.5 \quad \text{en } x = 0.4 x_e = 0.08$$

$$\bar{h}_{dO} = 980 \text{ Btu}/(\text{hr})(\text{ft}^2)(^\circ\text{F})$$

$$\left. \begin{array}{l} \alpha' = 0.95 \\ \alpha_e = 0.27 \end{array} \right\} \begin{array}{l} \text{Gráf. 17, para} \\ G_T = 15.7 \text{ lb}/\text{seg ft}^2 \end{array}$$

$$\bar{\alpha} = 0.61$$

$$h_b = 1600 \text{ Btu}/(\text{hr})(\text{ft}^2)(^\circ\text{F})$$

$$(h_o)_v = 0.61(1600) + 980 = \underline{\underline{1955}} \text{ Btu}/(\text{hr})(\text{ft}^2)(^\circ\text{F})$$

Caída de Presión

4) $\Delta P_T = 30.35 \text{ psi}$ (igual que en el horizontal)

13) Coeficiente total ponderada

$$U_c (\text{ponderado}) = \frac{a + b}{aF_a + bF_b}$$

$$Y_F = 2.96 \times 10^{-4} + \frac{1}{160} + \frac{1}{1120} = 7.53 \times 10^{-3}$$

$$Y_V = 3.96 \times 10^{-4} + \frac{1}{129} + \frac{1}{1935} = 8.45 \times 10^{-3}$$

$$a = 6.43 \times 10^4$$

$$b = 27.8 \times 10^4$$

$$U_c = \underline{119} \text{ Btu}/(\text{hr}) (\text{ft}^2) (\text{°F})$$

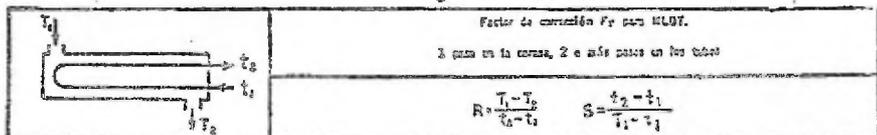
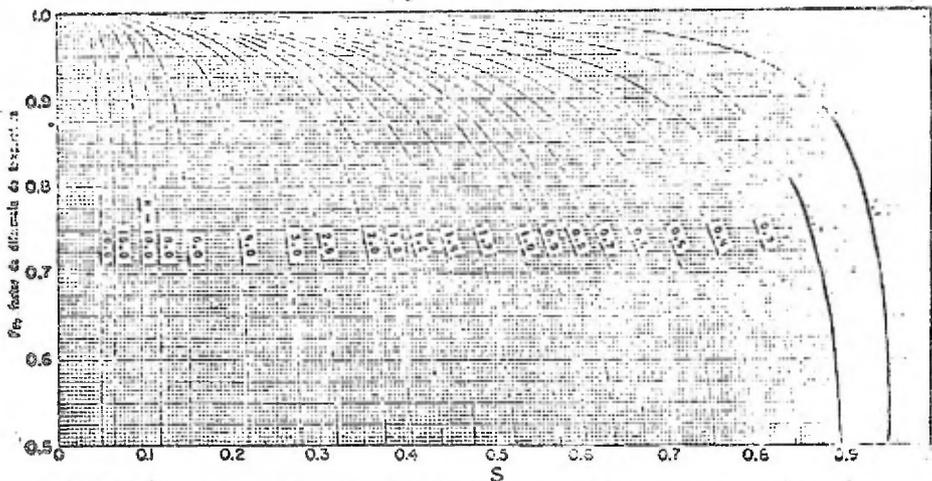
14) Factor de ensuciamiento

$$R_d = \frac{1}{70} - \frac{1}{119}$$

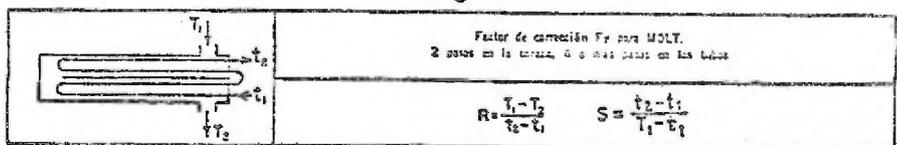
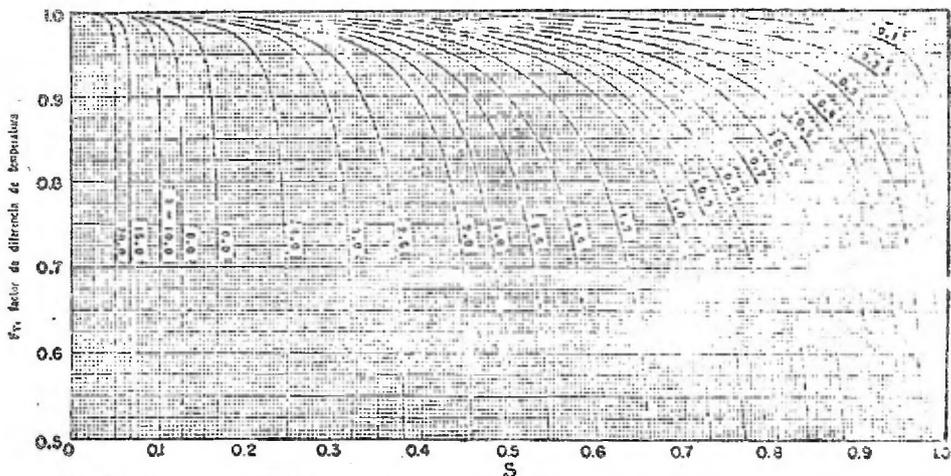
$$R_d = 0.0059 \text{ (hr) (ft}^2\text{) (°F)/Btu}$$

Lado de tubos		Lado de coraza	
160/129	$\bar{h}_{\text{exterior}}$	1120/1935	
U_c	120		
U_D	70		
R_d (calculado)	0.0059		
R_d (requerido)	0.005		
30.3E	ΔP (calculada)	0.37	
20 a 30	ΔP (permitida)	0.50	

