

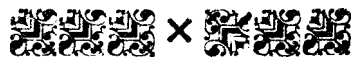


D-19835



T
621.4028
CAR

Escuela Superior Politécnica del Litoral
FACULTAD DE INGENIERIA EN MECANICA Y CIENCIAS DE LA
PRODUCCION



“Diseño de un Sistema de Enfriamiento
de Aceite Térmico para Elaboración de
Grasas”

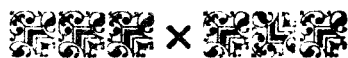
TESIS DE GRADO

Previa a la Obtención del Título de:

INGENIERO MECANICO

Presentada por:

ALI YOLANDA CARDENAS MACIAS



Guayaquil - Ecuador

1999

AGRADECIMIENTO

A mi familia por el apoyo brindado durante estos años.

Al Ing. Manuel Helguero, Director de Tesis, por su ayuda y paciencia.

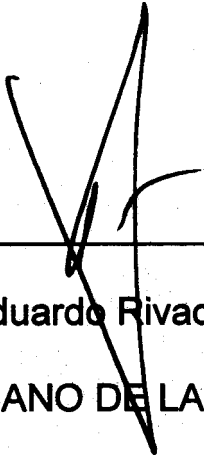
A mis amigos incondicionales y a cada una de las personas que de una u otra manera ayudaron a la realización de este proyecto.

DEDICATORIA

CON AMOR

A PACO

TRIBUNAL DE GRADUACION



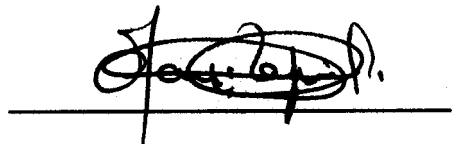
Ing. Eduardo Rivadeneira P.
DECANO DE LA FIMCP



Ing. Manuel Helguero G.
DIRECTOR DE TESIS



Ing. Edmundo Villacis M.
VOCAL



Ing. Marcos Tapia Q.
VOCAL

DECLARACION EXPRESA

“La declaración expresa del contenido de esta Tesis de Grado, me corresponde exclusivamente; y el patrimonio intelectual de la misma a la ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL”

(Reglamento de Graduación de la ESPOL)



Ali Y. Cárdenas M.

RESUMEN

Para desarrollar el tema “DISEÑO DE UN SISTEMA DE ENFRIAMIENTO DE ACEITE TERMICO PARA ELABORACION DE GRASAS”, se ha dividido este trabajo en seis capitulos.

El primer capitulo, da a conocer un poco sobre lo que es el aceite termico, características y propiedades, y sobre que son las grasas minerales asi como su elaboración y una breve descripción de los elementos que componen este proceso. Tambien indica y explica como se realiza la transferencia de calor y los análisis sobre los que debemos basarnos para desarrollar este tema.

En el Segundo capitulo, se hace hincapie en los elementos basicos que involucran el sistema de enfriamiento, empezando por la factibilidad y justificación de este sistema. Luego se sigue con una descripción del sistema terminando con el diseño de forma de dicho sistema. En este capitulo se señala todos los datos que han sido dados para diseñar este sistema, como son las temperaturas requeridas en los fluidos.

El tercer y cuarto capitulo ya esta dedicado exclusivamente a los calculos para el diseño de los dos elementos primordiales del sistema de enfriamiento como son el intercambiador y la torre de enfriamiento. Primero analizando los parametros en funcion de la transferencia de calor para el intercambiador y

en el análisis de los requerimientos y condiciones de proceso para la torre de enfriamiento. Siguiendo con el cálculo del número de tubos que requerirá el intercambiador para determinada cantidad de calor y área de transferencia. Se realizan los cálculos respectivos para seleccionar las bombas a utilizarse en el sistema, así también como una selección de instrumentos y accesorios para este diseño.

En el capítulo cinco se hace el diseño de fabricación, esto es traduciendo las características y dimensiones antes obtenidas (capítulo 3 y 4) para construir una unidad a bajo costo. Aquí se explica paso a paso como lograr eficientemente la fabricación del sistema especificando el tiempo de fabricación de cada uno de estos pasos, logrando así un proceso para el control de calidad.

El último capítulo está dedicado al análisis de costo requerido para este sistema, tanto los costos de fabricación como los costos de operación anuales.

Finalmente se dan las conclusiones así como las respectivas recomendaciones, también se indica las figuras, tablas, símbolos y bibliografía que se han utilizado en el desarrollo de este tema.

INDICE GENERAL

	Pág.
RESUMEN.....	I
INDICE GENERAL.....	II
ABREVIATURAS.....	IV
SIMBOLOGIA.....	V
INDICE DE FIGURAS.....	IX
INDICE DE TABLAS.....	X
INTRODUCCION.....	1
I. GENERALIDADES.....	2
1.1. Aceites y Grasas Minerales.....	2
1.2. Descripción del Proceso de Elaboración de Grasas.....	9
1.3. Sistema de Transferencia de Calor.....	11
II. ELEMENTOS CONSTITUTIVOS INVOLUCRADOS EN EL	
SISTEMA DE ENFRIAMIENTO.....	16
2.1. Factibilidad y Justificación.....	16
2.2. Descripción del Sistema.....	18

2.3. Diseño de Forma del Sistema.....	40
III. DISEÑO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR.....	45
3.1. Analisis de Parametros en Funcion de la Transferencia de Calor Necesaria.....	45
3.2. Calculo del Numero de Tubos del Intercambiador para Producir la Transferencia de Calor.....	53
3.3. Cálculo y Seleccin de Bombas.....	68
3.4. Seleccin de Instrumentación.....	71
3.5. Seleccin de Accesorios.....	72
IV. DISEÑO DE LA TORRE DE ENFRIAMIENTO.....	74
4.1. Analisis de los Requerimientos de la Torre de Enfriamiento....	74
4.2. Condiciones de Proceso para la Torre de Enfriamiento.....	84
V. CONSTRUCCION Y PROGRAMACION DE LA CONSTRUCCION.....	90
5.1. Diseño del Proceso de Fabricación.....	91
5.2. Procesos de Control de Calidad.....	94
5.3. Diagrama Pert de Construcción.....	97
VI. ANALISIS DE COSTOS.....	101

VII.	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	108
------	-------------------------------------	-----

APENDICE

BIBLIOGRAFIA

ABREVIATURAS

\$	Dolares
Btu	Energia calorifica
cp	Centipoise
Gpm	Galones por minuto
h	Hora
Lbs, lb	Libras, libra
m	Metro
mm	Milimetro
°F	Grados Fahrenheit
plg	Pulgada
s, seg.	Segundos
min	minutos
kw	Kilo vatios
HP	Caballos de fuerza

SIMBOLOGIA

SIMB.	DESCRIPCION	UNIDADES
μ	Viscosidad, centipoise x 2.42	lb/pie h
μ_w	Viscosidad a la temperatura de la pared del tubo, centipoise x 2.42	lb/pie h
P	Densidad	lb/pie ³
P_s	Densidad estandar del aire	Lb/pie ³
θ	Tiempo	Años (h)
ϕ	Razon de viscosidad $(\mu/\mu_w)^{0.14}$, adimensional	
$\Delta P_T, \Delta P_t, \Delta P_r$	Caidas de presiones totales, lado de los tubos y de retorno	Lb/plg ²
ΔT_m	Diferencia de temperatura promedio	°F
A	Superficie de transferencia de calor	pie ² , m ²
a	Superficie de empaque o relleno	pies ² /pie ³
a''	Superficie externa por pie lineal	pies
a_s	Area de flujo	pie ²
B	Espaciado de los deflectores	plg
C	Calor especifico del fluido caliente	Btu/lb°F
c	Calor especifico del fluido	Btu/lb _m °F
C'	Sección libre entre tubos	plg
C_E	Costo de construcción total de la torre	dolares
C_F	Cargos fijos anuales	Dólares/pie ²

C_T	Costo total de operacion anual	Dólares/año
C_W	Costo del agua	Dólares/lb
D, D.I.	Diametro interior de los tubos	pies
D.E.	Diametro exterior de los tubos	plg
D_e	Diametro equivalente de los tubos	pies
D_s	Diametro interno de la coraza	pies
e	Eficiencia, adimensional	
f	Factor de friccion, adimensional	
F_C	Fracción calorifica, adimensional	
F_T	Factor de diferencia de temperatura, adimensional	
G	Masa velocidad	Lb/h pie
g'	Aceleracion de la gravedad	pie/s ²
G^s	Velocidad masa de aire	Lb/h pie ²
$G_{smín}$	Velocidad masa de aire mínimo	Lb/h pie ²
h, h_i , h_o	Coeficiente de transferencia de calor en forma general, fluido interior y fluido exterior	Btu/h pie ² °F
H_f	Carga hidraulica por fricción	pies de H ₂ O
H_s	Carga hidraulica estatica	pies de H ₂ O
H_T	Carga hidraulica total	pies de H ₂ O
H', H	Entalpia del gas, entalpia de saturación del gas	Btu/lb aire seco
h_{io}	Valor de h_i cuando se refiere al diametro exterior del tubo	Btu/h pie ² °F
j_H	Factor de transferencia de calor, adimensional	
k	Conductividad termica	Btu/h pie ² (°F/pie)

K	Coeficiente de resistencia en accesorios, adimensional	
K_C	Constante calorica, adimensional	
k_y	Coeficiente total de transferencia de masa	Lb/h pie ² (lb/lb)
L	Longitud del tubo	pies
L'	Carga liquida	Lb/h pie ²
L_T	Longitud total	pies
M	Agua de compensación	
MLDT	Media logaritmica de la diferencia de temperatura	°F
N	Numero de deflectores	
n	Numero de pasos en los tubos	
N_T	Numero de tubos	
pcm	Volumen de aire por minuto	Pie ³ /min
P_t	Espaciado de tubos	plg
Q	Flujo de calor	Btu/h
R	Grupo de temperatura, adimensional	
R_d	Factor de obstrucción combinado	h pie ² °F/Btu
RDA	Relación de densidad, adimensional	
S	Grupo de temperatura, adimensional	
s	Gravedad especifica	
T, T₁, T₂	Temperatura en general, entrada y salida del fluido caliente	°F
t₁, t₂	Temperatura de entrada y salida del fluido frio	°F
T_m	Temperatura promedio del fluido caliente	°F

t_m	Temperatura promedio del fluido frio	$^{\circ}\text{F}$
t_M	Temperatura del agua de compensacion	$^{\circ}\text{F}$
t_w, t_{bh}	Temperatura del bulbo humedo	$^{\circ}\text{F}$
U, U_c, U_D	Coeficiente total de transferencia de calor, coeficiente limpio, coeficiente de diseño	$\text{Btu/h pie}^2 \text{ }^{\circ}\text{F}$
v	Velocidad del aire	pie^3/lb
V	Velocidad	pie/s
V	volumen	pie^3
W_{ac}	Peso del flujo de aceite	lb/hr
W_{ag}	Peso del flujo de agua	lb/hr
Y', Y	Humedad del gas, humedad de saturación del gas	lb/lb
Z	Altura	pie

INDICE DE FIGURAS

	Pag.
Figura 2.1. Arreglo de Tubos para Intercambiador.....	22
Figura 2.2. Deflector Segmentado al 25%.....	23
Figura 2.3 Deflectores de Disco _Corona y de Orificio.....	24
Figura 2.4. Torre de Enfriamiento Atmosferica.....	29
Figura 2.5 Torre de Enfriamiento de Tiro Natural.....	30
Figura 2.6 Torre de Enfriamiento de Tiro Forzado.....	32
Figura 2.7 Torre de Enfriamiento de Tiro Inducido.....	33
Figura 4.1 Curva de Equilibrio.....	76
Figura 4.2 Diagrama de flujo.....	80
Figura 5.1 Diagrama Pert de Construcción y Montaje.....	99

INDICE DE TABLAS

		Pag.
TABLA I.	Acción y Tipo de Intercambiador.....	18
TABLA II	Escala de Presion y U para tipos de Intercambiador...	47
TABLA III	Tolerancia de entrada del Intercambiador.....	73
TABLA IV.	Entalpias Y humedades para mezclas de aire _agua a 14.7 Lbs/plg ²	77
TABLA V	Caracteristicas de Humidificación.....	78
TABLA VI	Porcentaje de Agua a Purgarse.....	83
TABLA VII	Flujo de Agua a Purgarse.....	84
TABLA VIII	Valores de Entalpia para Calcular el k_{ya}	86
TABLA IX	Red Pert de Construcción y Montaje.....	99
TABLA X	Costos de Fabricación y Montaje	102

INTRODUCCION

Este tema tiene como objetivo desarrollar el disetio de un Sistema de enfriamiento basandose en las necesidades de transferencia de calor en un proceso de elaboracion de grasas.

El sistema de enfriamiento de aceite termico consta de dos elementos principales que son el intercambiador del aceite termico y la torre de enfriamiento. ¿Por que estos elementos? El aceite termico dentro del proceso de elaboracion de grasas es el elemento que sirve para enfriar la mezcla que originan las grasas, la mezcla esta a una temperatura que la mantiene liquida y para ser convertida a solida hay que enfriarla. Como el aceite es demasiado costoso para desecharlo cuando ya ha realizado su funcion necesitamos volverlo a enfriar para usarlo de nuevo, para ello utilizamos un intercambiador de calor que utiliza como enfriador el agua. Como el aceite, el agua en nuestro medio es un elemento demasiado costoso como para desecharlo asi que lo reutilizamos y para ello utilizamos una torre de enfriamiento que enfria el agua para hacer que fluya nuevamente por el sistema.

Capitulo I

1. GENERALIDADES

1.1. Aceites y Grasas Lubricantes

Este capitulo no solo esta dedicado a conocer un poco mas sobre lo que son las grasas lubricantes y sus componentes en general, tambien hace un pequeño resumen de lo que son los aceites termicos y algunas de sus características y propiedades.

El aceite termico es la base fundamental para construir este sistema de enfriamiento ya que sera el elemento enfriador en el proceso de elaboración de las grasas, luego pasara a ser el elemento caliente al cual deberá hay que enfriar.

1.1.1. Aceite Termico

Los aceites termicos son lubricantes o aceites minerales de alta calidad usados para transferir calor de un fluido caliente operando en sistemas cerrados de tipo indirecto hasta una temperatura de 320°C. A temperaturas altas la presión de vapor es menor que la presión atmosférica. Altas presiones de trabajo en intercambiadores y

tuberías, usadas con fase de vapor en la transferencia de calor con fluidos, son por lo tanto innecesarias.

El aceite termico es un fluido por debajo de los -18°C , así no son necesarias precauciones especiales cuando la planta cierra bajo climas fríos. Si la temperatura sube por arriba de los -18°C ninguna expansión toma lugar cuando el aceite retorna a su forma líquida.

El aceite termico tiene una viscosidad relativamente baja, con buenas temperaturas las características de viscosidad aseguran altos coeficientes de transferencia de calor y propiedades uniformes sobre una gama amplia de temperaturas. Por su baja viscosidad permite un fácil bombeo y una rápida transferencia de calor.

Por su alta estabilidad térmica se evita la oxidación prematura del aceite y se alarga su vida útil, además tiene baja formación de lodos, no es corrosivo, no es tóxico: Debido a sus componentes, solventes, bases de aceite de alta viscosidad e índices parafínicos, se elimina el fenómeno de ruptura molecular por efectos de la alta temperatura. Esto presume que un intercambiador de fluido eficiente, con una buena circulación de bomba, la temperatura sobre su superficie no excederá los 320°C .

Por lo tanto los beneficios de usar aceite térmico en un sistema cerrado de transferencia de calor son:

- Bajo costo
- Alta estabilidad termica
- La temperatura de operación oscila entre los -18°C y los 320°C
- Buena estabilidad de oxidación
- Bajo valor de viscosidad para obtener altos coeficientes de transferencia de calor
- Buena viscosidad a amplias gama de temperatura
- Baja presión de vapor
- No corrosivo
- No toxico

El aceite termico es inofensivo para la salud siempre que sea apropiadamente usado en las aplicaciones recomendadas y se mantengan buenas normas de higiene y seguridad industrial.

La vida de servicio del aceite termico en un sistema depende del diseño y del uso de dicho sistema. Si este es un buen diseño y no esta sujeto a anormales excesos de trabajo la vida puede ser de muchos años.

1.1.2. Grasas Lubricantes

Los lubricantes son los materiales sólidos o líquidos que se utilizan para reducir la fricción entre dos superficies puestas en contacto y que se mueven una respecto a la otra, ya que la fricción causa pérdida de potencia, desgaste y temperatura en el funcionamiento de las máquinas.

Para lubricar, el lubricante tiene que penetrar en los espacios que existen en las partes móviles de las superficies en contacto, estos espacios son llamados claro, lo que significaría que la película lubricante no puede ser mayor que el claro entre las superficies. Por eso debemos seleccionar un lubricante con la viscosidad que me permita una película compatible con el claro de las piezas.

La mayoría de los lubricantes son derivados del petróleo y están ampliamente clasificados de acuerdo a su utilidad. La selección y aplicación de un lubricante está determinada por las necesidades en cada caso.

Las principales funciones de los lubricantes son las siguientes:

1. Reducir la fricción
2. Reducir el desgaste

3. Reducir la temperatura
4. Evitar la corrosión
5. Actuar como aislante eléctrico
6. Actuar como elemento hidráulico
7. Actuar como elemento amortiguador
8. Actuar como elemento sellante
9. Eliminar contaminantes

Las grasas lubricantes son lubricantes sólidos o semisólidos que constan de un agente espesante en un lubricante líquido. Se puede incluir otros ingredientes que proporcionen propiedades especiales. En tales proporciones, el fluido es casi siempre mayor componente. Este líquido es casi siempre aceite lubricante que puede variar en viscosidad y en color.

La tendencia actual es emplear aceites de gran índice de viscosidad para mejorar la función de las grasas en un intervalo mayor de temperaturas. Para aplicaciones especiales, se usan los fluidos lubricantes sintéticos.

Los espesantes se pueden clasificar como tipo jabón y tipo no-jabón, subdividido este último en orgánico e inorgánico. Los jabones

espesantes constan de compuestos Aluminio, Bario, Calcio, Sodio, Plomo, Estroncio y Litio. Se han sugerido jabones de otros metales para este fin, pero algunos de estos, tales como los jabones de cinc, sirven para otros fines, además de para dar cuerpo.