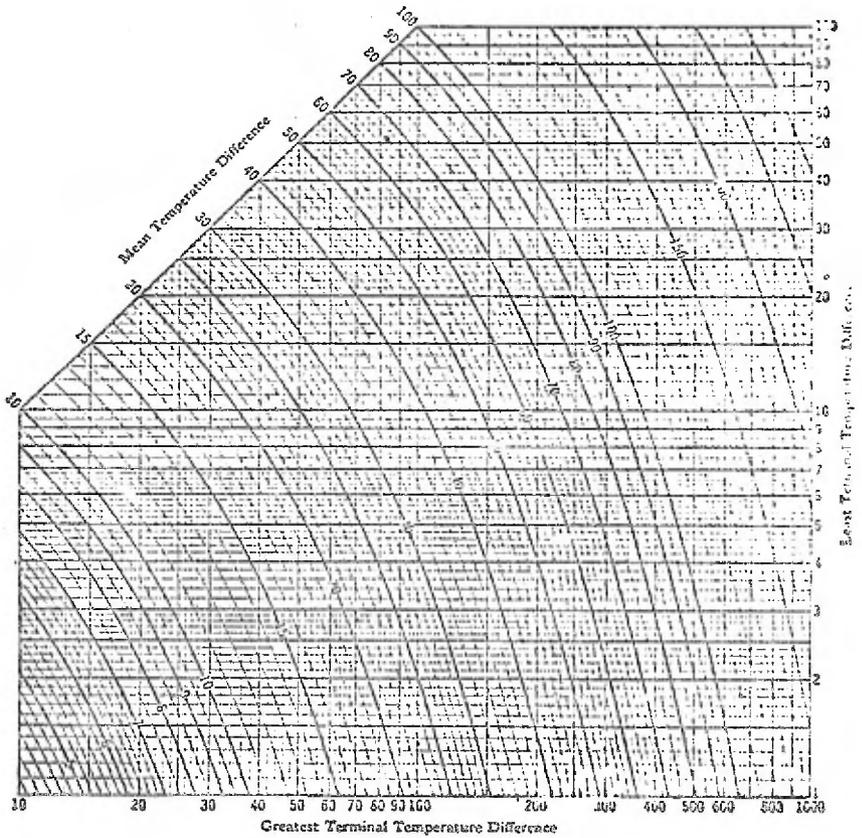
CAPITULO - V



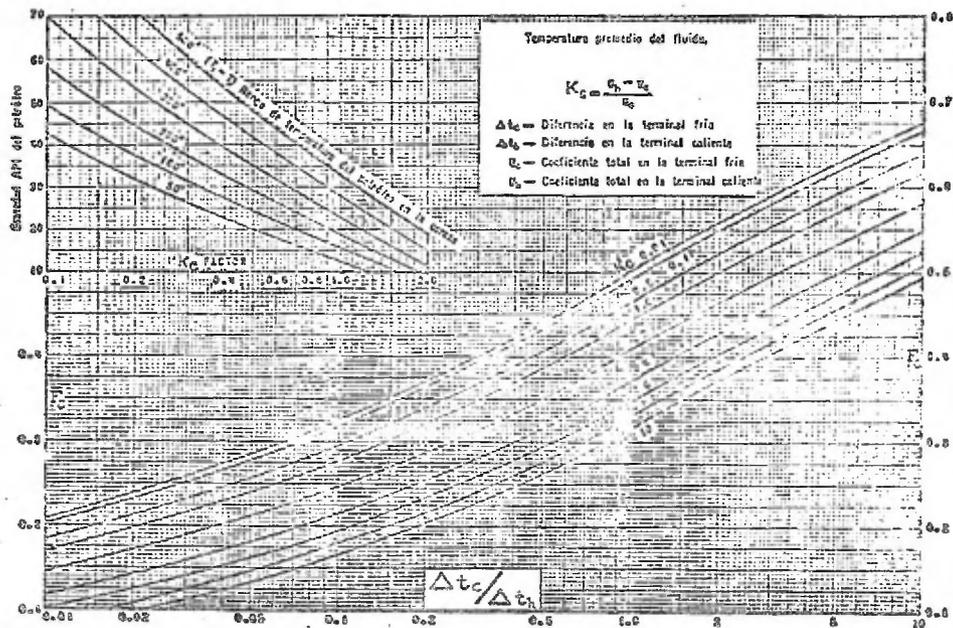
Gráfica 1a. Factores de corrección LMTD para intercambiadores
1 - 2



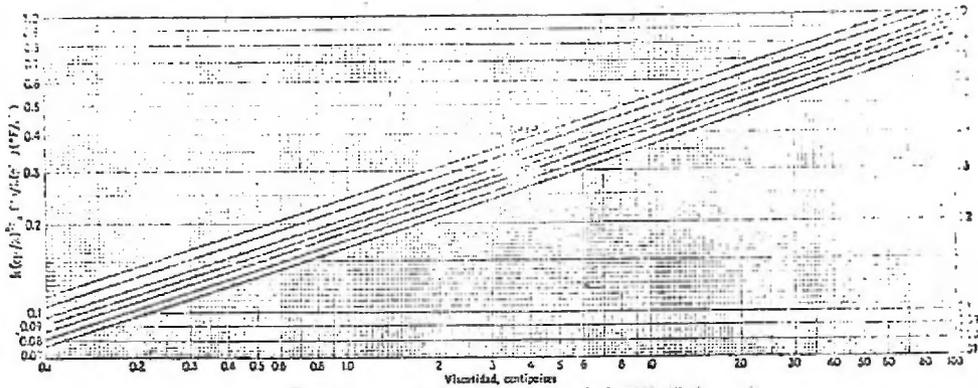
Gráfica 1b. Factores de corrección LMTD para intercambiadores
2 - 4



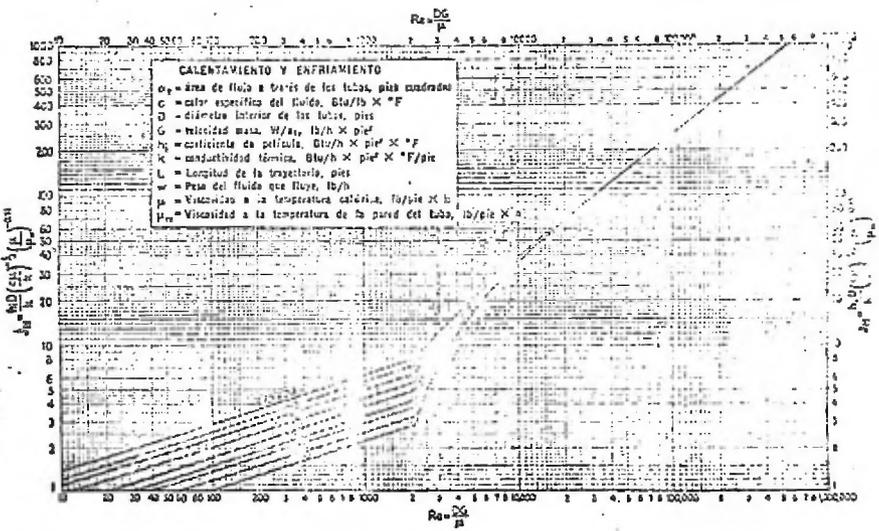
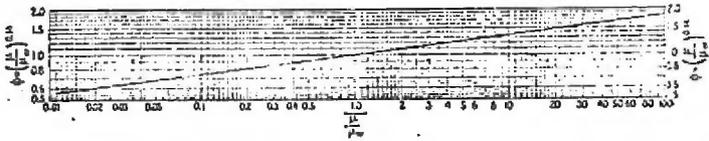
Gráfica 2. Cálculo del LMTD para flujo a contra-corriente



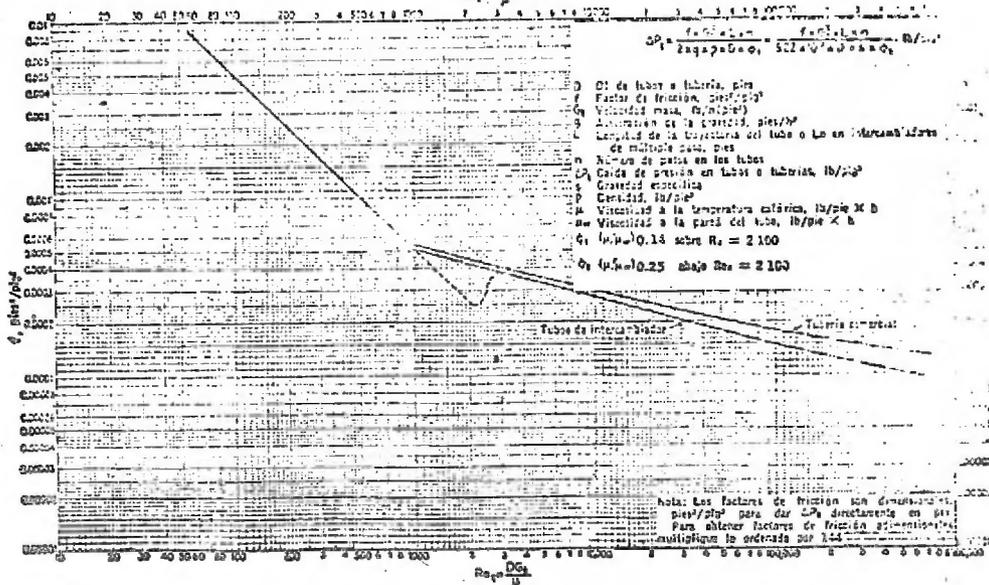
Gráfica 3. Factor F_c de temperatura calórica



Gráfica 5. Valores de $k(c/)^{1/3}$ para hidrocarburos

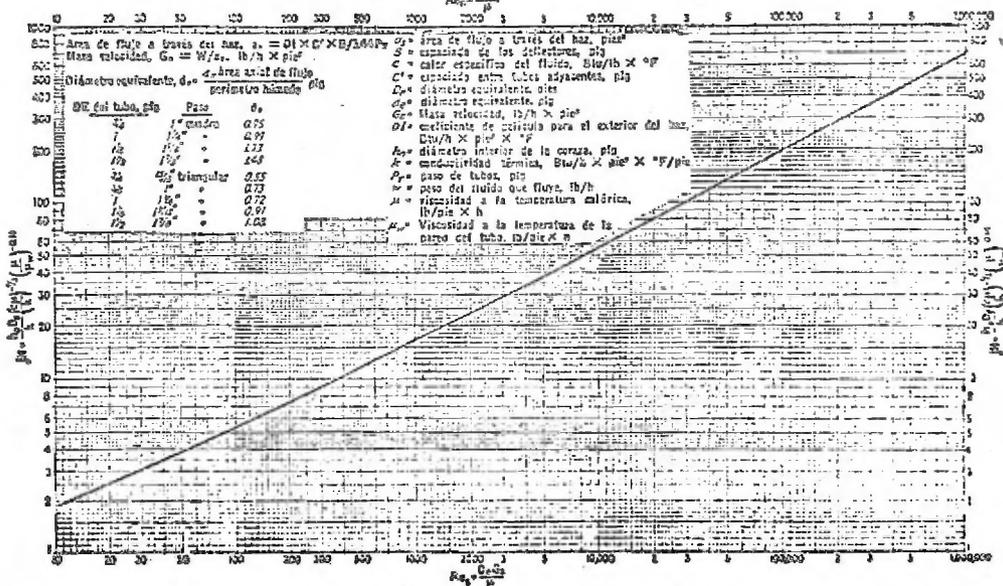


Gráfica 4. Curva de transferencia de calor lado de tubos

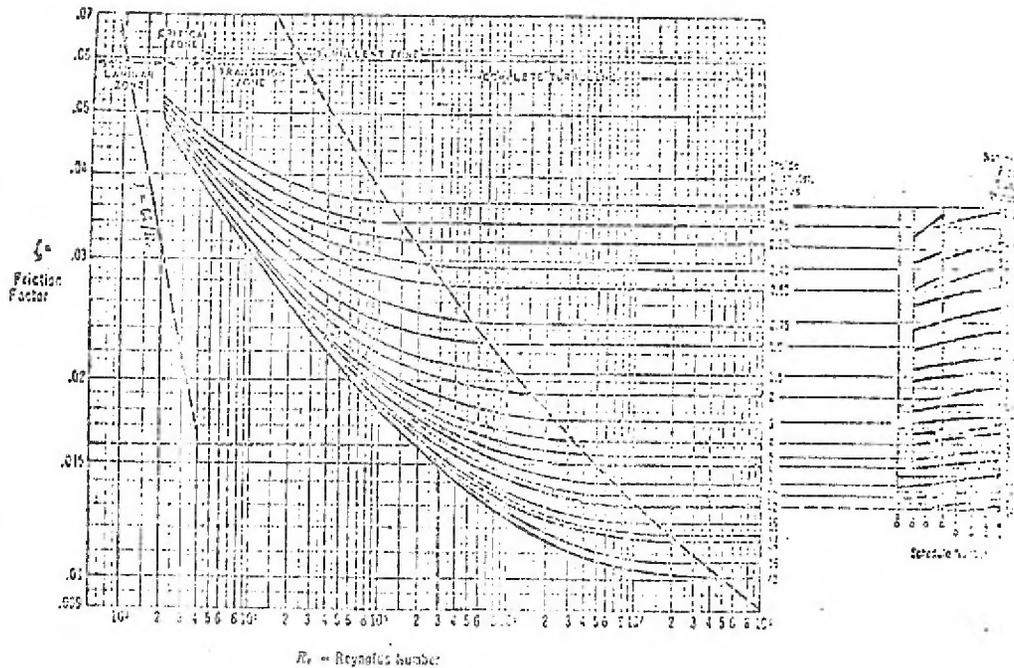


Nota: Los factores de fricción son dimensionales pies/pie para dar f_{ps} directamente en pies. Para obtener factores de fricción dimensionales multiplíquese lo ordenado por 1.48.

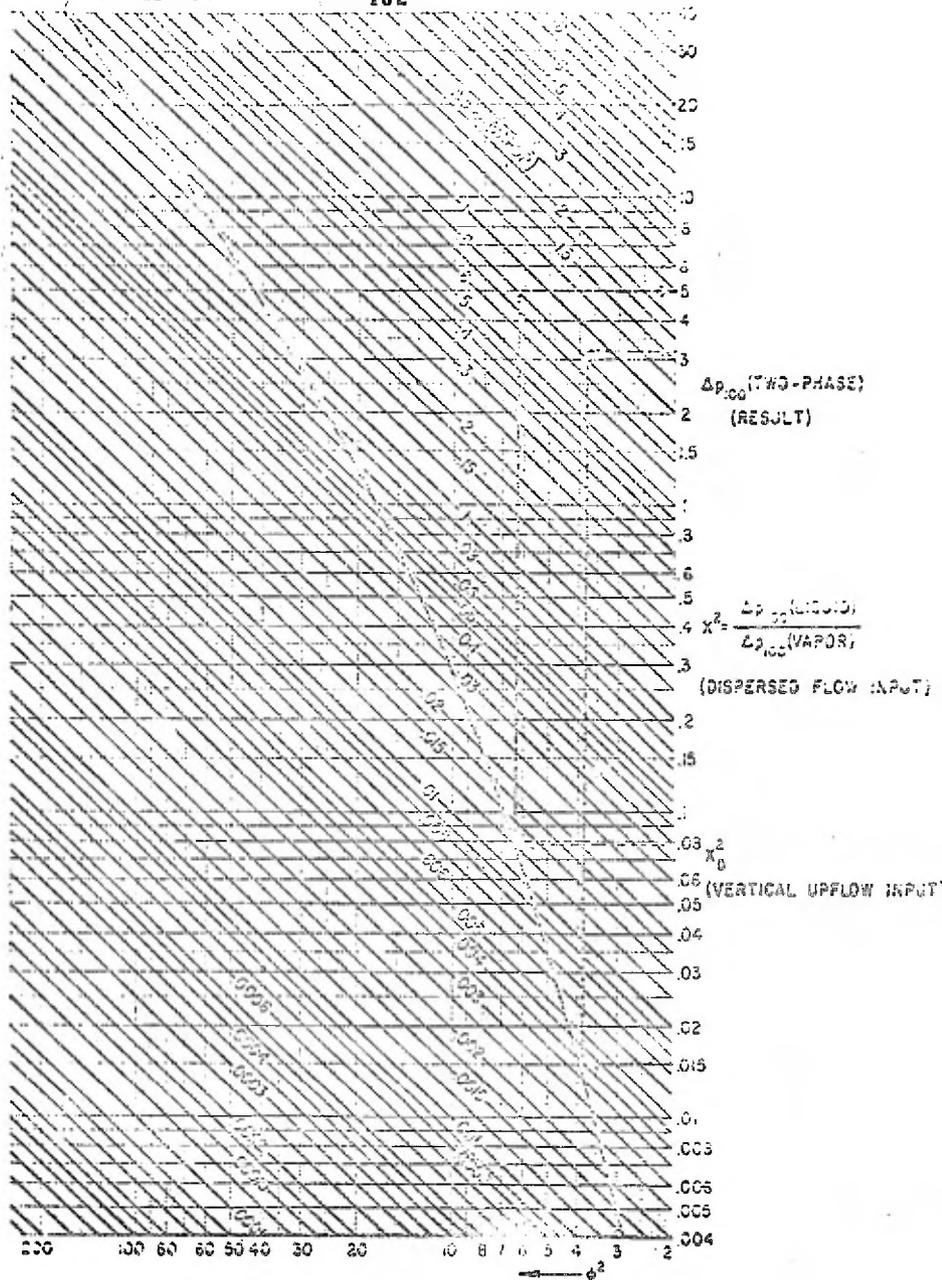
Gráfica 6. Factores de fricción, para el lado de tubos



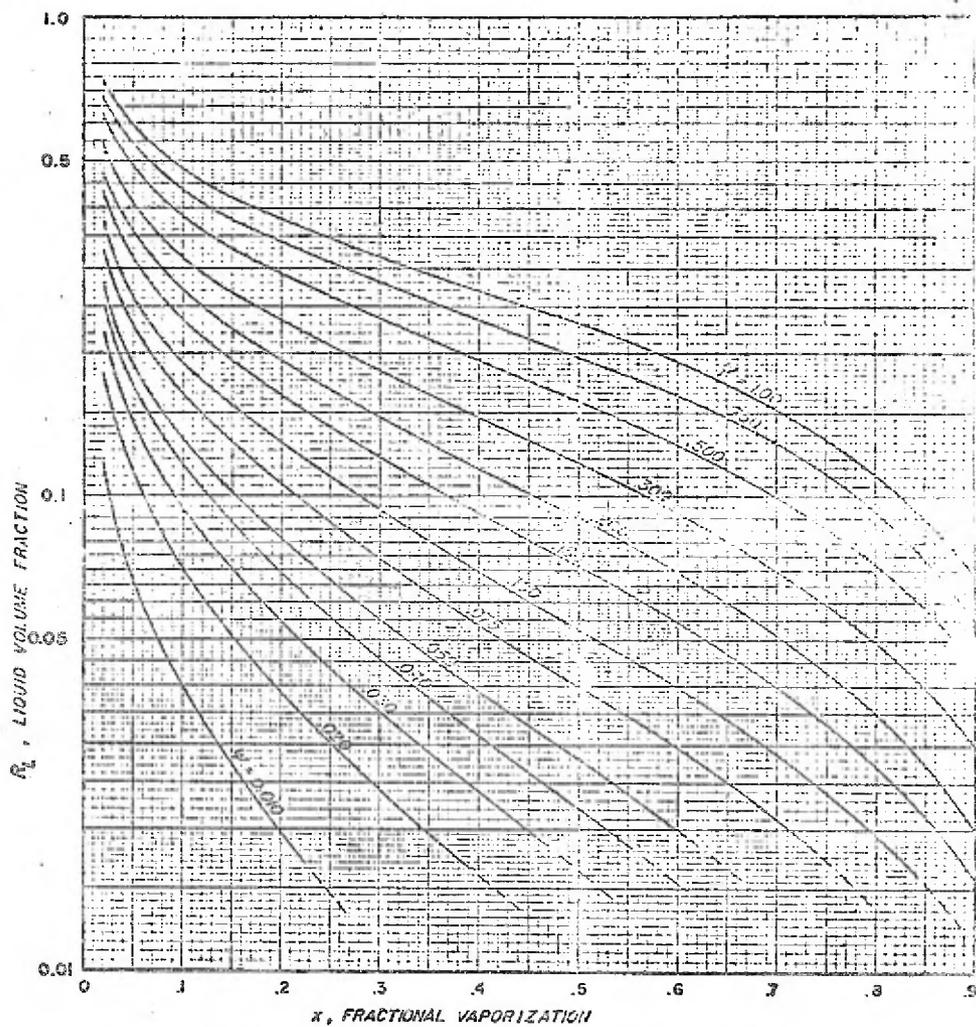
Gráfica 7. Curva de transferencia de calor para el lado de la coraza con haz de tubos con deflectores segmentados 25%