Los componentes menores de las grasas lubricantes pueden ser alguno o todos los siguientes cuerpos; impurezas, introducidas generalmente con las materias primas de fabricación, compuestos que resultan de la reacción de los ingredientes: activos.

Otros aditivos, presentados solos o acompañados con otros, pueden incluir:

- Desactivadores metálicos que tienden a precipitar de la disolución los iones metálicos molestos disueltos o formar complejos solubles inactivos con el metal.
2. Pasivadores metálicos que actúan depositando una película sobre la superficie metálica.
3. Inhibidores de corrosión o herrumbre
4. Aditivos de firmeza de película (más a menudo llamados compuestos de extrema presión) que contienen como ingredientes activos compuestos de cloro, fósforo o azufre, en tal

forma que reaccionan con el acero para producir un revestimiento que impida la soldadura de los metales.

5. Agentes para prevenir el desgaste.
6. Aditivos para provocar comportamiento filamentosos.
7. Agentes reductores de ruidos.

Aunque la anterior no es una lista completa de los aditivos indica alguna de las razones para incluir tales ingredientes en las grasas lubricantes.

Una grasa lubricante satisfactoria será la que se puede poner en el lugar de su aplicación por simple presión y queda en contacto con las superficies que se mueven y no resbalan por acción de la gravedad o de la fuerza centrífuga.

La eficiencia de los espesantes depende del tamaño y forma de la partícula y de las fuerzas de atracción puestas en juego.

El valor de una grasa lubricante en un amplio intervalo de temperaturas depende de la viscosidad real a bajas temperaturas y de la resistencia a deteriorarse a altas temperaturas. La viscosidad

real depende, a su vez del punto de derrame y del índice de viscosidad del fluido empleado.

Las máximas temperaturas a que pueden ser aplicadas las grasas lubricantes estan limitadas por no disponerse de fluidos que resistan temperaturas superiores a 200°C durante periodos prolongados.

La selección y aplicacion de un lubricante esta determinada por la funcion para la cual se la requiere en cada caso.

12. Descripción del Proceso de Elaboración de Grasas

La elaboración de grasas lubricantes es un proceso que consiste en mezclar uno o mas aceites o bases lubricantes con aditivos en proporciones establecidas basandose en una formulacion dada por el fabricante. Existen diferentes tipos de grasas por eso cada una de ellas tiene una formula que debe ser seguida rigurosamente.

Las bases lubricantes son hidrocarburos del petroleo y son completamente mezclables. La mayoría de los aditivos vienen como soluciones en aceite y pueden incorporarse directamente en la mezcla.

La elaboración se realiza en un tanque mezclador de unos 14 m³ de capacidad (ver Apéndice C001), mediante la agitación por impeller y el calentamiento de sus componentes mediante aceite térmico hasta una temperatura entre los 300 y 250°C según el tipo de grasa a elaborarse. Además el mismo aceite se usará como enfriador.

Para elaborar un determinado tipo de aceite la fórmula es enviada desde el laboratorio a la sección de elaboración. La formulación contiene la descripción y cantidad en peso de las bases y aditivos que van a mezclarse, la temperatura hasta la cual debe calentarse, el tiempo que debe permanecer mezclándose una vez alcanzada ya esa temperatura de fórmula hasta que llegue el momento de hacer circular el aceite térmico pero ya frío y enfriar la mezcla.

Se bombean hacia el calentador mezclador (que de aquí se llamará el tanque) (ver Apéndice C001) los aceites bases componentes cuya cantidad es medida mediante flujómetros calibrados, se agregan los aditivos correspondientes y se empiezan a mezclar los componentes bombeando la mezcla. Al mismo tiempo que empieza la agitación se abren las válvulas de los serpentines por donde fluye el aceite térmico caliente y se espera hasta que la mezcla pueda calentarse

hasta la temperatura de formula, una vez alcanzada se cierran las valvulas del aceite termico y se continua con la agitación. Entonces se comienza a sacar muestras de la mezcla cada 10 minutos hasta que tiene las especificaciones previstas. El aceite termico que ha sido enfriado por la mezcla hasta unos a 65 - 70°C pasa al intercambiador de calor para ser enfriado a una temperatura necesaria de unos 38 a 40°C. Cuando el laboratorio da el visto bueno sobre la mezcla se procede a abrir las valvulas para que el aceite termico enfriado a unos de 39°C fluya hasta el tanque de mezcla y la enfrie, terminado este paso el aceite termico comenzara de nuevo su proceso de ser calentado y desde allí volvera a ser bombeado para la próxima mezcla.

Este cambio brusco de temperatura junto con adición de aceite a temperatura ambiente hacen que la mezcla se solidifique.

Cuando el laboratorio da el visto bueno, se transporta la grasa hasta los tanques de almacenamiento para el posterior envasado.

1.3. Sistema de Transferencia de Calor

Existen tres formas diferentes de transferencia de calor: conducción, convección y radiación.

La conducción es la transferencia de calor a través de un material que hace de pared para separar dos fluidos, uno frío y otro caliente.

La convección es la transferencia de calor entre las partes frías y calientes de un fluido por medio de la mezcla.

La radiación es la forma de transferir calor desde un elemento que hace de fuente a otro elemento que hace de receptor.

Aunque en general las aplicaciones de ingeniería utilizan una combinación de dos o tres de las formas.

Las tres formas de transferencia de calor estiman un intercambio en el sistema, es decir que el calor que pierde un cuerpo será absorbido por el otro.

En nuestro sistema de transferencia de calor intervienen dos formas de transferencia, conducción y convección.

En un estos proceso de transferencia de calor van involucradas varias partes que son: la cantidad de calor a transferirse, la

diferencia de temperatura de los cuerpos, la superficie de transferencia, el material de los elementos.

En general la cantidad de calor transferido para la conducción y convección está dado por la ecuación:

$$Q = \kappa A (\Delta t)$$

Donde: A = área de transferencia

Δt = es la diferencia de calor del cuerpo

K = es una constante de transferencia de calor

A la constante de transferencia de calor, K , que en conducción se le llama conductividad térmica, en convección se llama coeficiente de transferencia y se la denota por h .

La conductividad térmica en los sólidos tiene un buen rango de valores y esto depende de si el sólido es un buen conductor o no. Los metales son los mejores conductores. Los sólidos son mejores conductores que los líquidos o gases. La conductividad térmica puede variar con la temperatura.

En la convección, la transferencia de calor se produce por el movimiento del fluido, es convección natural cuando no actúan sobre

el fluido agitaciones mecánicas de lo contrario la convección es forzada.

Una característica importante de los fluidos es la viscosidad, que viene a ser la rapidez de deformación que sufre un fluido en un tiempo determinado.

$$\mu = \frac{M}{Lt}$$

Cuando la viscosidad viene dada en unidades del sistema métrico (poise) se llama viscosidad absoluta, un poise es equivalente a un gramo por centímetro y por segundo, como estos son valores muy grandes es costumbre hablar de centipoise o un centímetro de poise. El valor dado en centipoise puede ser convertido al sistema inglés multiplicándose por 2.42.

En el intercambiador la transferencia de calor es netamente por conducción pero en la torres de enfriamiento aparte de existir convección coexiste una transferencia de masa con un cambio de estado del agua de líquido a vapor llamado vaporización.

La transferencia de masa ocurre cuando se fomenta un movimiento de material entre dos fases o el material se transfiere de una fase a otra mediante una diferencia de presión de vapor.

El principio fundamental en que se basa el enfriamiento del agua por evaporación, es en el que, el agua para transformarse en vapor necesita calor (calor latente de vaporización), cuyo valor es alrededor de 1000 Btu/lb agua evaporada, valor que pone de manifiesto que pequeñas cantidades de agua evaporada, producen altos efectos de enfriamiento. Este calor es tomado principalmente del líquido remanente, lo que produce un descenso de su temperatura.

La evaporación se produce poniendo en contacto directo agua caliente con aire atmosférico ambiente de humedad relativa baja, en dispositivos especiales que varían en complejidad desde piscinas o lagunas abiertas hasta las torres de enfriamiento de tiro mecánico.

Cuando se requiere enfriar rápida y continuamente grandes cantidades de agua, las torres de enfriamiento son las técnicas más ventajosas y su función principal es la de reducir la temperatura del agua circulante a los valores más adecuados, según el tipo de operación que se tenga.

Capitulo 2

2. ELEMENTOS CONSTITUTIVOS INVOLUCRADOS EN EL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO

2.1. Factibilidad y Justificación

Antes de hacer el diseño se hizo un análisis de la factibilidad de construir este sistema en nuestro medio. Consultamos en el mercado si todos los materiales requeridos se encontraban con facilidad tomando en cuenta que los precios no fueran costosos, que a la larga no nos resultara difícil el mantenimiento o la reparación de dicho sistema.

Encontramos que se tienen todos los materiales adecuados para la fabricación y montaje de este sistema, además de existir muchos talleres dedicados a la fabricación total o parcial de estos equipos, lo que nos da facilidad de presupuestar partes que en otros talleres nos resulte un poco mas caros. Además de eso se obtiene un diseño que resulta mas barato que importar uno y sin los consabidos problemas de espera o de garantía.

¿Porque diseñar un nuevo sistema de enfriamiento?

La empresa habia tenido muchos problemas y demoras en la produccion de las grasas, el proceso de elaboraci3n duraba aproximadamente 8 horas y por esto la produccion que se obtenia no era suficiente para abastecer el mercado. Se hizo un an3lisis de cual era el problema y se llego a la conclusion de que el enfriamiento del aceite termico que a su vez enfriaba la mezcla para las grasas no era el adecuado y que se necesitaba un nuevo sistema de enfriamiento pero que siguiera usando aceite termico.

¿Porque un sistema de intercambiador-torre de enfriamiento?

Segun las caracteristicas del intercambiador de calor, vemos que es facil de construir y que para enfriar ciertos tipos de hidrocarburos de petroleo como lo es el aceite termico lo mas adecuado era un intercambiador tubo coraza (Tabla I), usando agua como enfriador del aceite.

El agua es un elemento que si se usa y luego se desecha resultaria muy cara y peor si el agua utilizada es el agua de la ciudad, por ello debemos construir una equipo que nos permita enfriar este l3quido, el mas rapido y barato resulta ser una torre de enfriamiento que nos

permite la reutilización de este líquido y compensa a la larga la construcción de la torre de enfriamiento.

TABLA I: Acción, y Tipo de Intercambiador

ACCION	TIPO
a. Vapor condensado; aceite calentado	Casco y tubo
b. Aire calentado; agua enfriada	Tubos en aire abierto
c. Líquido enfriado; agua calentada	Casco y tubo

2.2. Descripción del Sistema

Existen algunos tipos de intercambiadores dentro de los cuales tenemos algunos como: Intercambiador mezclador de contacto directo, Intercambiadores tubos en trayectoria de fluido en movimiento o abiertos al aire circundante, Intercambiador tipo placa degenerativa o tipo Placa simple, Intercambiadores de doble tubo, y los intercambiadores de tipo cámara y tubo, y dentro de este tipo también existe una variedad. Hablar de todos los tipos de intercambiadores nos llevaría mucho tiempo por eso solo hablaremos del tipo de intercambiador que compete a este diseño, aunque haremos un pequeño resumen de la variedad de intercambiadores de nuestro diseño.

Al igual que en los intercambiadores, en las torres de enfriamiento también existe una clasificación de ellos pero más pequeña, solo que en las torres de enfriamientos existen más partes componentes de ellas que tendremos que analizar, por eso daremos pequeñas explicaciones de cada una de ellas.

2.2.1. Intercambiador de Calor de Tipo Cámara y Tubo

Los cambiadores de calor tipo cámara y tubo como su nombre lo indica consisten en una parte exterior llamada cámara, dentro de la cual se encuentran los tubos, dentro de cada una de estas partes circulan los fluidos, que en nuestro caso serán aceite y agua.

Siempre es necesario conocer las características de cada fluido como son: viscosidad, densidad, el factor de incrustaciones, ya que todos los fluidos en una cantidad mayor o menor dejan incrustaciones en el interior de las cañerías por donde circulan. El agua es un fluido de incrustaciones elevadas. Los fluidos que producen mayores incrustaciones casi siempre se los coloca en los tubos del intercambiador, debido a la facilidad para la limpieza del aparato y de los tubos especialmente. En los intercambiadores que usan agua, el agua siempre deberá ir por los tubos.

Determinando los coeficientes de película para los fluidos se determina el coeficiente global de transmisión de calor, que influye en la misma. El número de tubos se determina de acuerdo con el área necesaria para la transmisión de calor determinada.

Se conocen algunos tipos de intercambiadores de cámara y tubo como son: de cabeza fija, de cabeza flotante, de tubos en U y de tubos concéntricos.

El intercambiador de calor de cabeza fija es el más barato y solamente se lo usa cuando las diferencias de temperaturas son pequeñas y no ocasionan dilataciones en los tubos.

El tipo de cabeza flotante se lo usa cuando hay diferencias de temperatura que puedan provocar dilatación en los tubos y se contrarresta por la cabeza flotante, además permite una fácil limpieza de los tubos.

El cambiador de tubos en U reemplaza generalmente al de cabeza flotante y los fluidos también circulan en contracorriente.

Respecto a la circulación de los fluidos, los intercambiadores pueden ser de paso simple, cuando el recorrido es en una misma dirección y se llama sistema (1-1), el primer numero indica las veces que el fluido pasa por la camara y el segundo numero indica el numero de veces que el fluido pasa por los tubos. Existen diferentes tipos como son: (1-2), (2-4), (4-2), etc.

El diseño de estos intercambiadores de haz tubular y camara exigen un balance muy cuidadoso de varios factores como son: asegurar la maxima velocidad de circulación con la perdida de presion permitida. En los intercambiadores que utilizen agua ya sea como liquido a enfriar o enfriante se debe mantener una velocidad del flujo entre 3 a 4 pie/s, con eso se evita la acumulación de lodos o incrustaciones

La colocación de los tubos dentro de la camara se lo puede hacer de dos maneras: en forma rectangular y en forma triangular (Fig.2.1). La forma cuadrada permite mayores facilidades en la limpieza externa y mantenimiento, además de que se obtienen perdidas de presion pequeñas.

Los tubos mas comunes para la forma cuadrada son los de $\frac{3}{4}$ " con separacion Pitch de 1" y los de 1" con separacion Pitch de $1\frac{1}{4}$.

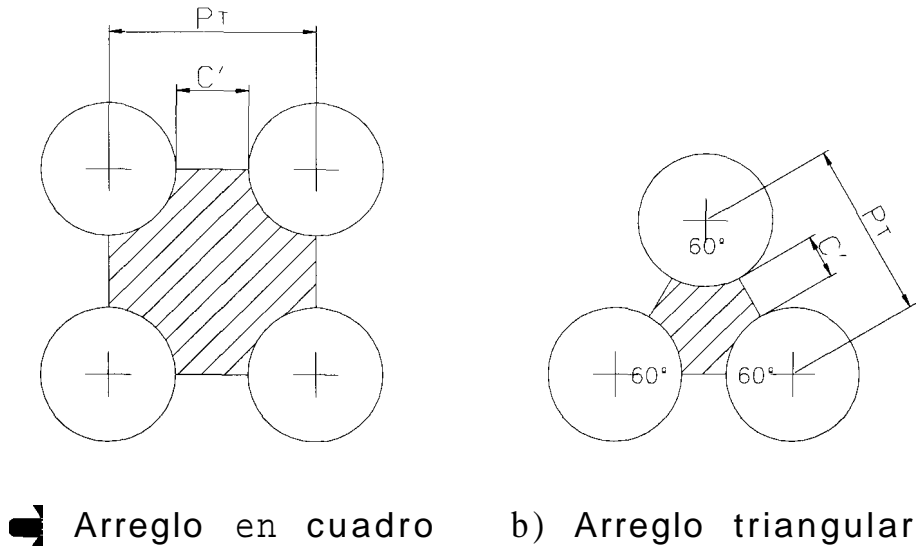


FIGURA 2.1. ARREGLO DE TUBOS PARA INTERCAMBIADOR

La distancia entre los tubos está determinada por el Pitch " P_T " y el tubo clearance " C ". El Pitch es la distancia centro a centro entre los tubos adyacentes y el Clearance es la distancia entre los diámetros externos de los tubos adyacentes.

Los deflectores sirven para sostener los tubos del intercambiador y producir fuertes turbulencias; hay diferentes tipos de deflectores, pero los más comunes son los deflectores segmentados, donde la altura del deflector es el 75% del diámetro interior de la cámara, todos los deflectores están sostenidos por un eje y colocados

alternadamente, es decir, una con la parte recta para abajo y la otra para arriba.

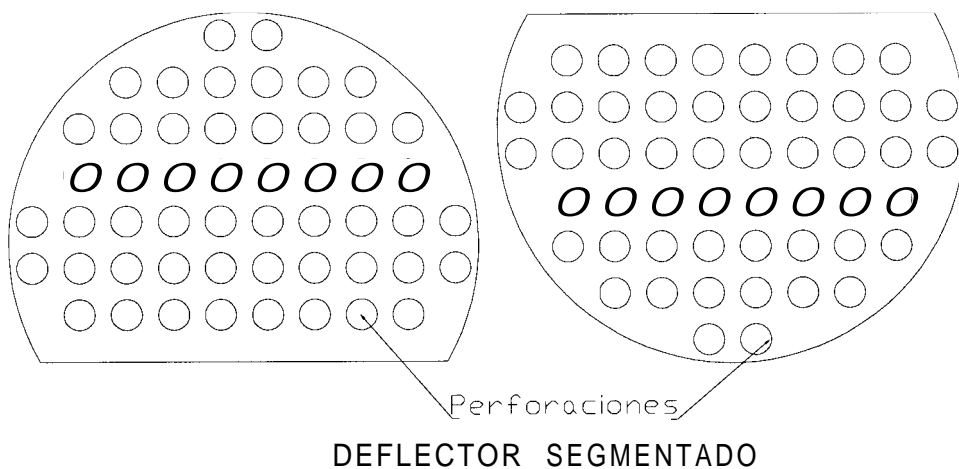


FIGURA 2.2. DEFLECTOR SEGMENTADO AL 25%

Existen otros tipos de deflectores como los de Disco y corona y el deflector de orificios, pero aunque a veces se usan no tienen mucha importancia.