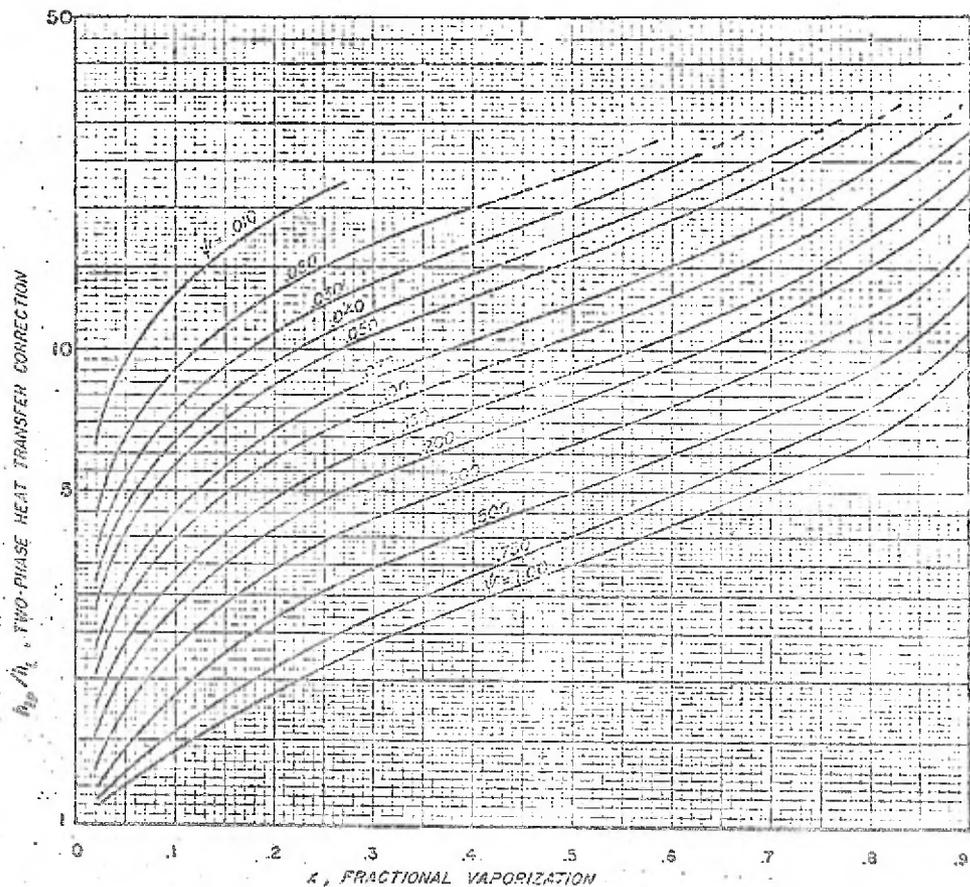
Gráfica 11. Factores de fricción para acero comercial limpio y fierro corrugado, para tuberías



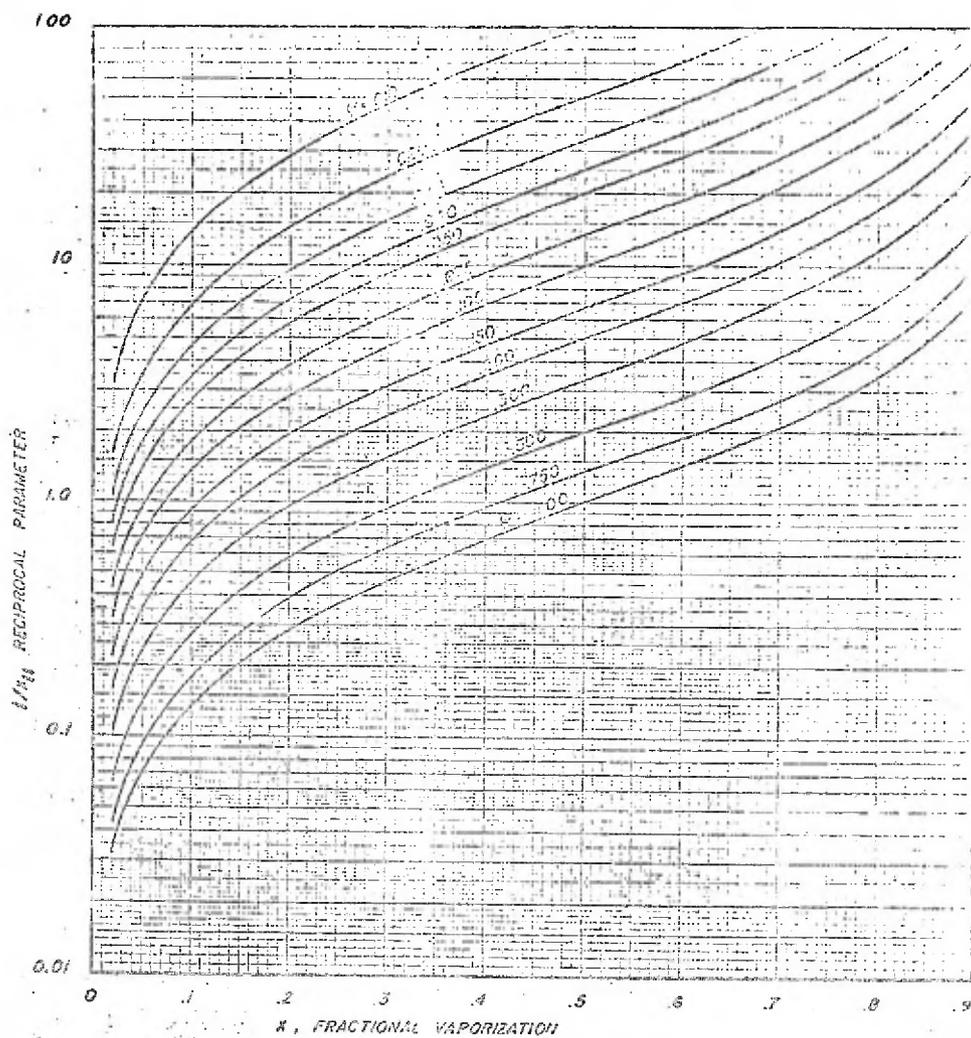
Gráfica 12. Pérdidas unitarias para flujo disperso