Para determinar la distancia entre los deflectores hay que tener en cuenta la turbulencia del líquido y procurar que los tubos no se doblen, para esto se conoce una relación bastante exacta: el diámetro interior de la cámara debe ser mayor que la distancia entre

los deflectores, y esta a su vez mayor que la quinta parte del diametro interior de la camara.

$$D.I. > DB > D.I./5$$

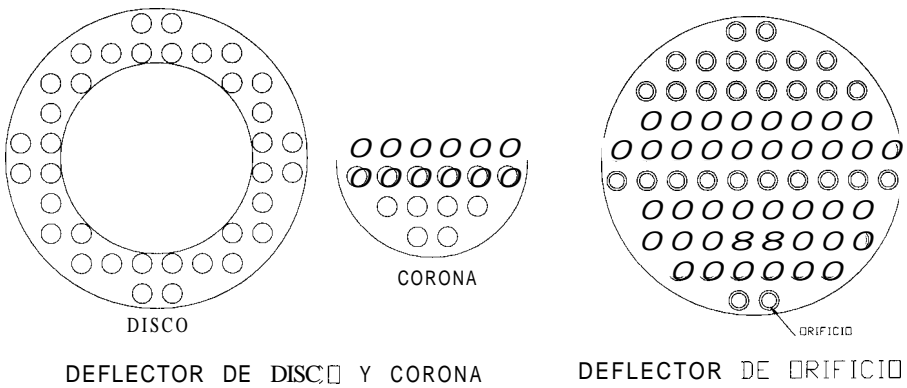


FIGURA 2.3. DEFLECTORES DE DISCO-CORONA Y DE ORIFICIO

En la ecuación, $Q=UA\Delta T$, este ΔT es tomado considerando la diferencia de temperatura constante a lo largo del sistema o de las superficies de intercambio, pero cuando no se mantiene constante, se necesita tomar un ΔT medio, que casi siempre es un ΔT medio logarítmico, aunque para calcular aproximadamente se puede usar una media aritmética.

$$LMTD = \frac{(T_1 - T_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \frac{(T_1 - T_2)}{(T_2 - t_1)}}$$

Esta media logarítmica es siempre inferior a la aritmética, aunque en los cálculos industriales se puede usar esta última, cuando la diferencia de temperatura no es superior a dos.

$$\Delta T_m = F_T LMDT$$

El ΔT_m no es muy exacto, por lo que se ha adoptado un factor de corrección F_T . Este factor es representado gráficamente en función a dos parámetros R y S sin dimensiones.

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

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

F_T debe ser mayor que 0.75 para usar intercambiador 1-2. Cuando F_T es menor se puede cambiar la temperatura del agua o del tipo del cambiador.

2.2.2. Torre de Enfriamiento

Una Torre de enfriamiento usual tiene el siguiente funcionamiento: el agua caliente llega por tuberías a un distribuidor situado en la parte superior de la unidad a una temperatura t_{i2} , luego es distribuida en forma de pequeñas gotas a través de una instalación compleja de material de relleno de diferentes tipos y calidades, variando desde maderas incorruptibles hasta materiales de fibrocemento, PVC

(polivinil cloruro), cerámica, etc., los cuales son ubicados en forma de mallas o enrejados que dispersan la corriente descendente del líquido y de esta forma obtener una área máxima de transferencia con el aire atmosférico, el cual entra por la parte inferior de la torre con una temperatura t_{G1} de bulbo seco y de una humedad absoluta Y'_1 , lb de vapor de agua/lb de aire seco.

El enfriamiento resulta mayormente por la evaporación de una parte de la corriente de agua caliente (transferencia de masa) y solo en forma secundaria por la termotransferencia del agua al aire que circula. En promedio general podría decirse que alrededor del 75% del calor total es removido por la evaporación del agua (calor latente) y el 25% por la transferencia de calor (calor sensible); por consiguiente ocurrirá una pérdida continua de evaporación. Finalmente, el agua enfriada por el proceso hasta una temperatura t_{L1} es recogida en el fondo del equipo estando así lista para ser reciclada. Esta caída de temperatura en la corriente de agua que circula se denomina "rango de enfriamiento" y esta dada por la expresión: $t_{L2} - t_{L1}$.

Otro factor, quizás el más importante de analizar en una torre de enfriamiento, es el alcance de la temperatura de la salida del agua

t_{L1} , es decir su “aproximación” a la temperatura del bulbo humedo t_{w1} del aire entrando, que es la minima temperatura a la cual el agua puede ser enfriada en una instalacion ideal. En cualquier torre dada, esta diferencia de temperatura conocida como “temperatura de aproximacion”, varia con la temperatura del bulbo humedo del aire que entra, con el flujo de agua que circula y con la carga de calor.

Las torres de enfriamiento se clasifican de acuerdo con los medios por los que se les suministra el aire. Todas emplean pisos horizontales de material relleno para suministrar gran superficie de contacto entre los flujos de aire y de agua.

En general, la clasificacion de las torres de enfriamiento es la siguiente:

a.- Torres de circulación natural

1. Torre atmosferica
2. Torre de tiro natural

b.- Torres de tiro mecanico.

1. Torres de tiro forzado
2. Torres de tiro inducido:
 - Torres de tiro inducido en contra corriente
 - Torres de tiro inducido cruzado

Torres de Circulación Natural

Torre atmosférica.- La torre atmosférica aprovecha las corrientes atmosféricas del aire. El aire penetra a través de las lumbreras en una sola dirección, cambiando con la estación del año y las condiciones atmosféricas. En lugares expuestos que tienen vientos con velocidades del orden de 5 a 6 mph. La torre atmosférica puede ser la más económica.

Puesto que las corrientes atmosféricas penetran a todo lo ancho de la torre, estas se construyen muy angostas y bastantes largas en comparación con otros tipos de torres de igual capacidad.

Las pérdidas por arrastre se manifiestan a todo lo largo y son mayores que en otros tipos de torres. Este tipo usa los potenciales disponibles más ineficientes, ya que opera en flujo cruzado, y está demostrado que el uso más efectivo es a contra-corriente, además, cuando se desea agua a una temperatura cercana a la temperatura del bulbo húmedo, este tipo de torre es incapaz de producirla.

Las torres atmosféricas tienen, consecuentemente un costo inicial bastante alto debido a su tamaño y cuando hay viento en calma deben dejar de operar.

Por otra parte, estas torres tienen la ventaja de que eliminan el costo de operación de las torres de tiro mecánico, es decir el costo de energía que se utilizaría para mover los ventiladores.

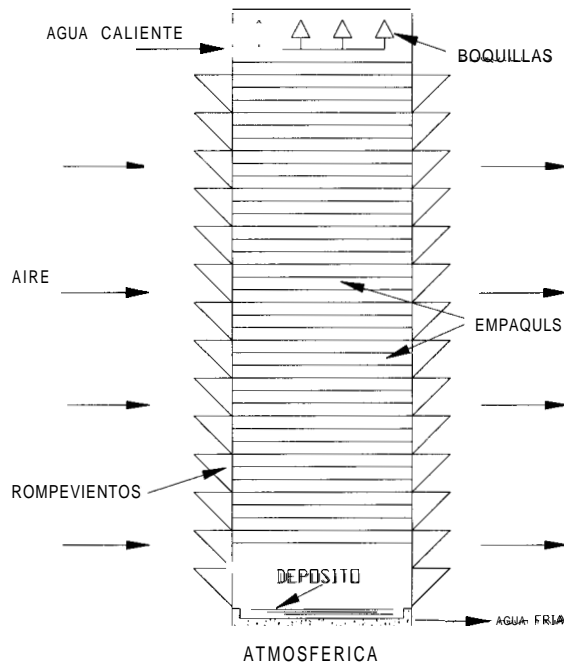


FIGURA 2.4. TORRE DE ENFRIAMIENTO ATMOSFERICA

Torre de tiro natural o hiperbólico.- Las torres de tiro natural, operan de la misma manera que una chimenea de un horno. El aire se calienta en la torre por el agua caliente con el que entra en contacto, de manera que su densidad baja. La diferencia entre la densidad del aire en la torre y en el exterior origina un flujo natural de aire frío en la parte inferior y una expulsión de aire caliente menos denso en la parte superior.

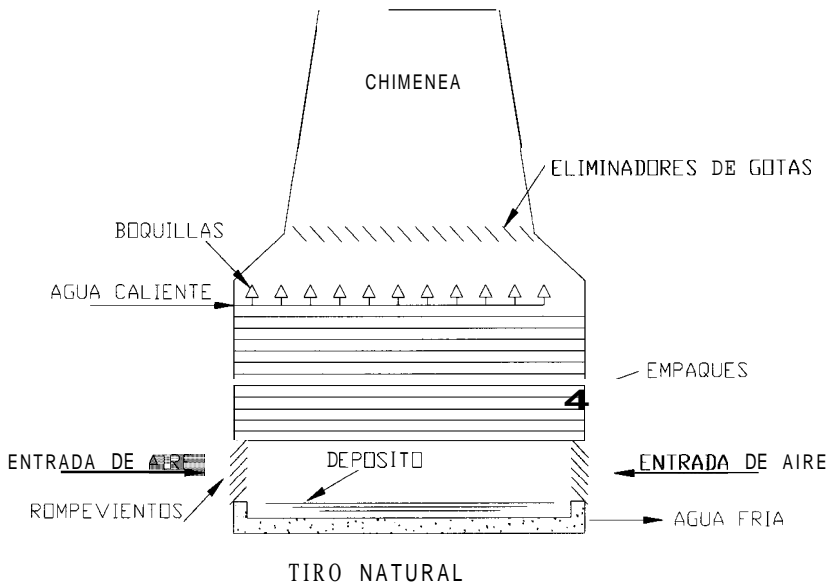


FIGURA 2.5. TORRE DE ENFRIAMIENTO DE TIRO NATURAL

Las torres de tiro natural deben ser altas para promover este efecto y deben también tener sección transversal grande debido a la baja velocidad con que el aire circula comparada con las torres de tiro mecánico.

Las torres de tiro natural consumen más potencia para el bombeo, sin embargo, eliminan el costo de la potencia del extractor y pueden ser más aconsejables en algunas localidades, que las torres atmosféricas. En estas torres, deben tomarse muy en cuenta la temperatura de bulbo húmedo y la humedad relativa del aire.

Cuando altos flujos de agua de enfriamiento son necesarios, los costos iniciales y cargos fijos son algo altos, además de que grandes áreas de terrenos son utilizadas, razones por las cuales parece que están entrando en desuso. La forma de su base es circular y los perfiles del corte vertical de forma hiperbólica. Desde el punto de vista de su construcción la forma de la torre no necesariamente debe ser hiperbólica, pues podría ser cilíndrica, pero desde el momento de la entrada del aire, esta forma vena contracta cuyas dimensiones varían con relación del diámetro de la torre a la altura, en consecuencia el diseño de la carcasa siguiendo la forma de la vena contracta, produce considerable economía en la utilización de materiales. Además, su forma hiperbólica construida de concreto (ferro-cemento), le da más estabilidad contra las fuerzas producidas por el viento.

Torres de Enfriamiento de Tiro Mecánico

Estas torres usan ventiladores para mover el aire en vez de depender del tiro natural o de la velocidad del viento en el sitio en que estén funcionando. Como se aprecia, el hecho de utilizar ventiladores, permite controlar la demanda de aire requerida para un determinado proceso de enfriamiento.

Las torres de tiro mecánico se subdividen en: torres de tiro forzado y torres de tiro inducido, según que el aire se force por un ventilador situado en la parte inferior o se succione mediante un extractor situado en la parte superior, respectivamente.

Torre de tiro forzado.- En el tipo de tiro forzado, el ventilador está ubicado en el sitio de entrada del aire. La vibración y el ruido son minimizados, los equipos mecánicos son montados cerca de la parte inferior de la torre sobre una fundición maciza. Como el ventilador mueve aire de baja humedad, los problemas de corrosión de la aletas del ventilador y de la condensación de la humedad en la caja del reductor de velocidad, son prácticamente nulas.

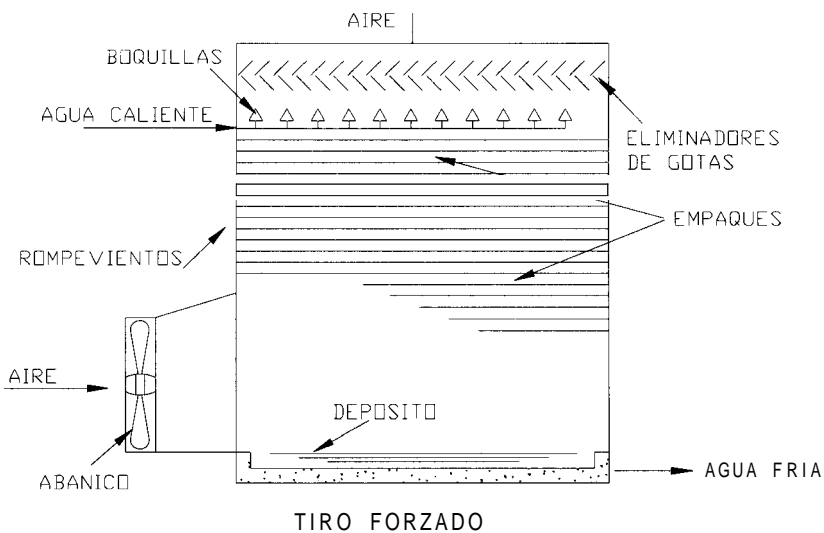


FIGURA 2.6. TORRE DE ENFRIAMIENTO DE TIRO FORZADO

Torres de enfriamiento de tiro inducido.-

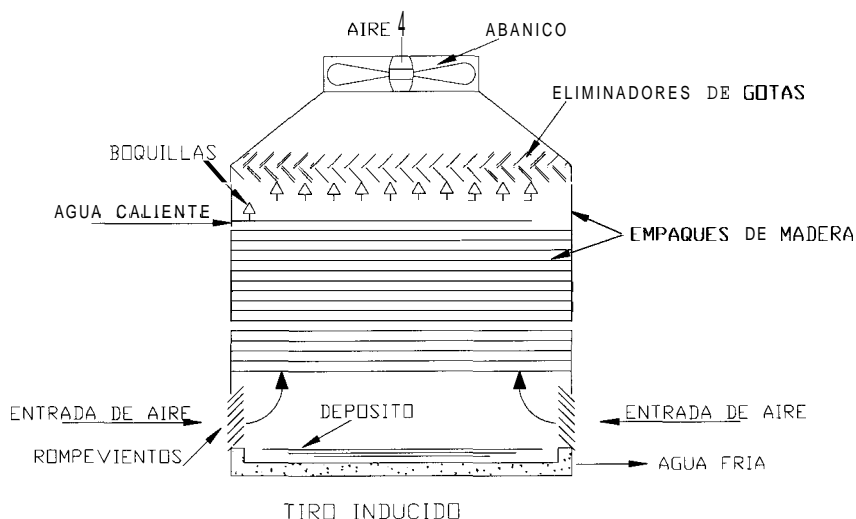


FIGURA 2.7. TORRE DE ENFRIAMIENTO DE TIRO INDUCIDO

Estas torres se clasifican según el flujo de aire en dos tipos:

Flujo en contracorriente: Este tipo de torre tiene un extractor situado en la parte superior de la unidad, el cual succiona el aire verticalmente a través de la zona empaquetada y lo expulsa a alta velocidad.

La principal ventaja de estas torres está en que el agua fría en la parte inferior se pone en contacto con el aire que entra (baja humedad relativa) y el agua caliente que entra se pone en contacto con el aire húmedo que sale. Aunque en las torres de este tipo se presentan una caída de presión en la toma del aire del extractor, lo

que producen un aumento de los requerimientos totales de energía y además la alta velocidad de descarga del extractor produce algo de pérdida de agua por gotas que son arrastradas por la corriente de aire a través de la unidad.

Entre las características de diseño para las torres de este tipo se tiene:

- La velocidad del aire está en el rango de 4 a 7 pps
- ($G'_s = 1200$ a 2100 lb/h pie²)
- El cabezal de bombeo varía de 1 a 50 pies.
- El flujo de agua para la mayoría de las torres de este tipo está limitada hasta 6 GPM
- ($L' = 500$ a 3000 lb/hr pie²)
- La caída de presión a través de la unidad es ordinariamente menor que una pulgada de agua

Flujo cruzado.- En este tipo de torres, el aire fluye horizontalmente mientras que el agua cae a través de empaquetadoras.

Las unidades más usadas en la industria son de doble flujo, en este tipo el extractor está localizado en la parte superior de una cámara de succión central que tiene ambos lados, las respectivas celdas de

enfriamiento. Los separadores de gotas se disponen de tal forma para que desvien el flujo de aire accionado por el extractor hacia arriba, puesto que como hay menor resistencia al flujo de aire.

Eficiencia de las Torres de Enfriamiento

La eficiencia de enfriamiento de estas unidades, esta dada en general por la siguiente relacion:

$$\varepsilon = \frac{\text{Enfriamiento - real}}{\text{Enfriamiento - ideal}} \times 100$$

El enfriamiento real, esta dado por el rango de enfriamiento y el enfriamiento ideal esta dado por la suma del rango de enfriamiento y la aproximacion.

El rango de enfriamiento es $t_{L2} - t_{L1}$ ($^{\circ}\text{F}$) y la aproximacion es $t_{L1} - t_{w1}$ ($^{\circ}\text{F}$) que reemplazados en la expresion de eficiencia quedara:

$$\varepsilon = \frac{t_{L2} - t_{L1}}{t_{L2} - t_{w1}} \times 100$$

La eficiencia de enfriamiento puede ser mejorada aumentando el tiempo de contacto del agua con el aire, lo cual se logra aumentando:

- a) La cantidad de empaquetadura
- b) La altura de la torre y
- c) El area de la sección transversal

Se ha determinado experimentalmente que el máximo contacto y rendimiento son obtenidos en una torre por la que circula un flujo específico de 2 a 3 Gpm/pie²

Componentes Principales de una Torre de Enfriamiento

1). Distribuidor de agua de entrada a la torre

El agua de entrada a la torre puede ser distribuida por dos formas:

- a.- Por flujo gravitatorio.- El agua es bombeada hasta el colector ubicado en la parte superior de la unidad y abierto al ambiente, de donde fluye a través de boquillas removibles, la salida es en forma de chorros y en su parte inferior se colocan platos de salpicadura para descomponer los chorros en gotas que caeran sobre la empaquetadura.
- b.- Por presión.- El agua se introduce a presión a través de boquillas que atomizan el agua. En esta forma el líquido ofrece mayor área de contacto efectivo al aire que circula.

2). Empaques o Rellenos.- Son elementos que se colocan en el interior de la unidad para aumentar la superficie de contacto disponible distribuyendo el líquido sobre una superficie o retardando la caída de las gotas a través de la torre.

En los empaques la primordial consideración se basa en que para cada forma geométrica dada, el grupo K_{ya} (coeficiente de transferencia de masa por la superficie interfacial de transferencia de masa) guarda relación con la altura de la zona empaquetada.

Los principales tipos de empaques utilizados son los empaques de salpicadura y empaques de contacto laminar.

- a.- Empaques de salpicadura.- El relleno se construye comúnmente de maderas como Roble, amarillo o colorado, estos se tratan químicamente para obtener propiedades de resistencia al deterioro y a la agresión de agentes bioquímicos.
 - b.- Empaque de contacto laminar.- El contacto laminar aprovecha las propiedades que ofrece al intercambio de calor y de masa, el flujo de agua es dividido por estos empaques en gran cantidad de finas películas que fluyen sobre una gran área empaquetada, exponiendo máxima superficie de líquido sin que se formen gotas que impidan el movimiento del aire.
- 3). Separadores de Gotas.- Los separadores de gotas se usan como desviadores que al ser colocados en forma adecuada en la parte superior de la zona empaquetada minimizan las pérdidas de pequeñas cantidades de agua no evaporada, arrastradas en forma

de pequeñas gotas por el aire que circula a través del equipo de enfriamiento.

4). Lumbreras de Admisión de Aire

Estas son diseñadas para distribuir adecuadamente el aire que entra en la unidad y para prevenir las pérdidas de agua. Cuando el aire circula a baja velocidad con mínima caída de presión, este se distribuye adecuadamente sin presentarse el fenómeno de acanalamiento, en virtud de lo cual, se aumenta la eficiencia de enfriamiento y se reduce la recirculación del aire expulsado por el extractor.

5). Equipo Mecánico

El equipo mecánico de una torre de enfriamiento está compuesto de las siguientes partes:

- a) Ventilador.- Los ventiladores usados en torres de enfriamiento de tiro mecánico deben mover grandes volúmenes de aire, a velocidad relativamente bajas (menores de 2000 ppm), con una caída de presión menor a una pulgada de agua.

Los ventiladores usados en torres de enfriamiento de tiro inducido son de flujo axial. En estos tipos de ventiladores se puede alcanzar rendimientos de 80% a un 90%.

- b) Soporte del Equipo Mecánico.- La estructura del soporte para el motor y el reductor de velocidad para el ventilador debe ser rígida para controlar la vibración, especialmente cuando la torre es grande. Estas estructuras deben ser muy resistentes y son construidas por uniones soldadas o empernadas para asegurar una alineación continua de todas las partes rotatorias. Una vez construida la estructura debe ser tratada superficialmente (galvanizada, pintada, etc.) para prevenir la corrosión, ya que esta expuesta al paso de un flujo de aire altamente saturado.
- c) Motor y Transmisión.- Existen dos formas de transmisión del movimiento del motor al ventilador y puede ser directa si se monta el ventilador sobre el eje del motor, o indirecta si el movimiento se transmite por medio de bandas en "V" o por un reductor de velocidad de engranajes.

Los más comunes usados en estas torres, son los reductores de velocidad de engranajes acoplados en ángulo recto con el motor montado horizontalmente, en donde el motor está cerrado y localizado justo a un lado de la corriente de aire que sale. El

montaje del eje de transmision se efectua por medio de acoples flexibles: uno cerca del motor y otro cerca del reductor de velocidad, para minimizar los efectos de desalineamiento debido a un posible asentamiento o torsimiento que sufriera la base del equipo mecanico.

2.3. Diseño de Forma del Sistema

2.3.1. Especificaciones del Sistema

DATOS DEL ACEITE:

El aceite es un Aceite termico que tiene **las** siguientes características:

Calor especifico a 104°F:	0.46 Btu/Lbs °F
Gravedad especifica a 60°F:	0.868
Viscosidad absoluta a 100°F:	6.5 cp
Viscosidad absoluta a 210°F:	2 cp
Temperatura de operación Maxima:	600°F
Temperatura de aceite caliente:	156°F
Temperatura de aceite frio:	102°C
Flujo de aceite a enfriar:	75,000 Lbs/hr
Factor de obstrucción R_d :	0.3
Perdida de presion permitida:	10 psi

DATOS DEL AGUA:

Densidad:	62.5 Lbs/pie ³
Calor especifico:	1 BTU/Lbs °F
Gravedad especifica:	1
Temperatura del agua fria:	84°F
Temperatura del agua caliente:	104°F
Temperatura del agua de reposición	80°F
Factor de obstrucción R _d :	0.2
Perdida de presion permitidas:	10 psi

DATOS DEL AIRE:

Temperatura del bulbo seco:	90°F
Temperatura del bulbo humedo:	79°F
Densidad estandar:	0.075 lb/pie ³

2.3.2. Consideraciones del Sistema

- ⊙ Area de instalacion del sistema Intercambiador –Torre de enfriamiento: 5 m x 7 m (ver Apendice C007)
- ⊙ El sistema se instalara en un patio al aire libre.
- ⊙ El intercambiador de calor debe permitir facilidades de limpieza y mantenimiento.

- ⊙ El U_D (coeficiente de transferencia de calor para diserio) en un intercambiador con cualquier tipo de hidrocarburo de petroleo con agua como enfriador varia entre 20-200, pero para liquidos como el de nuestro caso entre 40-150
- ⊙ El Intercambiador de calor tiene que proveer una velocidad de agua en un rango de 3 pie/seg. a 4 pie/seg. con una perdida de presion maxima permitida de 10 psi.
- ⊙ El agua a usarse para la torre sera agua potable.
- ⊙ La velocidad del viento en Guayaquil es variable, asi que el diserio de la torre no debe depender de la velocidad del viento.

2.3.3. Sistema Seleccionado

Para seleccionar el tipo de intercambiador adecuado a este sistema podremos observar la Tabla I y Apendice A1, segun esto el intercambiador mas adecuado es el de Tubo-Coraza, dentro de este tipo el mejor sera el Intercambiador de Cabeza Flotante, con deflectores segmentados al 25%, ya que son los mas comunes, con un arreglo cuadrado que nos permita facilidades en la limpieza

La selección de una torre de enfriamiento, depende de una variedad de factores:

- a) Flujo de agua a ser enfriada

- b) Rango de enfriamiento ($t_{L2} - t_{L1}$) °F
- c) Aproximación ($t_{L1} - t_{W1}$) °F, es decir la diferencia de temperatura entre el bulbo húmedo y la temperatura a la que se requiere enfriar el agua.
- d) Localización de la torre y limitaciones del cabezal de bombeo

Observando las características para las Torres de enfriamiento de Tiro Inducido, nuestros datos y requerimientos están dentro del rango de características de la Torre de Enfriamiento de Tiro Inducido Flujo en Contracorriente, además este tipo de Torre trabaja independientemente de la velocidad del aire, aparte de que se conocen más análisis y pruebas realizados de estas torres que nos sirven de gran ayuda.

Capítulo 3

3. DISEÑO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR

3.1. Análisis de Parámetros en Función de la Transferencia de Calor Necesaria

Para seleccionar el intercambiador adecuado para un determinado problema, necesitamos conocer los siguientes factores:

El tipo de fluido a enfriar con sus respectivas características tales como densidad, calor específico, viscosidad, etc.

Flujo de líquido a ser enfriado

La diferencia de temperaturas ($T_1 - T_2$)

Localización del intercambiador

Limitaciones de espacio.

Para realizar nuestro diseño vamos a elegir como ayuda los métodos de Donald Kern, detallados en su libro de Transmisión de Calor.

Antes de comenzar nuestro diseño tenemos que constatar cuáles son los parámetros que conocemos y cuáles no. Según los métodos de Kern debemos conocer los siguientes parámetros:

propiedades de los fluidos:

Fluido Caliente: $T_1, T_2, W_{ac}, C_{ac}, S, U, K, R_d, \Delta P$.

Fluido frío: $t_1, t_2, W_{ag}, C_{ag}, S, U, K, R_d, \Delta P$

La longitud del tubo, el diametro exterior y el espaciado de los deflectores pueden ser determinados por datos de la practica industrial en general o por suposiciones basadas en la teoria sobre intercambiadores Tubo-Coraza.

Los otros parametros necesarios los explicamos y detallamos a continuación:

1. Necesitamos realizar un balance de energia:

$$Q = WC(T_1 - T_2) = wc(t_2 - t_1)$$

2. Tener la verdadera diferencia de temperatura, $\Delta t = MLDT \times F_T$

Calcular el *MLDT*:

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

Encontrar F_T de acuerdo a Apendice B1 del o a formula. Donde

F_t es un factor de corrección.

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

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

Si el F_T es mayor que 0.75 el intercambiador a diseñarse sera de dos pasos (1-2) pero si el valor es menor tendremos que cambiar a otro tipo de intercambiador.

1. Calcular las temperaturas T_m y t_m , temperaturas medias del fluido caliente y del frio respectivamente.

$$T_m = T_2 + F_C(T_1 - T_2)$$

$$t_m = t_1 + F_C(t_2 - t_1)$$

El factor F_C lo encontramos utilizando el Apendice B2.

Para encontrar el intercambiador vamos a seguir los pasos siguientes:

- o Asumir un valor de U_D con ayuda de la Tabla II y calcular la superficie con la siguiente formula: $A = Q/U_D \Delta t$. Se aconseja asumir un valor de U_D maximo para obtener una menor superficie. Tambien determinamos el correspondiente numero de tubos, N_T , para el area calculada, con la formula: $N_T = A/L \times a''$, donde L es la longitud de los tubos y a'' es la superficie por pie lineal de los tubos y la obtenemos del Apendice A5.

TABLAII: ESCALA DE PRESION Y U PARA TIPOS DE INTERCAMBIADOR

INTERCAMBIADOR	ESCALA TÍPICA	
	Presion (lb/plg ²)	U (Btu/plg ² °F)
a. Tubo-Coraza (vapor - liquido)	0-500	20-60
b. Tubos–aire abierto (aire - liquido)	0-100	2-10
c. Tubo-Coraza (liquido - liquido)	0-500	40-150

- ⊙ Asumiendo un numero de pasos por tubos, n , para la perdida de presion permitida ΔP , usando el Apendice B6 seleccionar un Intercambiador (arreglo, Pitch, DI de carcaza) que tenga el numero de tubos aproximados a los calculados.
- ⊙ Corregimos la superficie correspondiente al actual numero de tubos que pueden ser contenidos en la coraza y el valor de U_D .
- ⊙ Calcularemos los coeficientes de pelicula. Comenzaremos los calculos por el lado del tubo. Si el coeficiente de pelicula del lado del tubo es relativamente grande y U_D y la perdida de presion ΔP son razonables, se puede seguir con los calculos del lado de la camara. Cuando el numero de pasos por los tubos es alterado, la

superficie de la camara tambien es alterada, cambiando los valores de A y de U_D .

LADO DEL TUBO, FLUIDO FRIO.-

4. Area del flujo a_t . Obtener a'_t del Apendice A5, segun el diametro del tubo elegido, luego:

$$a_t = \frac{N_T a'_t}{144n} \text{ (pie}^2\text{)}$$

5. Velocidad de masa:

$$V = G_t / 3600\rho \text{ (pie/s)}$$

$$G_t = W/a_t \text{ (Lbs/hr pie}^2\text{)}$$

6. $Re_t = D \times G_t / \mu$ (solo para pérdida de presion)

D es el D.I. diametro interior de los tubos obtenido del Apendice A5. Obtener μ del Apendice **B3**, a la temperatura media del fluido t_m ,

7. j_H , del Apendice **B4**, para el lado del tubo. Si el fluido frio es agua este paso no es necesario

8. A la temperatura media t_m obtener de los Apendices A7, B5, B6 y B7, c en Btu/Lbs °F y K en BTU/hr pie² (°F)/(pie) para cualquier liquido, o del Apendice B8 con el valor de la viscosidad en cp , obtener el valor de $k(c/\mu)^{1/3}$ para hidrocarburos. **Si** el fluido es agua este paso no es necesario

9. $h_i = j_H \frac{k}{D} \left(\frac{c\mu}{k}\right)^{1/3} \phi_t$, buscar j_H en Apendice B4 con numero de Reynolds

Pero para agua: $h_i = h_i \times F_t$ desde Apendice B9 entrando con el valor de velocidad

10. $h_{io} = h_i \times DI/DE$ (Btu/hr.ft².°F)

11. Obtener μ_w y $\phi_t = (\mu/\mu_w)^{0.14}$, con valor de Reynolds ver Apendice B4

Para diferencias de temperaturas medias muy pequeñas $\phi_t = 1$

12. Corregir coeficiente

$$h_{io} = h_{io}/\phi_t$$

FLUIDO CALIENTE, LADO DE LA CAMARA:

- 4'. Asuma un valor razonable para el espaciado de los deflectores, B , de acuerdo a la caída de presión necesaria. B siempre está dentro de este rango: $D_i/5 < B < D_i$. Se elige el valor más pequeño de B cuando se requiere obtener el valor mayor de h_o . Cuando tenemos un flujo muy grande se puede suponer cualquier espaciado dentro del rango ya descrito.

Procedemos a calcular el área de flujo:

$$a_s = D_i \times C' \times B / 144 P t \quad (\text{pie}^2)$$

- 5'. Velocidad de masa, $G_s = W/a_s$ (lbs/hr pie²)

$$6'. R_s = D_e \times G_s / \mu$$

Obtener μ del Apéndice B3, a la temperatura media del fluido T_m , y D_e , diámetro equivalente, del Apéndice B10

- 7'. j_H , desde el mismo gráfico para D_e , usando el número de Reynolds, Apéndice B10.

- 8'. A la temperatura media T_m obtener del Apéndice A7, B5, B6 y B7, c en Btu/Lbs °F; K en Btu/hr pie² (°F)/(pie) para cualquier

liquido; o del Apendice B8 con el valor de la viscosidad en cp , obtener el valor de $k(c/\mu)^{1/3}$ para hidrocarburos liquidos.

$$9'. \quad h_o = j_H \frac{k}{D_e} \left(\frac{c\mu}{k}\right)^{1/3} \phi_s$$

10'. Temperatura de la pared del tubo, t_w

$$t_w = t_m + \frac{h_o}{h_{io} + h_o} (T_m - t_m)$$

11'. Obtener μ_w y $\phi_s = (\mu/\mu_w)^{0.14}$, con valor de Reynolds ver Apendice

64

Para diferencias de temperaturas medias muy pequeñas $\phi_s = 1$

12'. Corregir coeficiente

$$h_{io} = h_{io} / \phi_s$$

13. Caída de presión

En los tubos:

(1). f se obtiene de Apendice B1 1 con R_t

$$(2). \quad \Delta P_t = \frac{f G_t^2 L n}{5.22 \times 10^{10} D_s \phi_t}$$

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

Donde $V^2/2g'$ se lo puede encontrar usando el Apéndice B12

$$(4). \quad \Delta P_T = \Delta P_t + \Delta P_r$$

En la coraza:

(1). f se obtiene del Apéndice B13 con Re

(2). Numero de cruces, $N + 7 = 72 UB$

$$\Delta P_s = \frac{f G_s^2 D_s (N + 1)}{5.22 \times 10^{10} D_e s \phi_s}$$

Si ambos lados son satisfactorios para los coeficientes y la caída de la presión, el ensayo se puede concluir con los siguientes parámetros:

14. Coeficiente total verdadero U_c

$$U_c = \frac{h_{ic} \times h_o}{h_{io} + h_o} \text{ (Btu/hr ft}^2 \text{ }^\circ\text{F)}$$

15. Factor de incrustaciones R_d :

$$R_d = \frac{U_c - U_D}{U_c \times U_D} \text{ (hr.ft}^2 \text{ }^\circ\text{F/Btu)}$$

Si la pérdida de fricción total y el factor de incrustación no cumplen los límites permitidos se tiene que hacer una nueva prueba, variando el U_D o el número de pasos hasta encontrar el óptimo.