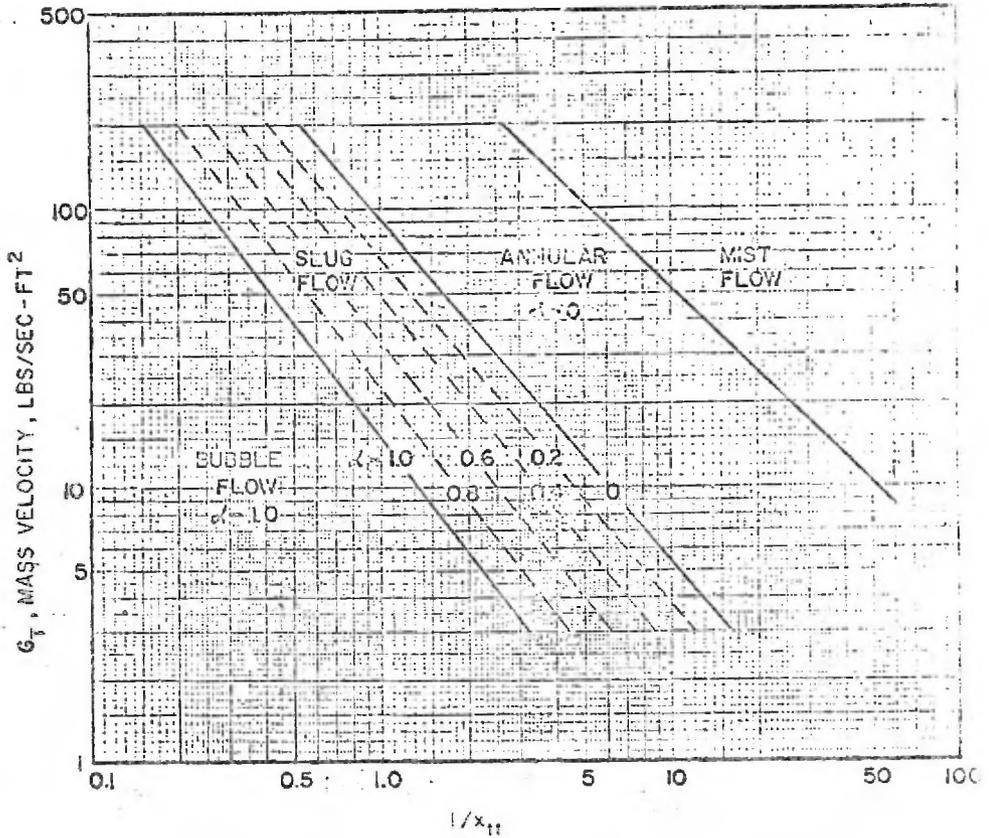
Gráfica 13. Cálculo de la fracción volumétrica del líquido R_L