3.2. Cálculo del Número de Tubos del Intercambiador para Producir la Transferencia de Calor

1. Haciendo un balance de energía:

$$W_{ac}C_{ac}(T_1 - T_2) = W_{ag}C_{ag}(t_2 - t_1)$$

$$75,000 \text{ Lbs/hr} \times 0.47 \text{ Btu/Lbs } ^\circ\text{F} \times (156 - 102) ^\circ\text{F} = W_{ag} \times 1 \times (104 - 84) ^\circ\text{F}$$

$$W_{ag} = 95,175 \text{ Lb/hr}$$

$$Q = WC(T_2 - T_1)$$

$$Q = 75,000 \text{ Lbs/hr} \times 0.47 \text{ Btu/Lbs} ^\circ\text{F} \times (156 - 102) ^\circ\text{F}$$

$$Q = 1'903,500 \text{ Btu/hr}$$

2. Calculando At

$$At = F_T \times \text{MLDT}$$

$$\text{MLDT} = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1}} = \frac{(156 - 104) - (102 - 84)}{\ln \frac{156 - 104}{102 - 84}}$$

$$\text{MLDT} = 32.1$$

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

$$R = \frac{156 - 102}{104 - 84} = 2.7$$

$$S = \frac{104 - 84}{156 - 84} = 0.28$$

F_T (ver Apendice B1)

$$F_T = 0.83$$

$$At = 32.1 \times 0.83$$

$$At = 26.7 \text{ °F}$$

3. Obteniendo T_m y t_m :

$$T_m = T_2 + F_C(T_1 - T_2)$$

$$t_m = t_1 + F_C(t_2 - t_1)$$

$$K_C = 0.17 \text{ (Apendice B2)}$$

Calculamos:

$$\frac{At_1}{\Delta t_2} = \frac{T_2 - t_1}{T_1 - t_2} = \frac{102 - 84}{156 - 104} = 0.346$$

En Apendice B2 con K_C y $\Delta t_1/\Delta t_2$, obtenemos:

$$F_C = 0.4$$

$$T_m = 102 + 0.4(156 - 102) = 124^\circ\text{F}$$

$$t_m = 84 + 0.4(104 - 84) = 92^\circ\text{F}$$

Prueba 1

Intercambiador:

- a) Asumiendo $U_D = 150$ (ver Tabla II)

$$A = \frac{Q}{U_D \Delta t}$$

$$A = 1'903,500 \text{ BTU/hr} / 150 \text{ Btu/hr pie}^2 \text{ }^\circ\text{F} \times 26.7^\circ\text{F}$$

$$A = 465 \text{ pie}^2$$

$$a'' = 0.1963 \text{ pie}^2/\text{pie} \text{ (segun Tabla 5 para tubos de OD } \frac{3}{4}\text{'')}$$

$$L = 4 \text{ m o } 13 \frac{1}{8} \text{ pie (por limitaciones de espacio)}$$

$$N_T = \frac{A}{L \times a''}$$

$$N_T = 465 \text{ pie}^2 / 13.125 \text{ pie} \times 0.1963 \text{ pie}^2/\text{pie}$$

$$N_T = 180$$

- b) Asumiendo el numero de pasos $n = 2$ y usando el Apendice A6, el valor mas cercano a $N_T = 180$ es para:

Arreglo cuadrado

DE tubos = $\frac{3}{4}$ ''

Pitch = 1"

DI coraza = 17% pulg

$N_T = 166$

c) Corrigiendo el valor asumido de U_D :

$$A = N_T \times L \times a''$$

$$A = 166 \times 13.125 \times 0.1963$$

$$A = 427.7 \text{ pie}^2$$

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

$$U_D = 1'903,500/427.7 \times 26.7$$

$$\mathbf{U_D = 167 \text{ BTU/hr pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}$$

LADO DE TUBOS:

4. Area de flujo

$$a_t = N_T \times a'_t / 144n$$

donde : $a'_t = 0.182 \text{ pulg}^2$ (Apendice A5 para BWG 10, $\frac{3}{4}$ " DE)

$$a_t = 166 \times 0.182/144(2)$$

$$\mathbf{a_t = 0.105 \text{ pie}^2}$$

5. Velocidad del flujo

$$G_t = W/a_t$$

$$G_t = 95,175 \text{ Lbs/hr} / 0.105 \text{ pie}^2$$

$$G_t = 906,429 \text{ Lbs/hr pie}^2$$

$$V = G_t / 3600 \rho$$

$$V = 906,429 \text{ (Lbs/hr pie}^2\text{)} / 3600 \text{ (62.1 pulg}^3\text{/Lbs)}$$

$$\mathbf{V = 4.0 \text{ pie/s}}$$

6. Numero de Reynolds:

$$Re = D I \times G_t / \mu$$

Donde : DI tubos = 0.482 pulg, (Apendice A5)

$$\mu = 2.42 \times \text{cp} = 2.42 \times 0.75 \text{ (Apendice B3)}$$

$$\mu = 1.82 \text{ Lbs/pie hr}$$

$$Re = 0.482 \times 906,429 \text{ (Lbs/hr pie}^2\text{)} / 12 \times 1.82 \text{ Lbs/pie hr}$$

$$\mathbf{Re = 20,005}$$

7. y 8. No se efectuan porque el fluido que pasa por los tubos es agua

9. $h_i = h_f \times f$ (Apendice B9)

$$h_i = 940 \times 1.04 = 978$$

$$\mathbf{h_i = 978 \text{ Btu/hr pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}$$



$$10. h_{io} = h_i \times DI / DE$$

$$h_{io} = 978 \times 0.48210.75$$

$$h_{io} = 628 \text{ Btu/hr pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

11. y 12. No se efectuan por ser la diferencia entre las temperaturas medias un valor muy pequeño. Entonces $\phi_t = 1$

LADO DE LA CORAZA

4'. Area de flujo, suponemos un espaciado igual a $C' = 3.5''$

$$a_S = DI \times C'B / 144P_T$$

$$a_S = 17.25 \times 0.25 \times 3.5 / 144 \times 1$$

$$a_S = 0.105 \text{ pie}^2$$

5'. Velocidad del flujo:

$$G_S = W_{aceite} / a_S = 75,000 / 0.105$$

$$G_S = 714,285 \text{ lbs/hr pie}^2$$

6'. Numero de Reynolds:

$$Re = D_e \times G_S / \mu$$

Donde : $D_e = 0.95/12 \text{ pie}$ (Apendice B10)

$$\mu = 2.42 \times \text{cp} = 2.42 \times 5 \text{ (Apendice 63)}$$

$$\mu = 12.1 \text{ Lbs/pie hr}$$

$$Re = 0.95 \text{ pie} \times 714,285 \text{ (Lbs/hr pie}^2\text{)}/12 \times 12.1 \text{ Lbs/pie hr}$$

$$\mathbf{Re = 4,673}$$

$$7'. j_H = 125 \text{ (Apendice B10)}$$

$$8'. k(c\mu/k)^{1/3} = 0.33 \text{ (Apendice B8)}$$

$$9'. h_o = j_H \frac{k}{D_e} \left(\frac{c\mu}{k}\right)^{1/3} \phi_s$$

$$h_o = 125 \times 0.33 \times 12/0.95$$

$$\mathbf{h_o = 521}$$

10', 11' y 12' no se efectuan por ser la diferencia entre temperaturas medias muy pequeñas.

13. Caida de presion

En tubos:

$$(1). f = 0.00023 \text{ pie}^2/\text{pulg}^2 \text{ (Apendice B11)}$$

$$(2). AP = \frac{fG_t^2 Ln}{5.22 \times 10^{10} Ds \phi_t}$$

$$AP = \frac{0.00023(906,429)^2 \times 13.125 \times 2 \times 12}{5.22 \times 10^{10} \times 0.482 \times 1 \times 1}$$

$$\mathbf{AP = 2.37 \text{ psi}}$$

Por ser un valor muy pequeño podemos omitir los pasos (3) y (4) y pasar directamente a la coraza.

En coraza:

(1). $f = 0.0025$ (Apendice B13)

(2).
$$AP = \frac{fG_s^2 D_s (N+1)}{5.22 \times 10^{10} D_e s \phi_s}$$

$$(N+1) = 12L/B = 12 \times 13.125 / 3.5 = 45$$

$$AP = \frac{0.0025(714,285)^2 \times 17.25 \times 45}{5.22 \times 10^{10} \times 0.95 \times 0.85 \times 1}$$

$$AP = 23.5 \text{ psi}$$

14. Coeficiente total limpio:

$$U_C = h_i h_o / h_i + h_o$$

$$U_C = 628(521) / 628 + 521$$

$$U_C = 285$$

15. Factor de obstrucción:

$$R_d = U_C - U_D / U_C U_D$$

$$R_d = 285 - 167 / 285 \times 167$$

$$R_d = 0.0025$$

Nuestra primera prueba no rinde las condiciones establecidas, ya que la pérdida de presión excede los 10 psi de pérdida permitida y el Factor de incrustación combinado ha resultado ser menor al requerido que es de 0.003

Analizando los resultados vemos en primer lugar que la pérdida de presión en la coraza es muy grande, y para disminuirla se aumentará la distancia entre los deflectores.

En segundo lugar el valor del Factor de incrustación R_d nos indica que el U_D resulta muy grande y que para disminuirlo tendremos que aumentar el tamaño del Intercambiador, no podemos aumentar el número de pasos del intercambiador porque esto lo que haría es aumentar en ocho veces la pérdida de presión, por lo tanto lo más conveniente es aumentar el tamaño de la coraza, para ellos procederemos con la siguiente prueba.

Prueba 2

Intercambiador:

a) Asumiendo $U_D = 120$

$$A = \frac{Q}{U_D \Delta t}$$

$$A = 1'903,500 \text{ BTU/hr} / 130 \text{ BTU/hr pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F} \times 26.7^\circ\text{F}$$

$$A = 548 \text{ pie}^2$$

$$a'' = 0.1963 \text{ pie}^2/\text{pie} \text{ (segun Tabla 5 para tubos de OD } \frac{3}{4}\text{'')}$$

$$L = 4 \text{ m o } 13 \frac{1}{8} \text{ pie (por limitaciones de espacio)}$$

$$N_T = \frac{A}{L \times a''}$$

$$N_T = 548 \text{ pie}^2 / 13.125 \text{ pie} \times 0.1963 \text{ pie}^2/\text{pie}$$

$$N_T = 213$$

- b) Asumiendo el numero de pasos $n=2$ y usando el Apendice B6, el valor mas cercano a $N_T = 213$ es para:

Arreglo cuadrado

DE tubos = $\frac{3}{4}$ ''

Pitch = 1''

DI coraza = 19% pulg

$N_T = 220$

- c) Corrigiendo el valor asumido de U_D :

$$A = N_T \times L \times a''$$

$$A = 220 \times 13.125 \times 0.1963$$

$$A = 567 \text{ pie}^2$$

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

$$U_D = 1'903,500/567 \times 26.7$$

$$U_D = 126 \text{ Btu/hr pie}^2 \text{ }^\circ\text{F}$$

LADO DE TUBOS:

4. Area de flujo

$$a_t = N_T \times a' / 144n$$

donde : $a'_t = 0.182 \text{ pulg}^2$ (Apendice A5 para BWG 10, 3/4" DE)

$$a_t = 220 \times 0.182/144(2)$$

$$a_t = 0.139 \text{ pie}^2$$

5. Velocidad del flujo

$$G_t = W/a_t$$

$$G_t = 95,175 \text{ Lbs/hr} / 0.139 \text{ pie}^2$$

$$G_t = 684,712 \text{ Lbs/hr pie}^2$$

$$V = G_t/3600\rho$$

$$V = 684,712 \text{ (Lbs/hr pie}^2) / 3600 \text{ (62.1 pulg}^3/\text{Lbs)}$$

$$V = 3.1 \text{ pie/s}$$

6. Numero de Reynolds:

$$Re = D I \times G_t / \mu$$

Donde : DI tubos = 0.482 pulg, (Apendice A5)

$$\mu = 2.42 \times \text{cp} = 2.42 \times 0.75 \text{ (Apendice B3)}$$

$$\mu = 1.82 \text{ Lbs/pie hr}$$

$$Re = 0.482 \times 684,712 \text{ (Lbs/hr pie}^2\text{)}/12 \times 1.82 \text{ Lbs/pie hr}$$

$$\mathbf{Re = 15,111}$$

7. y 8 No se efectuan porque el fluido que pasa por los tubos es agua

9. Para agua:

$$h_i = h_f \times f \text{ (Apendice B9)}$$

$$h_i = 820 \times 1.04 = 853$$

$$\mathbf{h_i = 853 \text{ BTU/hr pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}$$

$$10. h_{io} = h_i \times DI / DE$$

$$h_{io} = 853 \times 0.482 / 0.75$$

$$\mathbf{h_{io} = 548 \text{ BTU/hr pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}$$

11. y 12. No se efectuan por ser la diferencia entre las temperaturas medias un valor muy pequeño. Entonces $\phi_t = 1$

LADO DE LA CORAZA

4'. Area de flujo, suponemos un espaciado igual a $B = 7.5''$

$$a_S = DI \times C'B/144P_T = 19.25 \times 0.25 \times 7.5/144 \times 1$$

$$a_S = 0.251 \text{ pie}^2$$

5'. Velocidad del flujo:

$$G_S = W_{\text{aceite}}/a_S = 75,000/0.251$$

$$G_S = 298,805 \text{ lbs/hr pie}^2$$

6'. Numero de Reynolds:

$$Re = D_e \times G_S/\mu$$

$$\text{Donde : } D_e = 0.95/12 \text{ pie (Apendice B10)}$$

$$\mu = 2.42 \times \text{cp} = 2.42 \times 5 \text{ (Apendice B3)}$$

$$\mu = 12.1 \text{ Lbs/pie hr}$$

$$Re = 0.95 \text{ pie} \times 298,805 \text{ (Lbs/hr pie}^2\text{)}/12 \times 12.1 \text{ Lbs/pie hr}$$

$$Re = 1,955$$

7'. $j_H = 80$ (Apendice B10)

8'. $k(c\mu/k)^{1/3} = 0.33$ (Apendice B8)

$$9'. \quad h_o = j_H \frac{k}{D_e} \left(\frac{c\mu}{k} \right)^{1/3} \phi_s$$

$$h_o = 80 \times 0.33 \times 12/0.95$$

$$\mathbf{h_o = 334}$$

10', 11' y 12' no se efectuan por ser la diferencia entre temperaturas medias muy pequeñas.

13. Caída de presión

En tubos:

$$(1). \quad f = 0.00025 \text{ pie}^2/\text{pulg}^2 \text{ (Apendice B11)}$$

$$(2). \quad \Delta P_t = \frac{f G_t^2 L n}{5.22 \times 10^{10} D s \phi_t}$$

$$\Delta P_t = 0.00025 (684,712)^2 \times 13.125 \times 2 \times 12 / 5.22 \times 10^{10} \times 0.482$$

$$\mathbf{\Delta P_t = 1.5 \text{ psi}}$$

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

$$\text{Donde: } (V^2/2g') = 0.066 \text{ lbs/plg}^2 \text{ (Apendice B12)}$$

$$\Delta P_r = 4 \times 2 \times 0.066 / 1$$

$$\mathbf{\Delta P_r = 0.53 \text{ psi}}$$

$$(4). \quad \Delta P_T = \Delta P_t + \Delta P_r$$

$$\Delta P_T = 1.5 + 0.53$$

$$\Delta P_T = 2.03 \text{ psi}$$

En coraza:

(1). Factor de fricción:

$$f = 0.0029 \text{ (Apéndice B13)}$$

$$(2). \Delta P_S = \frac{f G_S^2 D_S (N + 1)}{5.22 \times 10^{10} D_e S \phi_S}$$

$$(N+1) = 12L/B = 12 \times 13.125 / 7.5 = 21$$

$$\Delta P_S = 0.0029 (298,805)^2 19.25 \times 21 / 5.22 \times 10^{10} \times 0.95 \times 0.85$$

$$\Delta P_S = 2.5 \text{ psi}$$

14. Coeficiente total limpio:

$$U_C = h_{io} h_o / h_{io} + h_o$$

$$U_C = 548 \times 334 / (548 + 334)$$

$$U_C = 208$$

15. Factor de obstrucción:

$$R_d = U_C - U_D / U_C U_D$$

$$R_d = 208 - 126 / 208 \times 126$$

$$R_d = 0.0032$$

3.3. Calculo y Selección de Bomba

1. Para seleccionar una bomba se deber realizar un esquema de la distribución de tuberías, conexiones, equipos y accesorios en el sistema (Apendice C007), marcando sus longitudes.

Del esquema obtenemos que:

Longitud equivalente = 100 pies (todo el sistema)

Codos de 90° = 8

Valvula compuerta = 2

Valvula check = 1

2. Se determinara la capacidad de la bomba ya sea en gal/min (Gpm), pie³/min, lit/seg, o alguna otra medida similar. Esta capacidad de bomba será el gasto de agua necesario para el enfriamiento del aceite termico al cual se aplica un factor de seguridad. Los factores de seguridad tipicos estan en un margen del 10%, tambien es practica comun redondear el gasto calculado a la siguiente capacidad mas alta en numero redondo.

El gasto de agua calculado es igual a 95,175 lbs/h (191 Gpm)

Gasto de agua = 191 x 1.1 = 210 Gpm

3. Luego calcularemos la carga hidraulica total en la bomba, H_T , expresado ya sea en pies o en metros de agua:

$$H_T = H_s + H_f$$

H_s es la carga hidraulica estatica debido a la altura de succión y descarga y H_f es la carga hidraulica total por friccion en todo el sistema (tuberia, codos, valvulas, intercambiador, etc).

La carga hidraulica por friccion, H_f en cada uno de los elementos del sistema se lo calcula usando la siguiente fórmula:

$$h = Kv^2/2g.$$

K es el coeficiente de resistencia en accesorios, lo obtenemos del Apendice B16. Para tuberia el $K = fL/d$, f es el factor de friccion y lo obtenemos de Apendice B17. La velocidad en los tubos lo obtenemos de Apendice B18.

En codos de 90 : $K = 0.3$

En valvula compuerta: $K = 1$

En valvula check: $K = 2$

Para tuberia $f = 0.02$

Velocidad: $v = 5$ pie/seg

En el intercambiador $\Delta P = 2.03$ psi

$$h = 144\Delta P/\rho = 144(2.03)/62.2$$

$$h = 4.7 \text{ pies de H}_2\text{O}$$

Entonces:

$$H_f = (0.3 \times 8 + 1 \times 2 + 2 + 0.02 \times 100 \times 12/4) \frac{5^2}{2} \times 32.2 + 4.7$$

$$H_f = 10 \text{ pies de H}_2\text{O}$$

$$H_s = 20 \text{ pies (como valor maximo)}$$

$$H_T = 10 + 20$$

$$H_T = 30 \text{ pies de H}_2\text{O}$$

4. Se selecciona la clase de bomba En la actualidad existen tres clases de bombas; centrífuga, giratoria y reciprocante, Apendice A8 sobre "Características de Bombas Modernas".

La mas usada para flujo de agua es la bomba centrífuga.

5. Usando la formula siguiente calcularemos la potencia en **HP** de la bomba a utilizarse.

$$\text{HP} = \text{Gpm} \times H_T \times s / 3960e$$

Donde: s es la gravedad específica del líquido y e la eficiencia de la bomba, para las bombas centrífugas la eficiencia (e) varía del 60 al 80%

$$HP = 210 \times 30 / 3960(0.6)$$

$$HP = 2.7$$

Se acostumbra seleccionar el siguiente tamaño mayor de bomba que exista en el mercado. Entonces la bomba a utilizarse es una de **3 HP**.

3.4. Selección de Instrumentación

Para seleccionar los instrumentos deberemos preguntarnos que es lo que queremos obtener con esos instrumentos y como ayudaría al diseño.

Uno de los datos más importantes es la temperatura, es decir que deberemos estar siempre al tanto de los cambios que se produzcan en la temperatura de los flujos de agua y aceite. Para el flujo de aceite ya se tienen sensores para medir dicha temperatura (instalaciones propias de la planta).

Entonces nos queda controlar la temperatura del agua, una forma de verificar esto es utilizando termómetros a la entrada y salida del intercambiador.

Por su uso general en la industria, y alta sensibilidad, bajo costo, se usara un Termometro bimetal, con los siguientes rangos de temperatura:

Limite inferior de temperatura: 32°F(0°C)

Limite superior de temperatura: 212°F(100°C)

Como la presion en el sistema es muy pequeña podremos usar un manometro de hasta 3 bar o uno de 60 psi que sera mas que suficiente.

3.5. Selección de Accesorios

Los accesorios a seleccionar seran los usados en la instalacion de la tubería desde el intercambiador a la Torre, analizando el Apendice C007 se seleccionara el tipo de accesorios y su cantidad aproximada.

Las boquillas de salida y entrada de agua del intercambiador son de 4" (segun Tabla 111) pulgadas por eso se usara tubería de 4".

TABLA III: TOLERANCIA DE ENTRADA EN INTERCAMBIADOR

Coraza, D.I. plg	Boquilla plg
Menos de 12 plg	2
12 - 17¼	3
19% - 21%	4
23% - 29	6
31 - 37	8
Mas de 39	10

TOTAL DE ACCESORIOS:

Tubería de 4" cedula 40 = 65 pies

Codos de 90° = 8

Bridas = 10

Valvula de compuerta = 2

Valvula check = 1

Capítulo 4

4. DISEÑO DE LA TORRE DE ENFRIAMIENTO

4.1. Análisis de los Requerimientos de la Torre de enfriamiento.

Para realizar el diseño de la torre de enfriamiento debemos seguir ciertos pasos, que al igual que en el intercambiador de calor nos dará la pauta para diseñar una torre de enfriamiento para cualquier necesidad o requerimiento.

Ya hemos establecido en el diseño de forma que el mejor diseño para la torre enfriamiento con nuestros parámetros requeridos es una Torre de Enfriamiento de Tiro Inducido Flujo en Contracorriente.

4.1.1. Determinación de unidades características de la torre

Los pasos a seguir para la determinar todas las condiciones adecuadas a nuestra torre de enfriamiento necesaria serán:

1. Calcular el área de la sección transversal de la torre:

$$A = L/L'$$

L es el flujo de agua y L' es el flujo específico de agua que se encuentra (Apendice **B20**) en función del rango de enfriamiento del agua (t_2-t_1) y la temperatura del bulbo húmedo t_{bh}

Para valores de aproximación ($t_1 - t_{bh}$) menores a 5°F esta tabla no se la puede utilizar y se usaran valores experimentales que nos proporcionen la minima altura.

2. Calculo de la humedad absoluta Y'_1 y entalpia del aire entrando H'_1 para la temperatura de agua t_1 . Usando la Tabla IV y la temperatura t_{bh}

3. Calculo del flujo de aire G_S

Para obtener el G_S debemos realizar un diagrama de operacion para la torre de enfriamiento usando los valores de entalpia de la mezcla aire-agua como ordenada y los valores de temperatura del agua entre t_1 y t_2 como abscisas, aqui se representara la curva de equilibrio de entalpia para aire saturado usando los valores de la Tabla IV a intervalos de 5°F .

La linea de operacion en este diagrama se lo obtendra ubicando el primer punto $1'$ que representara las condiciones en la torre a la temperatura t_1 . La linea de operacion pasara por el punto $1'$ y terminara en algun punto sobre la ordenada trazada por el punto t_2 , para el minimo valor de G_S la linea de operacion tendra la

mayor pendiente y tocara tangencialmente a la curva de equilibrio, por lo tanto pasara a través del punto 2 a t_2 .

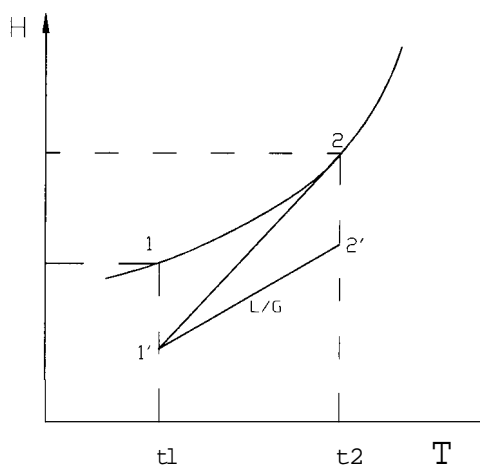


Fig. 4.1. CURVA DE EQUILIBRIO

Segun lo anterior:

$$LC/G_{S\min} = H_2 - H'_1 / t_2 - t_1$$

Obteniendo el $G_{S\min}$ podemos obtener el G_S multiplicandolo por una razon limite establecida.

Usando la ecuacion: $L/G_S = H'_2 - H'_1 / t_2 - t_1$ podremos calcular la entalpia del aire que sale H'_2 y finalmente obtener la linea de operación de la torre.

**TABLA IV. ENTALPIAS Y HUMEDADES PARA MEZCLAS DE
AIRE-AGUA A 14.7Lbs/plg²**

Temp. °F	Humedad (Y) lb H₂O/lb aire	Entalpia (H) Btu/Lb	v aire pie³/lb	v aire+H₂O pie³/Lb
40	0.005	15.15	12.59	12.70
45	0.0063	17.8	12.72	12.85
50	0.0076	20.5	12.84	13.00
55	0.0098	23.8	12.97	13.16
60	0.0110	26.7	13.10	13.33
65	0.0130	30.4	13.23	13.51
70	0.0160	34.5	13.35	13.69
75	0.0189	39.1	13.48	13.88
80	0.0222	44.1	13.60	14.09
85	0.0262	50.0	13.73	14.31
90	0.0310	56.7	13.86	14.55
95	0.0365	64.2	13.99	14.81
100	0.0430	72.7	14.11	15.08
105	0.0503	82.5	14.24	15.39
110	0.0590	93.8	14.36	15.73
115	0.0691	106.7	14.49	16.10
120	0.0810	121.5	14.62	16.52
125	0.0948	138.8	14.75	16.99
130	0.1108	158.5	14.88	17.53
135	0.1300	181.9	15.00	18.13
140	0.1520	208.6	15.13	18.84
145	0.1810	243.8	15.26	19.64
150	0.2160	286.0	15.39	20.60

4. Calculo de la altura de la zona empaquetada Z

Para calcular la altura de la zona empaquetada, se usara la ecuacion:

$$k_y a \frac{V}{L} = \int_1^2 \frac{dt}{H - H'}$$

Donde $V = 7Z$ y $k_y a$ a utilizarse es obtenido de experimentos segun el tipo arreglo de empaquetadura (ver Tabla V)

TABLA V: CARACTERISTICAS DE HUMIDIFICACION

Empaque plg	Altura plg	L	G	$k_y a$
1Raschig	24	500	250	226
		1000	250	468
		1500	250	635
1½ Raschig	20.6	500	250	226
		1000	250	468
		1500	250	635
2 Raschig	19.1	500	250	226
		1000	250	468
		1500	250	635
½ Berl	15.5	500	250	226
		1000	250	468
		1500	250	635
1 Berl	20.3	500	250	226
		1000	250	468
		1500	250	635
1% Berl	22	500	250	226
		1000	250	468
		1500	250	635

La integral puede ser calculada por tres formas:

- a.- Analíticamente si se conoce la relación $f(t) = H-H'$
- b.- Integración gráfica
- c.- Integración numérica

Generalmente como no se conoce la relación $f(t)$ se usa la integración física o la numérica a intervalos de 5°F , aquí usaremos la integración numérica

4.1.2. Requerimientos para el Agua de Compensación

El agua de compensación es el agua que se evapora en el sistema al pasar por la torre de enfriamiento, y los pasos para calcularla están a continuación:

Usando el diagrama de flujo de la Fig. 4.2. Se hace un balance de calor Q y un balance de flujo, esto sería igual a:

$$Q + MC(t_M - t_0) = G_S(H'_2 - H'_1)$$

$$M = G_S(Y'_2 - Y'_1)$$

Donde: M es el flujo de agua de reposición o compensación.

Y'_2 no se conoce, se calcula asumiendo que el aire que sale de la torre está saturado y por lo tanto su humedad Y'_2 deberá ser del aire saturado para H'_2 , (Tabla IV)

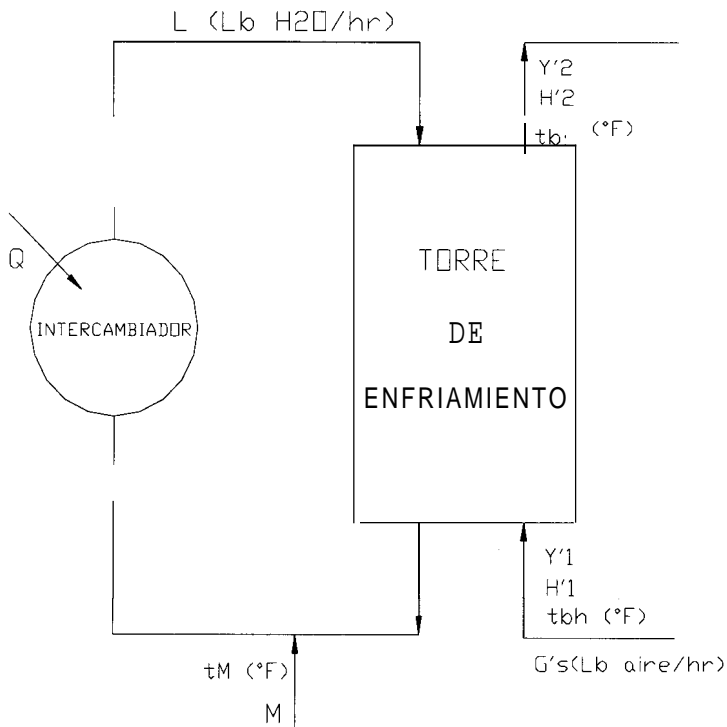


Fig. 4.2. DIAGRAMA DE FLUJO

G_s tampoco es conocida ya que anteriormente se lo calculo con el supuesto de que $L_1=L_2$ es decir que no hubo evaporación.

4.1.3. Selección del Ventilador para la torre.

Para seleccionar el ventilador es necesario conocer el flujo de aire G_s que circulará por la torre y la presión estática o de resistencia contra la que debe operar el ventilador.

1. Para seleccionar el ventilador debemos conocer el valor de densidad y con ello la temperatura con que sale el aire de la torre, para esto nos valemos de la Tabla IV para un Y_2 asumiendo que el aire se encuentra cercanamente saturado.

Con este valor de temperatura vamos al Apendice B21 y obtenemos la relación de densidad RDA

$$RDA = \rho_s / \rho$$

Donde ρ_s = densidad estandar = 0.075 lb/pe³

2. Para determinar los pcm (pe³/min) de aire que salen del extractor, se divide el flujo de aire G_s para su densidad ρ a la temperatura de operación, es decir:

$$PCM = G_s / \rho$$

3. Para torres de este tipo se sabe que la presión estática es menor a 1 plg de agua, podemos asumir que es de ½ plg. Con estos valores de PCM y presión estática vamos al Apendice A II y obtenemos los valores característicos para el correspondiente ventilador.

4.1.4. Deterrnacion de las Dirnensiones de la Piscina

Para determinar las dimensiones de la piscina para la torre de enfriamiento, se debe conocer el tiempo que demora el agua en circular a traves del sistema.

Se asume que el ciclo demora un minuto y se parte del dato que la piscina deberá tener una capacidad mayor a la cantidad de agua que debe fluir por el sistema en un minuto y asi evitar que esta se quede sin liquido, además la misma piscina debe soportar el peso de la torre con sus accesorios.

Entonces el problema consiste en seleccionar dimensiones para la piscina que provean mayor economia y aseguren un buen funcionamiento. Por lo general se establece el area transversal de la piscina un poco mas grande que el area transversal de la torre de enfriamiento que nos permita el montaje de la tubería de succión o algun otro accesorio necesario.

4.1.5. Deterrnacion de la Cantidad de Agua a Purgarse.

La mayor parte del calor disipado en una torre de enfriamiento se produce por la evaporación de una parte del agua que circula, la concentración de sales contenidas en el agua aumentara si no se

elimina parte del agua en el sistema. La pérdida de esta pequeña cantidad de agua que se la descarga al desagüe se la denomina purga. Para determinar la cantidad de agua que se debe purgar en % y que permita mantener la concentración de sales en el agua que circula, se usara la Tabla VI.

TABLA VI: PORCENTAJE DE AGUA A PURGARSE

Rango de Enfriamiento °F	Porcentaje de purga %
6	0.15
7.5	0.22
10	0.33
15	0.54
20	0.75

La purga puede ser efectuada en cualquier parte del sistema, pero es mas adecuado hacerla en la misma piscina de agua fria, mediante una tubería de cobre, conectada a algun sistema de drenaje. El tubo deberá estar colocado a una pulgada mas abajo de la superficie del agua para a la vez actuar como tubo de descarga o reboso en un momento dado.

Podremos obtener mediante la Tabla VII el flujo de agua a purgarse según el diámetro de tubería.

TABLA VII: FLUJO DE AGUA A PURGARSE

Diametro Interior plg	¼"	½"	5/8"	¾"	7/8"	1"
Purga Gpm	0.21	0.86	1.35	1.94	2.65	3.46

4.2. Condiciones de Proceso para la Torre de Enfriamiento.

Habiendo analizado todas nuestras condiciones y analizado la forma detallada de como seguir paso a paso los calculos necesarios para obtener nuestra Torre de enfriamiento adecuada a nuestro sistema, comenzaremos los respectivos calculos.

4.2.1. Calculo de las Unidades Caracteristicas de la Torre

1. Calcular el area de la sección transversal de la torre :

Usando Apendice B20

Para que la altura de la torre no sea muy grande usaremos

$$L' = 2 \text{ Gpm}$$

$$A = UL'$$

$$A = 95$$

$$A = 10 \text{ pie} \times 9.5 \text{ pie}$$

2. Usando la Tabla IV y la temperatura $t_{bh} = 79^{\circ}\text{F}$

$$Y'_1 = 0.02154 \text{ lbs H}_2\text{O/Lbs aire}$$

$$H'_1 = 43.1 \text{ Btu/Lbs}$$

3. De Apendice B19 obtenemos que:

$$H_2 = 80.6 \text{ Btu/Lbs}$$

$$\frac{LC}{G_{S\text{mín}}} = \frac{H_2 - H'_1}{t_2 - t_1}$$

$$G_{S\text{mín}} = 95,175 \times 1 (104-84)/(80.6 - 43.1)$$

$$G_{S\text{mín}} = 50,760 \text{ Lbs/hr}$$

Para que la altura de la torre no sea muy grande el flujo de aire lo consideraremos 3 veces mayor que el flujo minimo.

$$G_S = 3 G_{S\text{mín}} = 3 (50,760)$$

$$G_S = 152,280 \text{ Lbs/hr}$$

$$L/G_S = 95,175/152,280$$

$$L/G_S = 0.625$$

$$H'_2 = H'_1 + L/G_S(t_2 - t_1)$$

$$H'_2 = 43.1 + 0.625(104-84)$$

$$H'_2 = 55.6 \text{ Btu/Lb}$$

4. Calculo de la altura de la zona empaquetada Z por integración numérica:

Usando la formula $H' = H'_1 + L/G_s(T - t_1)$ se encuentran los valores de H' para un rango de 5°F.

Interpolando Tabla V:

$$K_y a = 347 \text{ Lb/h pie}^3$$

TABLA VIII: VALORES DE ENTALPIA PARA CALCULAR EL

$k_y a$

T	H	H'	H-H'	(H-H') _m	At	
					(H-H') _m	
84	48.8	43.1	5.7			
90	56.7	46.8	9.9	7.8	0.64	
95	64.2	49.9	14.3	12.1	0.41	
100	72.7	53.1	19.6	17.0	0.29	
104	80.6	55.6	25	22.3	0.22	
					$k_y a \frac{Z}{L} = \int_1^2 \frac{dt}{H-H'} =$	1.56

$$K_y a Z / L' = 1.56$$

$$Z = 1.56 \times L' / k_y a$$

$$Z = 1.56 \times 1002 / 347$$

$$\mathbf{Z = 4.5 \text{ pie}}$$

4.2.2. Cálculo del Agua de Compensación

Usando Fig. 4.2. obtenemos que:

$$Q + MC(t_M - t_0) = G'_s(H'_2 - H'_1)$$

$$1'903,500 + M(1)(80 - 32) = G'_s(55.6 - 43.1)$$

$$M = (12.5G'_s - 1'903,500)/48$$

$$M = G'_s(Y'_2 - Y'_1)$$

$$Y'_2 = 0.0395 \text{ Lbs H}_2\text{O/Lbs aire (Tabla IV para H}'_2)$$

$$M = G'_s(0.0395 - 0.02154)$$

$$M = 0.018 G'_s$$

$$48 \times 0.018 G'_s = 12.5G'_s - 1'903,500$$

$$G'_s = 163,587$$

$$M = 0.018 \times 163,587$$

$$\mathbf{M = 2,945 \text{ Lbs/hr}}$$

4.2.3. Cálculos para la Selección del Ventilador

1. $T = 98^\circ\text{F}$ (según Tabla IV con Y'_2):

$$\text{RDA} = 1.04 \text{ (según Apéndice B21 con T)}$$

$$\rho = \rho_s / \text{RDA}$$

Donde ρ_s = densidad estándar = 0.075 lb/pie^3

$$\rho = 0.075 / 1.04$$

$$\rho = 0.07212 \text{ Lbs/pie}^3$$

$$2. \text{ pcm} = G_S/\rho$$

$$\text{pcm} = 152,280/0.07212 \times 60.$$

$$\text{pcm} = 35,191 \text{ pie}^3/\text{min}$$

3. Segun Apendice A11, se obtiene un ventilador con las siguientes características:

Diametro del ventilador: 72 pulgadas

Pcm: 37,000 pie³/min

Numero de aletas: 6

Revoluciones por minuto: 546

Potencia del motor en HP: 5.40

4.2.4. Dimensiones de la Piscina

Las dimensiones de la piscina seran las siguientes:

Largo: 10.5 pie

Ancho: 10 pie

Profundidad: 1.5 pie

Volumen de la piscina: 1.50 pie³

Flujo de agua circulante: 191 GPM (25.5 pie³/min)

El nivel de agua se mantendrá a 0.5 pies del borde de la piscina

Volumen de agua disponible: 785 Gal (1 05 pie³)

4.2.5. Cantidad de Agua a Purgarse.

Para un rango de enfriamiento de 20°F el porcentaje de purga será igual a 0.75% (según Tabla VI)

Cantidad de agua a purgarse = $191 \times 0.0075 = 1.43$ GPM

Según la Tabla VII será suficiente usar para esta cantidad de purga una tubería de D.I. = 5/8"

Capítulo 5

5. CONSTRUCCION Y PROGRAMACION DE LA CONSTRUCCION

Para desarrollar plenamente un proyecto se necesita detallar que actividades se necesitan realizar, el orden en el que han de ser acabadas, quien hara cada una de esas actividades y cuando deben terminarse

Lograr todos los objetivos impuestos en este proyecto necesita la base de una programacion de las actividades necesarias para construir el sistema con una duración estimada en dias.