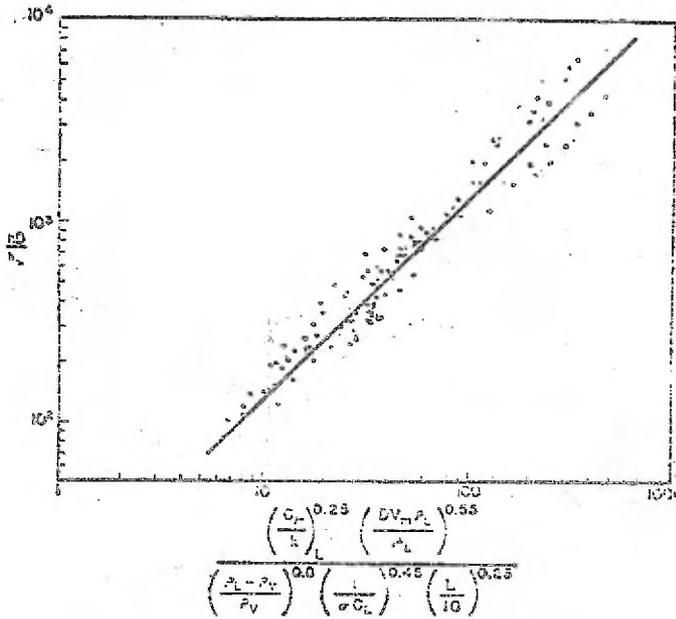


Gráfica 15. Correcciones para transferencia de calor a dos-fases

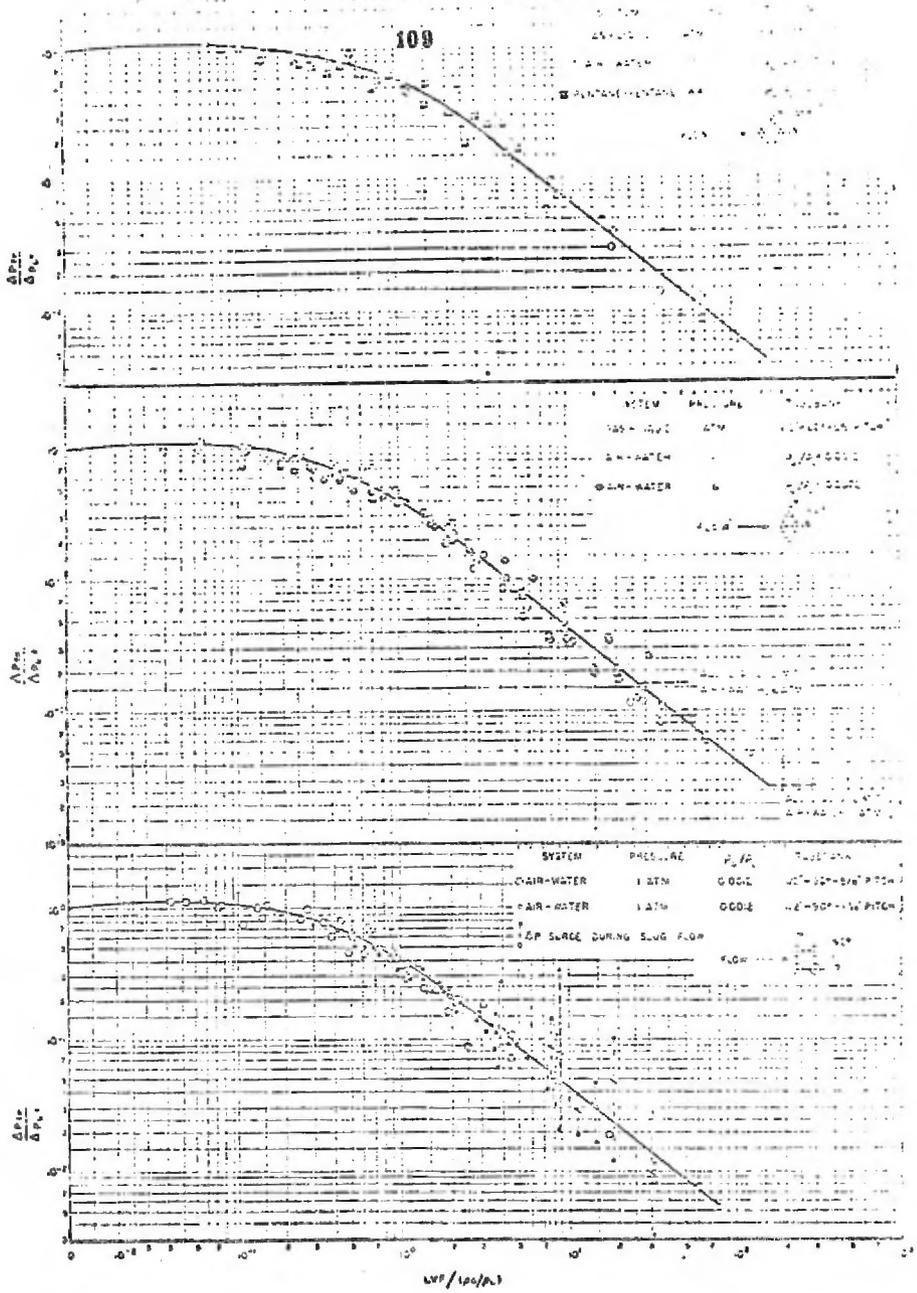


Gráfica 16. Correlación para el parámetro K_{tt}

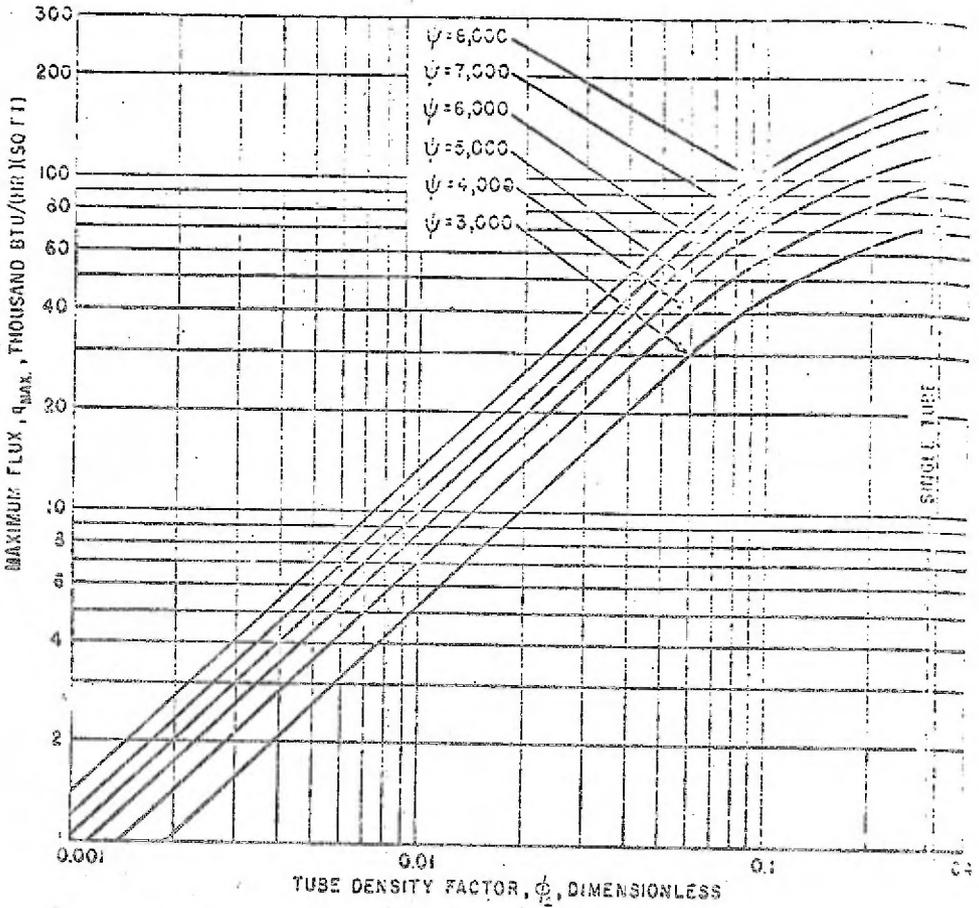
Gráfica 17. Diseño para valores de ∞



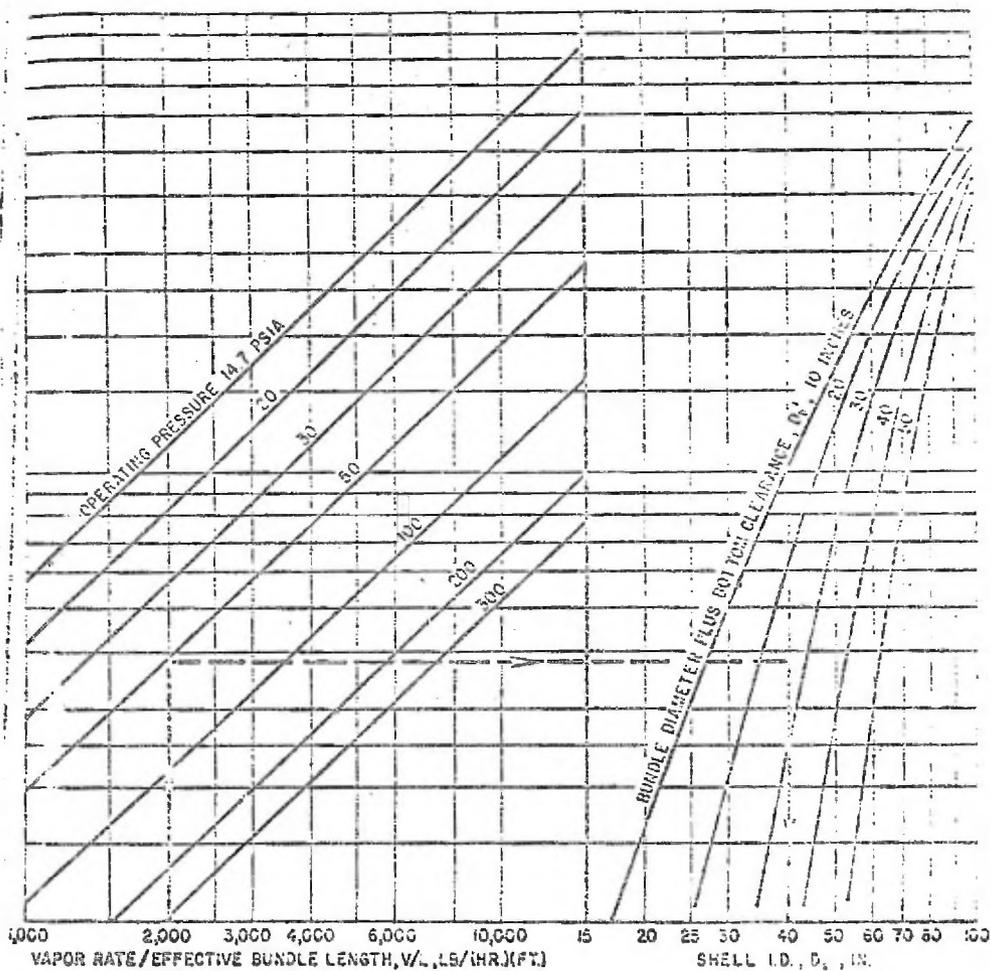
Gráfica 18. Correlación para los coeficientes de película de ebullición nucleada .



Gráfica 19. Correlaciones para la caída de presión a dos-fases en flujo cruzado horizontal turbulento a través de bancos de tubos



Gráfica 20. Cuando se use la estimación de esta curva, un factor de seguridad de 0.7 debe ser usado



Gráfica 21. Correlaciones para el cálculo del diámetro de la coraza en los evaporadores tipo Kettle

TABLA I. VALORES APROXIMADOS DE LOS COEFICIENTES TOTALES PARA DISEÑO. LOS VALORES INCLUYEN UN FACTOR DE OBSTRUCCION TOTAL DE 0.003 Y CAIDA DE PRESION PERMISIBLE DE 5 A 10 LB/PIG² EN LA CORRIENTE QUE CONTROLE

Enfriadores

Fluido caliente	Fluido frío	U_D total
Agua	Agua	250-500*
Metanol	Agua	250-500*
Amoniaco	Agua	250-500*
Soluciones acuosas	Agua	250-500*
Sustancias orgánicas ligeras ¹	Agua	75-150
Sustancias orgánicas medias ²	Agua	50-125
Sustancias orgánicas pesadas ³	Agua	5-75
Casos	Agua	2-50
Agua	Salmuera	100-200
Sustancias orgánicas ligeras	Salmuera	40-100

Calentadores

Fluido caliente	Fluido frío	U_D total
Vapor de agua	Agua	200-700*
Vapor de agua	Metanol	200-700*
Vapor de agua	Amoniaco	200-700*
Vapor de agua	Soluciones acuosas:	
Vapor de agua	menos de 2.0 cp	200-700
Vapor de agua	Más de 2.0 cp	100-500*
Vapor de agua	Sustancias orgánicas ligeras	50-100
Vapor de agua	Sustancias orgánicas medias	100-200
Vapor de agua	Sustancias orgánicas pesadas	6-60
Vapor de agua	Casos	5-50*

Intercambiadores

Fluido caliente	Fluido frío	U_D total
Agua	Agua	250-500*
Soluciones acuosas	Soluciones acuosas	250-500*
Sustancias orgánicas ligeras	Sustancias orgánicas ligeras	40-75
Sustancias orgánicas medias	Sustancias orgánicas medias	20-60
Sustancias orgánicas pesadas	Sustancias orgánicas pesadas	10-40
Sustancias orgánicas pesadas	Sustancias orgánicas ligeras	30-60
Sustancias orgánicas ligeras	Sustancias orgánicas pesadas	10-40

* Las sustancias orgánicas ligeras son fluidos con viscosidades menores de 0.5 centipoises e incluyen benceno, tolueno, acetona, etanol, metil-etil-cetona, gasolina, kerosén y nafta.

² Las sustancias orgánicas medias tienen viscosidades de 0.5 a 1.0 centipoises e incluyen kerosén, strawoll, gasoil caliente, aceite de absorbedor caliente y algunos crudos.

³ Sustancias orgánicas pesadas tienen viscosidades mayores de 1.0 centipoises e incluyen gasoil frío, aceites lubricantes, petróleo combustible, petróleo crudo reducido, brutas y asfaltos.

* Factor de obstrucción 0.001.

* Caída de presión de 20 a 30 lb/ptg².

* Estas tasas están influenciadas grandemente por la presión de operación.

TABLA 2. DATOS DE TUBOS PARA CONDENSADORES
E INTERCAMBIADORES DE CALOR

Tubo DE, plg	SWG	Espesor de la pared,	DI, plg	Área de flujo por tubo, plg ²	Superficie por pie lin. pies ² .		Peso por pie lineal, lb. de acero
					Exterior	Interior	
3/8	12	0.107	0.282	0.0025	0.1369	0.0748	0.453
	14	0.083	0.334	0.0876		0.6574	0.463
	16	0.065	0.370	0.1076		0.6669	0.329
	18	0.049	0.402	0.127		0.1032	0.255
	20	0.033	0.430	0.145		0.1135	0.196
1/2	10	0.134	0.482	0.182	0.1963	0.1263	0.565
	11	0.120	0.510	0.204		0.1335	0.881
	12	0.109	0.532	0.223		0.1343	0.817
	13	0.095	0.550	0.247		0.1466	0.727
	14	0.083	0.581	0.268		0.1529	0.617
	15	0.072	0.605	0.289		0.1587	0.571
	16	0.065	0.629	0.309		0.1623	0.526
	17	0.058	0.634	0.314		0.1660	0.499
	18	0.049	0.652	0.324		0.1707	0.461
3/4	8	0.165	0.670	0.355	0.2618	0.1751	1.01
	9	0.148	0.701	0.389		0.1813	1.47
	10	0.131	0.732	0.421		0.1916	1.35
	11	0.120	0.760	0.455		0.1940	1.28
	12	0.109	0.782	0.479		0.2048	1.14
	13	0.095	0.810	0.515		0.2121	1.00
	14	0.083	0.831	0.546		0.2183	0.850
	15	0.072	0.856	0.575		0.2241	0.781
	16	0.065	0.879	0.591		0.2277	0.710
	17	0.058	0.881	0.613		0.2314	0.639
18	0.049	0.902	0.639	0.2361	0.545		
1 1/4	8	0.165	0.920	0.665	0.3271	0.2400	2.09
	9	0.148	0.954	0.714		0.2498	1.81
	10	0.131	0.982	0.757		0.2572	1.73
	11	0.120	1.01	0.800		0.2644	1.58
	12	0.109	1.03	0.836		0.2701	1.45
	13	0.095	1.06	0.881		0.2775	1.28
	14	0.083	1.08	0.923		0.2839	1.13
	15	0.072	1.11	0.969		0.2896	0.991
	16	0.065	1.12	0.985		0.2932	0.900
	17	0.058	1.13	1.01		0.2969	0.808
18	0.049	1.15	1.01	0.3015	0.688		
1 3/4	8	0.165	1.17	1.075	0.3925	0.3063	2.57
	9	0.148	1.20	1.14		0.3132	2.31
	10	0.131	1.23	1.19		0.3225	2.14
	11	0.120	1.26	1.25		0.3290	1.98
	12	0.109	1.28	1.29		0.3355	1.77
	13	0.095	1.31	1.35		0.3430	1.59
	14	0.083	1.35	1.40		0.3492	1.37
	15	0.072	1.36	1.44		0.3555	1.20
	16	0.065	1.37	1.47		0.3587	1.00
	17	0.058	1.38	1.50		0.3623	0.978
18	0.049	1.40	1.54	0.3679	0.831		

TABLA 3. DISPOSICION DE LOS ESPEJOS DE TUBOS (CUENTA DE TUBOS). ARREGLO EN CUADRO

Tubos de $\frac{3}{4}$ " DE, arreglo en cuadro de 1 pig						Tubos de 1" DE, arreglo en cuadro de $\frac{1}{4}$ pig					
Coraza Di, pig	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P	Coraza Di, pig	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P
8	32	26	20	20		8	21	16	14		
10	52	52	40	36		10	32	32	26	24	
12	61	76	68	68	66	12	48	45	40	38	36
13 $\frac{1}{2}$	97	90	82	76	70	13 $\frac{1}{2}$	61	56	52	48	44
15 $\frac{1}{2}$	137	124	116	108	108	15 $\frac{1}{2}$	81	76	68	68	64
17 $\frac{1}{2}$	177	166	158	150	142	17 $\frac{1}{2}$	112	112	96	90	82
19 $\frac{1}{2}$	224	220	204	192	188	19 $\frac{1}{2}$	138	132	128	122	116
21 $\frac{1}{2}$	277	270	246	240	234	21 $\frac{1}{2}$	177	166	158	152	148
23 $\frac{1}{2}$	341	324	308	302	292	23 $\frac{1}{2}$	213	208	192	184	184
25	413	394	370	356	346	25	260	252	238	226	222
27	481	460	432	420	408	27	300	288	278	265	260
29	553	526	480	468	456	29	341	326	300	294	286
31	657	640	600	580	560	31	406	398	350	368	358
33	740	718	688	676	648	33	465	460	432	420	414
35	843	824	780	766	748	35	522	518	488	484	472
37	934	914	886	866	838	37	596	574	562	544	532
39	1040	1024	982	968	948	39	665	644	624	612	600

Tubos de $\frac{1}{2}$ " DE, arreglo en cuadro de $\frac{1}{16}$ pig					Tubos de $\frac{1}{2}$ " DE, arreglo en cuadro de $\frac{1}{8}$ pig					
10	16	12	10		10	16	16	12	12	
12	30	24	22	16	16	12	22	22	16	16
13 $\frac{1}{2}$	32	30	30	22	22	13 $\frac{1}{2}$	22	22	16	16
15 $\frac{1}{2}$	44	40	37	35	31	15 $\frac{1}{2}$	29	29	25	24
17 $\frac{1}{2}$	56	53	51	48	44	17 $\frac{1}{2}$	39	39	34	32
19 $\frac{1}{2}$	78	73	71	64	56	19 $\frac{1}{2}$	50	48	45	43
21 $\frac{1}{2}$	90	90	86	82	78	21 $\frac{1}{2}$	62	60	57	54
23 $\frac{1}{2}$	117	112	100	102	96	23 $\frac{1}{2}$	78	74	70	66
25	140	135	127	123	115	25	94	90	86	81
27	166	160	151	146	140	27	112	108	102	98
29	193	188	178	174	166	29	131	127	120	116
31	226	220	200	202	193	31	151	146	141	138
33	258	252	244	238	226	33	176	170	164	160
35	293	287	279	265	258	35	202	196	188	182
37	331	322	311	301	293	37	224	220	217	210
39	370	362	348	342	336	39	252	246	237	230

TABLA 3. DISPOSICION DE LOS ESPEJOS DE TUBOS (CUENTA DE TUBOS. (Continúa). ARREGLO TRIANGULAR

Tubos de $\frac{3}{4}$ " DE, arreglo triangular de $\frac{15}{16}$ plg						Tubos de $\frac{3}{4}$ " DE, arreglo triangular de 1 plg					
Coraza Di, plg	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P	Coraza Di, plg	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P
8	36	32	26	24	18	8	37	30	24	21	
10	62	56	47	42	30	10	61	52	46	36	
12	109	98	86	82	78	12	102	92	76	74	70
13 $\frac{1}{2}$	127	114	96	90	86	13 $\frac{1}{2}$	109	105	86	82	74
15 $\frac{1}{2}$	170	160	140	136	128	15 $\frac{1}{2}$	151	138	122	118	110
17 $\frac{1}{2}$	239	221	191	188	178	17 $\frac{1}{2}$	203	196	175	172	166
19 $\frac{1}{2}$	301	282	252	247	234	19 $\frac{1}{2}$	262	250	226	216	210
21 $\frac{1}{2}$	361	342	314	306	290	21 $\frac{1}{2}$	316	302	278	272	265
23 $\frac{1}{2}$	412	420	386	378	364	23 $\frac{1}{2}$	351	376	332	312	328
25	532	505	468	449	434	25	470	452	422	394	382
27	637	602	540	536	524	27	589	551	585	474	467
29	721	692	640	620	594	29	630	604	556	538	508
31	817	822	766	722	720	31	715	728	678	666	610
33	974	938	878	832	826	33	836	830	774	769	732
35	1102	1068	1004	988	968	35	970	958	882	864	818
37	1210	1200	1141	1104	1072	37	1074	1044	1012	984	870
39	1377	1340	1268	1248	1212	39	1266	1176	1128	1100	1078
Tubos de 1" DE, arreglo triangular de $\frac{1}{2}$ plg						Tubos de $1\frac{1}{4}$ " DE, arreglo triangular de $\frac{19}{16}$ plg					
8	21	16	16	14		10	20	18	14		
10	32	32	26	24		12	32	30	26	22	20
12	55	52	48	46	44	13 $\frac{1}{2}$	38	36	32	28	24
13 $\frac{1}{2}$	68	66	58	54	50	15 $\frac{1}{2}$	51	51	45	42	35
15 $\frac{1}{2}$	91	86	80	74	72	17 $\frac{1}{2}$	69	66	62	58	51
17 $\frac{1}{2}$	131	118	106	101	91	19 $\frac{1}{2}$	95	91	86	78	69
19 $\frac{1}{2}$	163	152	140	136	128	21 $\frac{1}{2}$	117	112	105	104	96
21 $\frac{1}{2}$	211	232	212	212	202	23 $\frac{1}{2}$	140	136	130	123	117
23 $\frac{1}{2}$	244	282	256	252	242	25	170	164	155	150	140
25	319	321	302	296	286	27	202	196	185	179	170
27	377	376	338	334	316	29	235	228	217	212	202
29	472	451	430	424	400	31	275	270	255	245	235
31	538	522	486	470	454	33	315	303	297	288	275
33	608	592	562	546	532	35	357	348	335	327	315
35	674	661	632	614	598	37	407	390	380	374	357
37	766	736	700	688	672	39	449	436	425	419	407
Tubos de $1\frac{1}{2}$ " DE, arreglo triangular de $\frac{1}{2}$ plg											
12	18	14	14	12	12						
13 $\frac{1}{2}$	27	22	18	16	14						
15 $\frac{1}{2}$	36	34	32	30	27						
17 $\frac{1}{2}$	48	44	42	38	36						
19 $\frac{1}{2}$	61	58	55	51	48						
21 $\frac{1}{2}$	76	72	70	66	61						
23 $\frac{1}{2}$	95	91	86	80	76						
25	115	110	105	98	95						
27	136	131	125	118	115						
29	160	151	147	141	136						
31	181	177	172	165	160						
33	213	206	200	193	181						
35	246	238	230	220	215						
37	273	268	261	252	246						
39	307	299	290	281	275						

CAPITULO - VI

VI.1 - INTRODUCCION

En este capítulo se pretende mostrar los resultados obtenidos durante el desarrollo de la tesis añadiendo el costo de los equipos calculados, junto con figuras que los representen, según el código T.E.M.A.