Tambien se necesita seguir un control de calidad para ir evaluando el proceso de construcción del sistema y asi nos permita diseñar y construir un buen sistema de enfriamiento con las mayores eficiencias posibles.

Una herramienta util en la programacion de las actividades son los Diagramas de Gantt, Carga y Pert pero el mas utilizado para proyectos que necesitan varias actividades relacionadas unas con otras es el Diagrama de Pert.

5.1. Diseño del Proceso de Fabricación

El diseño del proceso de fabricación se dividirá en tres partes, una para el intercambiador, otra para la torre de enfriamiento y una última parte en la que señalaremos los pasos para el montaje del sistema en la planta.

5.1.1 Programación para la Construcción del Intercambiador

Para facilitar la fabricación el intercambiador será construido en un taller, en donde se constará con todos los equipos adecuados para el caso.

1. Corte de los tubos a la medida requerida, los tubos adquiridos vienen en longitudes de 6 m así que se necesita cortarlos para obtener los de 4 m, el sobrante se lo suelda y así obtenemos el resto de los tubos.
2. Construcción de las placas deflectoras y espejos, estos se cortan según las medidas indicadas en los planos, en cada uno de ellos se marcan las posiciones centrales de los tubos de acuerdo al paso y al diámetro del tubo.

3. Construcción de la carcaza, en el tubo de la carcaza se perfora unos agujeros para las boquillas de 4" de diámetro mediante oxicorte, guardando de no alterar las tolerancias admisibles. Se sueldan los anillos en los extremos de la coraza y finalmente se sueldan las boquillas de tal manera que el eje de la boquilla sea perpendicular al eje de la coraza.
4. Construcción del cabezal flotante de tubos, se fijan los tubos en uno de los espejos, luego se coloca el segundo espejo de la misma forma que el primero, y finalmente se fijan los deflectores entre los espejos ajustando el espacio establecido.
5. Construcción de Domos exterior e interior, los domos fueron construidos en otro taller donde se contaban con los equipos adecuados.
6. Ensamble de todas las piezas, mediante una prensa se introduce completamente el haz de tubos en la coraza hasta la posición adecuada y tratando de no flexionar los tubos. Finalmente se colocan los domos que van empernados a los anillos.

5.1.2. Programacion para la Fabricación de la Torre

Por facilidades de espacio, la torre sera ensamblada en la planta.

1. Construccion de la piscina.
2. Soporteria y escaleras para construcción del cuerpo de la torre
3. Construccion del cuerpo de la torre
4. Montaje del area de empaquetadura
5. Instalacion del sistema de distribución de agua
6. Instalacion de eliminadores de gotas
7. Instalacion de Lumbreras de admision de aire
8. Instalacion del equipo mecanico

5.1.3. Montaje en Planta del Sistema

1. Marcar en sitio la ubicacion del equipo a montarse
2. Construir bases para los equipos
3. Ubicar equipos en las bases.
4. Anclaje de Intercambiador de Calor
5. Anclaje de bomba
6. Definir rutas de tuberia
7. Definir y construir soporteria para tuberia (si es necesario)
8. Establecer puntos estrategicos de bridas para futuro mantenimiento.
9. Montaje e instalacion de tuberias

10. Instalacion de instrumentación

11. Pintura de tubería.

5.2. Procesos de Control de Calidad

Un proceso de control de calidad se puede definir como el proceso de vigilar las actividades que aseguren que se estan cumpliendo como fueron planificadas y corrigiendo cualquier desviacion significativa.

No se puede saber en realidad si las unidades funcionan correctamente hasta haber evaluado que actividades se han realizado y haber comparado el desempeño real con la norma deseada.

El control es la unica forma de saber que las metas se estan cumpliendo o no y porque si o porque no

El proceso de control consiste de tres pasos separados: medir el desempeio real, comparar el desempeio actual contra una norma o estandar y tomar acciones para corregir las desviaciones o normas inadecuadas.

Existen cuatro formas comunes de información que se emplea frecuentemente para medir el desempeño real: la observación personal, los informes estadísticos, informes escritos e informes verbales. La combinación de estas formas incrementa la probabilidad de información confiable.

La observación personal proporciona un conocimiento profundo y de primera mano de la actividad real. Permite una cobertura intensa ya que tanto las actividades de desempeño pequeñas como las importantes pueden observarse y proporciona oportunidades para detectar fallas u omisiones, pero esta sujeta a prejuicios personales.

Los informes estadísticos no solo se limitan a los resultados presentados por computadora sino que también comprenden gráficas, cuadros de barras y presentaciones numéricas. Pero proporcionan una información limitada y con frecuencia subjetiva.

Los informes escritos como los informes estadísticos son más lentos pero más formales que los reportes de primera o segunda mano. Además los informes escritos normalmente son más fáciles de archivar y poder consultar.

Los informes orales tienen las mismas ventajas y desventajas que los informes de observación personal, aunque la información se filtra es rápida. Una de las desventajas históricas era el problema de documentar la información para referencias posteriores, pero actualmente con la nueva tecnología se pueden registrar con eficiencia y convertirse en un elemento tan permanente como si estuvieran escritos.

La combinación de estas cuatro formas permiten una mayor eficiencia en el proceso del control de calidad en el control de calidad de una fabricación, construcción o montaje.

En nuestro proceso de construcción tiene mucha importancia la soldadura de las partes del intercambiador, esta debe ser apropiada y seguir todas las normas de diseño y de construcción.

Al soldar cada uno de los anillos del intercambiador debe tener un control sobre los esfuerzos térmicos producidos por el calentamiento del material y que estos no deformen la forma de los anillos.

También se debe verificar en taller de que no existan fugas de agua de los tubos a la carcasa o en sentido contrario de aceite al agua.

5.3. Diagrama Pert de Construcción

Existen proyectos que requieren la coordinación de varias actividades, algunas de las cuales deben desarrollarse simultáneamente y otras no pueden empezar hasta que ciertas actividades anteriores hayan terminado, Para tales proyectos un tanto complejos existen el Diagrama de Pert.

Un Diagrama Pert es similar a un diagrama de flujo que ilustra la secuencia de actividades necesarias para terminar un proyecto y el tiempo o costos asociados a cada actividad. Con un Diagrama Pert se debe pensar en lo que se tiene hacer y determinar que acontecimientos dependen uno del otro.

Para construir un diagrama Pert es necesario conocer tres terminos importantes: eventos, actividades y ruta critica.

Los eventos son puntos finales que representan la terminación de actividades importantes. Las actividades representan el tiempo o recursos necesarios para avanzar de un evento al otro. LA ruta critica es la secuencia mas prolongada o que requiere mas tiempo de eventos y actividades de un Diagrama Pert.

Desarrollar un Diagrama Pert requiere que se identifiquen todas las actividades claves necesarias para completar el proyecto, se las clasifique en orden de dependencia y se estime la fecha de terminación de cada actividad.

En la Tabla IX y Fig. 5.1. podemos ver cada una de estas definiciones puestas en practica.

Las rutas critica obtenidas segun el diagrama son:

A-B-C-F-O-P-Q-T-U-W-X-Z = 24

A-B-C-F-O-P-Q-T-U-W-Y-Z = 24

A-B-C-F-O-P-Q-T-V-W-X-Z = 24

A-B-C-F-O-P-Q-T-V-W-Y-Z = 24

A-B-E-F-O-P-Q-T-U-W-X-Z = 24

A-B-E-F-O-P-Q-T-U-W-Y-Z = 24

A-B-E-F-O-P-Q-T-V-W-X-Z = 24

A-B-E-F-O-P-Q-T-V-W-Y-Z = 24

Es decir que el tiempo de duración del montaje y construcción sera de 24 dias laborables, las demoras pueden producirse en el montaje de la Torre de enfriamiento pero no mas de 3 dias sin que altere el tiempo de nuestra ruta critica.

TABLA IX: RED PERT DE CONSTRUCCION Y MONTAJE

EVENTO	DESCRIPCION	TIEMPO ESPERADO (dias)	EVENTO PRECED.
INTERCAMBIADOR			
A	Corte de tubos	1	-
B	Construccion de placas deflectoras y espejos	3	A
C	Construccion de carcaza	3	B
D	Construccion de cabezal flotante	1	B
E	Construccion de domos	3	B
F	Ensamble de todas las piezas	3	C,D,E
TORRE DE ENFRIAMIENTO			
G	Construccion de la piscina	1	F
H	Soporteria para el cuerpo de la torre	2	G
I	Construccion del cuerpo de la torre	2	H
J	Montaje de zona empaquetada	1	I
K	Instalacion del sistema de distribución de agua	1	J
L	Instalacion de eliminadores de gotas	1	J
M	Instalacion de lumbreras de admision de aire	1	I
N	Instalacion de equipo mecanico	2	I
N	Chequeo de equipos instalados	1	K,L,M,N
MONTAJE EN PLANTA			
O	Marcar en sitio la ubicacion del equipo a montarse	1	F
P	Construir bases para los equipos	2	O
Q	Ubicar equipos en las bases	1	P
R	Anclaje de Intercambiador de calor	1	Q
S	Anclaje de bomba	1	Q
T	Definir rutas de tuberias	1	Q
U	Definir y construir soporteria de tuberia	1	T
V	Establecer puntos de bridas para futuro mantenimiento o reparación.	1	T
W	Montaje e instalacion de tuberia	4	U,V,R,S
X	Instalacion de instrumentación	1	W
Y	Pintura de tuberia	1	W
Z	Chequeo y comprobacion final	3	Ñ,X,Y

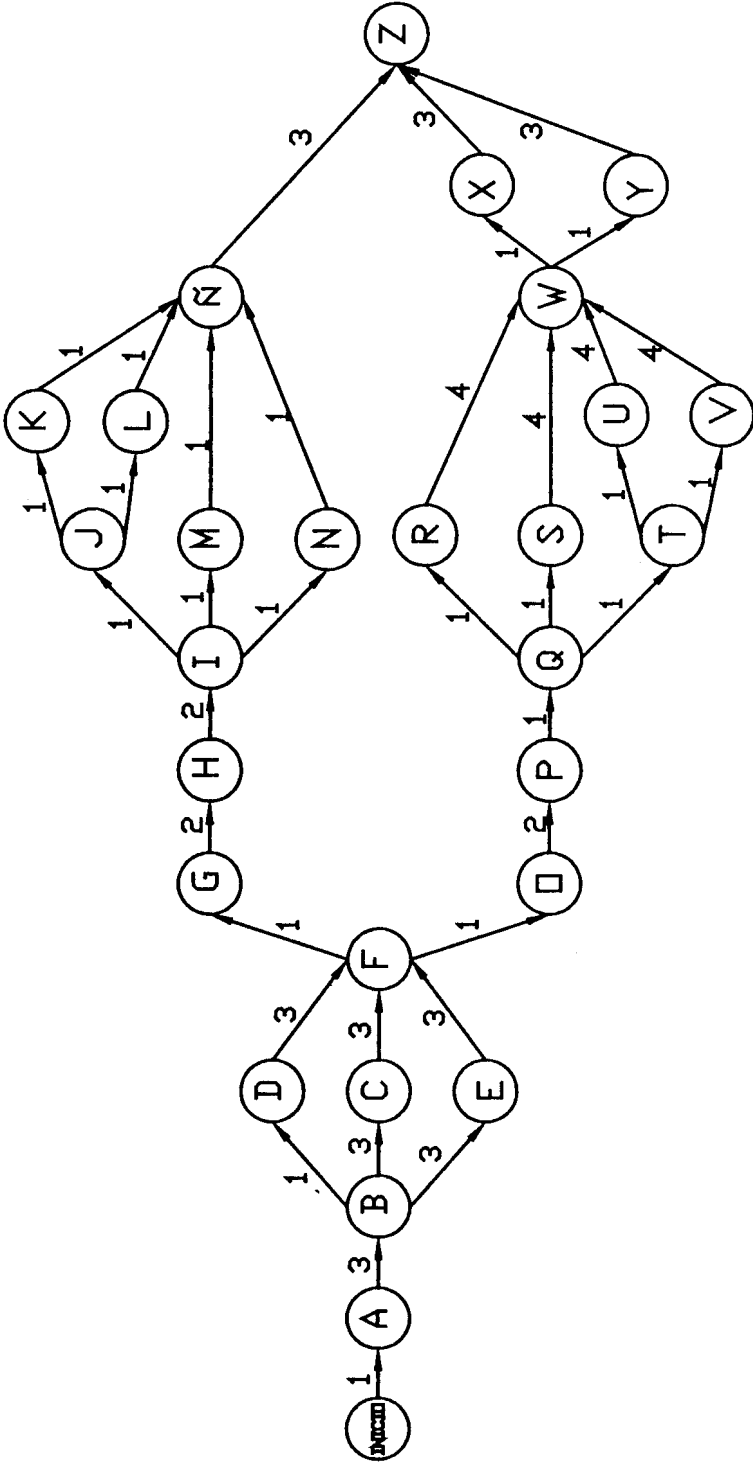


Fig. 5.1. DIAGRAMA PERT DE CONSTRUCCION Y MONTAJE

Capítulo 6

6. ANÁLISIS DE COSTOS

El análisis de costo del Sistema de Enfriamiento consistirá de dos partes: la primera será un resumen de todos los costos de fabricación generados, estos costos están basados en valores dados por algunos talleres y de los cuales se han escogido los de menor valor; la segunda parte consistirá en el costo de operación del sistema, en el cual se dará un detalle del costo de operación del equipo primordial de este sistema (Intercambiador y Torre).

6.1. Costo de Fabricación del Sistema de enfriamiento.

En la Tabla X vemos un desglose de cada uno de estos elementos con sus respectivas especificaciones.

6.2. Costo de Operación Anual

Intercambiador:

Usar agua como medio de enfriamiento tiene gran importancia en el diseño de un intercambiador, ya que según la cantidad de agua que se utilice el intercambiador puede ser más grande o más pequeño y por lo tanto los costos de inversión inicial, costos fijos, depreciación, mantenimiento, y operación también variarán.

TABLA X: COSTOS DE FABRICACION E INSTALACION

Elementos	Especificaciones	Cantidad	Costo (\$)
INTERCAMBIADOR			
Tubos para intercambiador de ¾" D.E. y 13 1/8 pies,	Espesor 3.4 mm	220	5,560
Deflectores (ver Apendice C005)	Acero, espesor 8 mm	20	195
Coraza de 19 ¼ D.I.	Acero, espesor 8 mm	1	256
Domo Cabezal Flotante (ver Apendice C003)	Acero, espesor 8 mm	1	192
Domo Interior (ver Apendice C004)	Acero, espesor 8 mm	1	170
Domo Exterior (ver Apendice C005)	Acero, espesor 8 mm	1	192
Espejos (ver Apendice C002)	Acero, espesor 25 mm	2	80
Anillos (ver Apendice C002)	Acero, espesor 25 mm	2	80
Pernos ¾" para domos exteriores	Acero, ¾" x 3½	48	50
Pernos 5/8" para domo interior	Acero, 5/8" x 4½	24	24
CONSTRUCCION (30%)			2,040
MONTAJE E INSTALACION (10%)			680
SUBTOTAL			9,519
TORRE DE ENFRIAMIENTO			
Zona Empaquetada			300
Estructura (más cubiertas laterales y superior, con barandas, escalera)	Estructuras de acero, planchas galvanizadas		1,733

Sistema distribución de agua y eliminadores de gotas (tubería, neplós, conectores, etc)	Tubería galvanizada y accesorios galvanizados		600
Lumbreras de admisión de aire		2	100
Equipo Mecánico			1,930
Piscina	Hormiçon, espesor 6"	1	600
Bomba de Agua de 210Gpm, 3HP, cabezal 30 pies		1	700
MONTAJE E INSTALACION (35%)			2,087
SUBTOTAL			8,050
OTROS			
Tubería de 4" ced. 40	Acero negro	65 pies	2,400
Codos de 90°	Acero negro	8	80
Valvula de compuerta	Acero	2	950
Valvula check	Acero	1	130
Bridas	Acero	10	150
Termómetros	Bimetal	2	200
Manómetro 60 psi,		1	15
INSTALACION (5%)			199
SUBTOTAL			4,174
TOTAL			21,743

El Costo total anual esta dado por la suma del costo de agua anual más los cargos fijos anuales. Dentro de los cargos fijos anuales se considera el 20% de reparación y mantenimiento y el 10% por depreciación sobre la base del costo de fabricacion del intercambiador.