NOMENCLATURA INTERCAMBIADORES DE CALOR

PARTE FRONTAL (I)TIPOS CABEZA ESTACIONARIA

- A Cubierta y canal removible
- B Cubierta integral
- C Canal integral con espejo, cubierta removible
- C.a Haz de tubos removible únicamente
- C.b Espejo fijo solamente
- D Cierre especial para alta presión

TIPOS DE CORAZA (II)

- E Un paso en la coraza
- F Dos pasos en la coraza, con mampara longitudinal
- G Flujo separado
- H Doble flujo separado
- J Flujo dividido
- K Reervidor tipo marmita

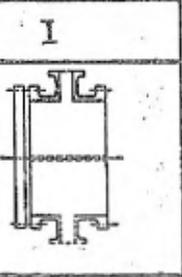
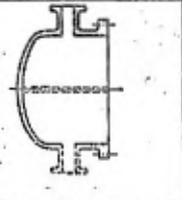
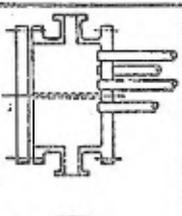
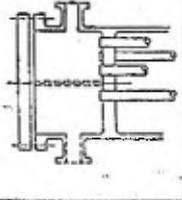
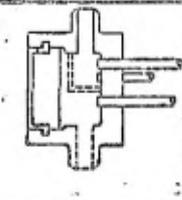
PARTE POSTERIOR (III)

TIPOS DE CABEZA

- L Espejo fijo como A, cabeza estacionaria
- M Espejo fijo como B, cabeza estacionaria
- N Espejo fijo como C, cabeza estacionaria
- P Cabeza flotante con empaque externo
- S Cabeza flotante reforzada
- T Cabeza flotante deslizante
- U Haz de tubos en U
- W Espejo flotante empacado con anillos

* Ver figuras hoja siguiente

A continuación se presenta la tabla de resultados, en la cual se indican las características más importantes de los equipos.

	I	II	III
A		E	L
B		F	M
C		G	N
		H	P
D		J	S
		K	T
			U
			W

VI.2 HOJA DE RESULTADOS

2 EN SERIE	1	1.	1
Intercambiador de Calor	Evaporador Tipo Ter- mosifón Horizontal	Evaporador Tipo Marmita (Kettle)	Evaporador Tipo Ter- mosifón Vertical
AES o AET	BHU	BKU	BHU
80,000,000	80,000,000	80,000,000	80,000,000
6,736	4,900	5,300	4,900
A-199-T5 314	A-199-T5 314	A-199-T5 314	A-199-T5 314
Residuo "TAV" Petróleo Crudo	Residuo "TAV" Agua-Vapor	Residuo "TAV" Agua-Vapor	Residuo "TAV" Agua-Vapor
1 48	1 55	1 70	1 50
24 28	16 20	16 20	16 20
1072	1170	1260	1170

VI.3 - CONCLUSIONES

La finalidad al analizar diferentes alternativas fue la de encontrar la magnitud en cuanto al costo fijo para cada una de ellas y posteriormente en base única y exclusivamente a estos resultados, tomar una decisión.

Las cotizaciones en cuanto al costo fijo de los equipos, fueron proporcionados por el Departamento de Costos de la Subdirección Ingeniería de Proyectos del Instituto Mexicano del Petróleo, por lo que en este trabajo se han tomado como buenos sin ninguna investigación subsecuente.

En base a lo anterior y tomando en cuenta los resultados obtenidos en la Hoja de Resultados, la decisión se inclina en una gran diferencia hacia los intercambiadores evaporadores, y en especial al evaporador tipo marmita, el cual presenta el costo fijo más bajo.

Una decisión definitiva respecto a la alternativa más conveniente requiere de un análisis profundo en cuanto a consideraciones tales como:

- 1o.- Usos que se le den al vapor producido.
- 2o.- Tipo de productos que se quieran obtener para lo que sería necesario estudiar cómo afectaría la disminución de temperatura en el crudo alimentado a las torres.
- 3o.- Espacio disponible, así como equipos adyacentes.
- 4o.- Presupuesto de que se dispone para modificación de planta, etc.

CAPITULO - VII

VII.-BIBLIOGRAFIA

- 1.- Anderson, R. J. and Rusell, T. W. F.
"Designing for Two-Phase Flow", Part I
Chem. Eng. (New York), 139-44 (Dec. 6, 1965)
- 2.- Anderson, R. J. and Rusell, T. W. F.
"Designing for Two-Phase Flow", Part II
Chem. Eng. (New York), 99-104 (Dec. 20, 1965)
- 3.- Anderson, R. J. and Rusell, T. W. F.
"Designing for Two-Phase Flow", Part III
Chem. Eng. (New York) 87-90 (Jan. 3, 1966)
- 4.- American Society Mechanical Engineering (ASME)
- 5.- Beaver P. R. and Hughmark G. A.
"Heat Transfer Coefficients and Circulation
Rates for Thermosiphon Reboilers"
AIChE Journal, 14(5), 746-749 (Sep. 1968)
- 6.- Catálogo Crane No. 410, Crane Co.
- 7.- Diehl, J. E., Unruh, C. H.
"Two-Phase Pressure Drop for Horizontal
Crossflow Through Tubebanks"
Pet. Ref., 37 (10), 124-128 (Oct. 1968)
- 8.- Fair, J. R.
"What you Need to Design Thermosiphon Reboilers"
Petrol. Refiner, 39 (2), 105-123 (Feb. 1960)
- 9.- Fair, J. R.
"Vaporizer and Reboiler Design", Part I
Chem. Eng. (New York), 70 (14), 119-124 (July 8, 1963)
- 10.- Fair, J. R. *ibid.*, Part II
(16), 101-104 (Aug. 5, 1963)
- 11.- Hughmark G. A.
"Designing Thermosiphon Reboilers"
Chem. Eng. Progr., 57 (7), 43-47 (July 1961)
- 12.- Hughmark G. A.
ibid., 65 (7), 67-70 (July 1969)

- 13.- Hugh R. McKea
Industrial and Engineering Chemistry 62 (12),
76-82 (Dec. 1970)
- 14.- IMP Refiner
Seminario de Ingeniería Mecánica Patrolera
Cambiadores de Calor
Quinta Mesa Redonda 6-7 Abril 1971-1972
- 15.- Jacobs J. K.
"Reboiler Selection Simplified"
Pet. Ref., 40 (7), 190-196 (July 1961)
- 16.- Keenan, J. H., and Keyes F. G.
"Thermodynamic Properties of Steam",
Wiley First Edition (1966)
- 17.- Kern, Donald
Process Heat Transfer, Mc-Graw-Hill (1950)
- 18.- Kern, Robert
"How to Size Process Piping for Two-Phase Flow"
Hydrocarbon Processing 105-116 (Oct. 1969)
- 19.- Kern, Robert
"Thermosiphon Reboiler Piping Simplified"
Hydrocarbon Processing 47 (12), 118-123 (Dec. 1968)
- 20.- Lee, D. C. and Dorsey J. W.
"Design Data for Thermosiphon Reboilers"
Chem. Eng. prog. 52 (4) 160-164 (April 1956)
- 21.- Lord R. C., Minton P.E. and Slusser R. P.
"Heat Exchanger Design"
Chem. Eng. 96-118 (Jan 26, 1970)
- 22.- McAdams W. H.
"Heat Transmission"
3rd. edition McGraw-Hill New York (1954)
- 23.- Palen, W. and Small W. M.
"New Way to Design Kettle and Internal Reboilers"
Hydrocarbon Processing 43 (11), 199-208 (Nov. 1964)
- 24.- Perrey J. H.
"Chemical Engineer's Handbook", 4th. edition
- 25.- Tubular Exchangers Manufacturers Assn. (TEMA)