Para calcular el costo de operacion anual podemos considerar la siguiente formula:

$$C_T = \frac{Q\theta C_W}{-c(t_2 - t_1)} + \frac{C_F Q}{U(LMTD)}$$

Donde: θ = horas de operacion anual

C_W = Costos del agua/lb

C_F = cargos fijos anuales

Dividiendo el costo total de fabricacion del intercambiador para la superficie de transferencia obtendremos que:

$$\text{Costo unitario } (\$/\text{pie}^2) = 8,8401567$$

$$\text{Costo unitario } (\$/\text{pie}^2) = 15.6 \$/\text{pie}^2$$

$$C_F = 15.6 \times 0.3$$

$$C_F = 4.7 \$/\text{pie}^2$$

$$\theta = 360 \text{ días} \times 24 \text{ horas}$$

$$\theta = \mathbf{8,640 \text{ h/año}}$$

$$C_W = (0.2 \text{ \$/m}^3)$$

$$C_W = \mathbf{0.15 \text{ \$/132,074 lb}}$$

$$C_T = \frac{1903,500 \times 8,640 \times 0.15}{1 \times (104 - 84) 132,074} + \frac{4.7 \times 1903,500}{126 \times 32.1}$$

$$C_T = \mathbf{3,146 \text{ \$/año}}$$

Torre de Enfriamiento:

Al igual que en el intercambiador la torre de enfriamiento también considera el costo por mantenimiento, depreciación del equipo, consumo de energía de la bomba y el ventilador al atio y costos por equipo construido.

Costo de operación anual es igual a :

$$C_T = \mathbf{M} + P + C_E/\theta$$

Donde :

M = Mantenimiento, dentro de este valor se considera el consumo del agua al año, el agua total consumida será suma del agua de compensación más agua de purga.

P = Consumo de energía de la bomba y el ventilador

C_E = Costo del equipo instalado

θ = tiempo de depreciación del equipo

Consumo de agua = $2,945 \text{ lb/h}/500 + 1.43 \text{ Gpm} = 7.32 \text{ Gpm}$

Consumo de agua = $7.32 \times 60 \times 8,640 = 3,794,688 \text{ Gls/año}$

Consumo de agua = $(3,794,688 \text{ Gls/año}) \times (0.15 \text{ \$/264 Gls})$

Consumo de agua = 2,156 \\$/año

El mantenimiento parcial es un 3% del valor del Costo del equipo.

Mantenimiento = Consumo de agua $+0.03 \times C_E$

Mantenimiento = $2,156 \text{ \$/año} + 0.03 \times 8,050$

Mantenimiento = 2,397 \\$/año

El tiempo estimado en que se devaluara el equipo se considera de 15 años.

El costo de energía se considera igual a 0.06 dolares 1 Kw/h, al año serian 518 dolares.

Costo de consumo de energía total es igual a:

$Kw = HP \times 0.746 / (\text{eficiencia del motor})$

$Kw = (HP_{\text{bomba}} + HP_{\text{ventilador}}) \times 7.46 / 0.88$

$$K_w = (3+5.4) \times 0.746/0.88 = 6.3K_w$$

$$P = 6.3 \times 518$$

$$P = 3,263 \text{ dólares/año}$$

$$C_T = M + P + C_E/\theta$$

$$C_T = 2,397 + 3,263 + 8,050/15$$

$$C_T = 6,197 \text{ \$/año}$$

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

- El aceite termico usado ya sea en el calentamiento o enfriamiento permite una rapida transferencia de calor a bajo costo y sin el uso de fases de vapor que a veces nos obliga a equiparnos de instrumentos y accesorios mas costosos, además no se oxida y le permite mantener una vida util larga, y al tener una relativamente baja viscosidad permite un facil bombeo
- Es seguro para plantas de producción donde se maneja mucho personal porque no es toxico, asi no se necesitan precauciones especiales de seguridad, mientras sea utilizado en las aplicaciones recomendadas (sistemas cerrados) y se mantenga buenas normas de higiene y limpieza .
- Los intercambiadores de calor deben de procurar obtener la maxima velocidad en sus flujos, Cuando se usa agua esta debe mantener una velocidad no menor a 3 pies/s para evitar inscrustaciones de lama o lodo en la tubería.
- Para obtener una perdida de presion minima ya sea en los tubos o en la coraza del intercambiador, debe obtenerse un numero de Re bastante alto, en la coraza esto se logra usando la mayor cantidad de deflectores

posibles pero teniendo el cuidado de usar una distancia adecuada que no entorpezca la ubicación de las boquillas en la coraza.

- Es recomendable que al ensamblar el intercambiador se usen anillos de caucho entre los anillos y las bridas de los domos y así evitar las fugas en cualquier sentido.
- La eficiencia en el intercambiador del sistema es:
- $$e = \frac{T_1 - T_2}{T_1 - t_1} \times 100 = (156 - 102) \times 100 / (156 - 84) = 75\%$$
, que es un valor bastante alto y que nos proporciona datos sobre la ventaja de este sistema.
- En las torres de enfriamiento es importante mantener un límite en el cabezal de la bomba para que las torres no sean muy altas y su estructura sea más sólida, esto se logra ya sea aumentando el área transversal o aumentando el flujo de aire.
- Es importante anotar que podemos disminuir la altura de la torre eligiendo un tipo de empaquetadura que tenga un alto $k_y a$, la variación del $k_y a$ depende de la forma y el tipo de empaquetadura.

- También podemos disminuir la altura de la torre aumentando la capacidad del ventilador pero esto nos lleva a una elevación de costos muy grande. Por lo tanto se debe elegir entre la conveniencia de una torre mas pequeña o un ventilador **mas** potente.
- Se recomienda usar agua tratada en la Torre ya que esto ayuda a disminuir el factor de obstrucción permitido.

- La eficiencia de una torre de enfriamiento esta dada por la formula:

$$\varepsilon = \frac{t_{L2} - t_{L1}}{t_{L2} - t_{w1}} \times 100 = (104-84) \times 100 / (104-79) = 80\%$$

- Es decir que tenemos muy buena eficiencia en el enfriamiento del agua.
- La construcción en nuestro medio de equipos como estos llega a ser "fácil" por la gran cantidad de talleres dedicados a esto y por la ventaja de no tener problemas en el suministro de materiales, lo que nos aporta otra ventaja a la hora de dar mantenimiento o hacer alguna reparación.

APENDICE A

APENDICE A-1

Guia para Selección de Intercambiadores de Calor

Fluidos para transferencia de calor	Equipo	Acción	Tipo	Escala de presión	Escala típica de U	\$
Líquido a Líquido	Intercambiador de soplado de agua de caldera	Soplado enfriado, agua de alimentación calentada	S	M,H	50-300	(0.28-1.7)
	Recuperación de calor de agua de lavandería	Agua residual enfriado, alimentación calentada	S	L	30-200	(0.17-1.1)
	Calentador de agua de servicio	Líquido de desecho enfriado, agua calentada	S	L,H	50-300	(0.28-1.7)
Vapor a Líquido	Calentador de purga	Vapor condensado, agua de alimentación calentada	S	L,H	200-800	(1.1-4/5)
Calefacción	Calentador de alimentación de desaeración	Vapor condensado, agua de alimentación calentada	M	L,M	DC	
	Calentador de chorro	Vapor condensado, agua calentada	M	L	DC	
	Olla de proceso	Vapor condensado, líquido calentado	S	L,M	100-500	(0.57-2.8)
	Calentador de petróleo	Vapor condensado, petróleo calentado	S	L,M	2G-60	(0.11-0.34)
	Calentador de agua de servicio	Vapor condensado, agua calentada	S	L,M	200-800	(1.1-4.5)
	Calentador de flujo abierta	Vapor condensado, agua calentada	M	L	DC	
	Recalentador de vapor de sodio a líquido	Sodio enfriado, vapor recalentado	S	M,H	50-200	(0.28-1.1)

Gas a Líquido

Calentador de agua de calor de	Gas de desecho enfriado, agua calentada	T	L	2-10	(0.011-0.057)
Economizador de caldera	Gas de combustión enfriado, agua de alimentación calentada.	T	M, H	2-10	(0.011-0.057)
Calentador de aire de caldera	Gas de combustión enfriado, aire de combustión calentado	T, R	L	2-10	(0.011-0.057)
Recalentador de caldera	Gas de combustión enfriado, vapor recalentado	T	M, H	2-20	(0.011-0.11)

Vapor a Gas

Serpentines de tubo de vapor	Vapor condensado, aire calentado	T	L, M	2-10	(0.011-0.057)
Radiador de vapor	Vapor condensado, aire calentado	T	L	2-10	(0.011-0.057)

Líquido - Líquido

Enfriador de petróleo	Agua calentada, petróleo enfriado	S, D	L, M	20-200	(0.11-1.1)
Enfriador de gas	Refrigerante hervido, agua enfriada	S	L, M	30-151	(0.17-0.86)
Enfriador de salmuera	Refrigerante hervido, salmuera enfriada	S	L, M	30-150	(0.17-0.86)
Enfriador de aceite de transformador	Agua calentada, aceite enfriado	S	L, M	20-50	(0.11-0.88)

Vapor - Líquido

Dessobrecalentador de caldera	Agua de caldera calentada, vapor dessobrecalentado	S, M	M, H	150-800	(0.85-4.5)
-------------------------------	--	------	------	---------	------------

Enfriamiento Gas - Líquido

Interenfriadores y posenfriadores de compresor	Agua calentada, aire comprimido enfriado	S	L, H	10-20	(0.057-0.11)
--	--	---	------	-------	--------------

Radiador de motor de combustión Aire calentado, agua enfriada T L 2-10 (0.011-0.057)

Enfriadores de aire, de hidrógeno Agua calentada, hidrógeno o aire enfriado S L 2-10 (0.011-0.057)

Enfriador de acondicionamiento de aire Agua calentada, aire enfriado T L 2-10 (0.011-0.057)

Intercambiador de calor de refrigeración Salmuera calentada, aire enfriado T L, M 2-10 (0.011-0.057)

Enfriador de refrigeración Refrigerante hervido, aire enfriado T L, M 2-10 (0.011-0.057)

Desobrecalentador de caldera Gas de combustión calentado, vapor desobrecalentado T M, H 2-3 (0.011-0.045)

Evaporador de líquido caliente Líquido de desecho enfriado, agua hervida S L, H 40-150 (0.23-0.85)

Generador de vapor de sodio líquido Sodio enfriado, agua hervida S M, H 500-1000 (2.8-5.7)

Evaporador (de vacío) Vapor condensado, agua hervida S L 400-600 (2.3-3.4)

Evaporador (a la presión) Vapor condensado, agua hervida S L, M 400-600 (2.3-3.4)

Condensador de mercurio de caldera Mercurio condensado, agua hervida S M, H 500-700 (2.8-4.0)

Caldera de vapor de calor de desecho Gas de combustión enfriado, agua hervida T L, H 2-10 (0.011-0.057)

Caldera de vapor de llama directa Gas de combustión enfriado, agua hervida T L, H 2-10 (0.011-0.057)

Vapor - Gas

Líquido - Líquido

Vapor - Líquido

Ebullición

Gas - Líquido

Condensación	Vapor - Líquido	Condensador de refrigeración	Agua calentada, refrigerante condensado	S, D	L, M	80-250	(0.45-1.4)
		Condensador de superficie de vapor	Agua calentada, vapor condensado	S	L	300-800	(1.7-4.5)
		Condensador mezclador de vapor	Agua calentada, vapor condensado	M	L	DC	
		Intercondensador y poscondensador	Condensado calentado, vapor condensado	S	L	15-300	(0.085-1.7)
	Vapor - Gas	Condensador de superficie enfriado por aire	Aire calentado, vapor condensado	T	L	2-16	(0.011-0.091)

† **S:** Intercambiador de casco y tubo;
M: intercambiador mezclador de contacto directo;
T: tubos en trayectoria de fluido en movimiento, o intercambiador abierto al aire circulante;
R: intercambiador tipo placa regenerativa o tipo placa simple;
D: intercambiador de doble tubo.

‡ **L:** escalas de presión más altas de 0 a 100 lb/in² (abs) (0 a 689.4 Ha);
M: presión más alta de 100 a 500 lb/in² (abs) (689.4 a 3447 Ha);
H: más de 500 lb/in² (abs) (3447 kPa).

§ Los valores de **U** representan la escala de coeficientes totales de transferencia de calor que pudieran esperarse en varios intercambiadores. Los coeficientes están expresados en BTU/(h.°F.ft²) [W/(m².°C)] de superficie de calentamiento. El total de calor transferido en el intercambiador, en BTU/h, se obtiene al multiplicar un valor específico de U para ese tipo de intercambiador por la superficie y diferencia logarítmica de temperatura media. DC indica intercambiador directo de calor.

TOMADO DE TYLER G. HICK, MANUAL DE CALCULOS PARA LAS INGENIERIAS, MCGRAW HILL, TOMO II, TERCERA EDICION, 1998

APENDICE A-2

EQUIVALENCIA ENTRE GRADOS API, PESO ESPECIFICO, DENSIDAD Y
LIBRAS POR GALON A 60°F/60°F DE ACEITES

Grados API	Peso Especifico S	Densidad lb/pie ³ ρ	Lb/galón
0
2
4
6
8
10	1.0000	62.36	8.337
12	0.9861	61.50	8.221
14	0.9725	60.65	8.108
16	0.9593	59.83	7.998
18	0.9465	59.03	7.891
20	0.9340	58.25	7.787
22	0.9218	57.87	7.736
24	0.9100	56.75	7.587
26	0.8984	56.03	7.490
28	0.8871	55.32	7.396
30	0.8762	54.64	7.305
32	0.8654	53.97	7.215
34	0.8550	53.32	7.128
36	0.8448	52.69	7.043
38	0.8348	52.06	6.960
40	0.8251	51.46	6.879
42	0.8155	50.86	6.799
44	0.8063	50.28	6.722
46	0.7972	49.72	6.646
48	0.7883	49.16	6.572
50	0.7796	48.62	6.499
52	0.7711	48.09	6.429
54	0.7628	47.57	6.359
56	0.7547	47.07	6.292
58	0.7467	46.57	6.225
60	0.7389	46.08	6.160
62	0.7313	45.61	6.097
64	0.7238	45.15	6.034
66	0.7165	44.68	5.973
68	0.7093	44.23	5.913

TOMADO DE CRANE, FLUJO DE FLUIDOS, McGRAW HILL, TERCERA EDICION, 1998

APENDICE A-3

FACTORES DE INCRUSTACIÓN EN INTERCAMBIADORES

FLUIDO CALENTADO O ENFRIADO	Factor de incrustación
Petroleo	0.0055
Aceite delgado	0.0020
Aceite limpio recirculado	0.0010
Aceites para templar	0.0042
Refrigerantes (liquidos)	0.0011
Gasolina	0.0006
Limpiado a vapor y sin aceite	0.0001
Vapores de refrigerante	0.0023
Escape diesel	0.013
Aire comprimido	0.0022
Aire limpio	0.0011
Agua de mar a menos de 130°F (54°C)	0.0006
Agua de mar a más de 130°F (54°)	0.001 ■
	0.0011
	0.0021
	0.0008
	0.0009

TOMADO DE TYLER G. HICK, MANUAL DE CALCULOS PARA LAS INGENIERIAS,
McGRAW HILL, TOMO II, TERCERA EDICION, 1998

APENDICE A-4

PROPIEDADES FISICAS DEL AGUA

Temperatura de agua <i>t</i> grados Fahrenheit	Presión de saturación <i>P_s</i> lb/pulg ² abr.	Volumen específico \bar{v} pie ³ /lb	Densidad ρ lb/pie ³	Peso libras/galón
32	0.08859	0.016022	62.414	8.3436
40	0.12163	0.016019	62.426	8.3451
50	0.177%	0.016023	62.410	8.3430
60	0.25611	0.016033	62.371	8.3378
70	0.36292	0.016050	62.305	8.3290
80	0.50683	0.016072	62.220	8.3176
90	0.69813	0.016099	62.116	8.3037
100	0.94924	0.016130	61.996	8.2877
110	1.2750	0.016165	61.862	8.2698
120	1.6927	0.016204	61.7132	8.2498
130	2.2230	0.016247	61.550	8.2280
140	2.8892	0.016293	61.376	8.2048
150	3.7184	0.016343	61.188	8.1797
160	4.7414	0.016395	60.994	8.1537
170	5.9926	0.016451	60.787	8.1260
180	7.5110	0.016510	60.569	8.0969
190	9.340	0.016572	60.343	8.0667
200	11.526	0.016637	60.107	8.0351
210	14.123	0.016705	59.862	8.0024
212	14.6%	0.016719	59.812	7.9957
220	17.186	0.016775	59.613	7.9690
240	24.968	0.016926	59.081	7.8979
260	35.427	0.017089	58.517	7.8226
280	49.200	0.017264	57.924	7.7433
300	67.005	0.01745	57.307	7.6608
350	134.604	0.01799	55.586	7.4308
400	247.259	0.01864	53.648	7.1717
450	422.55	0.01943	51.467	6.8801
500	680.86	0.02043	48.948	6.5433
550	1045.43	0.02176	45.956	6.1434
600	1543.2	0.02364	42.301	5.6548
650	2208.4	0.02674	37.397	4.9993
700	3094.3	0.03662	27.307	3.6505

TOMADO DE CRANE, FLUJO DE FLUIDOS, MCGRAW HILL, TERCERA EDICION, 1998

APENDICE A-5

DATOS DE TUBOS PARA INTERCAMBIADORES DE CALOR

Tubo DE, plg	BW	Espeso de la pared,	DI, plg	Area de flujo por tubo plg ²	Superficie por pie lin. pies ²		Peso por pie lineal. lb. de acem
					Exterior	Interior	
1/8	i2	0.109	0.282	0.0623	0.1309	0.0748	0.493
	14	0.083	0.334	0.0876		0.0874	0.403
	16	0.065	0.370	0.1076		0.0969	0.329
	Id	0.049	0.402	0.127		0.1052	0.258
	20	0.035	0.430	0.145		0.1125	0.190
3/8	10	0.134	0.482	0.182	0.1963	0.1263	0.965
	11	0.120	0.510	0.204		0.1335	0.884
	12	0.109	0.532	0.223		0.1393	0.817
	13	0.095	0.560	0.247		0.1466	0.727
	14	0.083	0.584	0.268		0.1529	0.047
	15	0.072	0.606	0.289		0.1587	0.571
	16	0.065	0.620	0.302		0.1623	0.520
	17	0.058	0.634	0.314		0.1660	0.469
	18	0.049	0.652	0.334		0.1707	0.401
1	8	0.165	0.670	0.355	0.2618	0.1754	1.61
	9	0.148	0.704	0.389		0.1843	1.47
	10	0.134	0.732	0.421		0.1916	1.36
	11	0.120	0.760	0.455		0.1990	1.23
	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	0.834	0.546		0.2183	0.890
	15	0.072	0.856	0.576		0.2241	0.781
	16	0.065	0.870	0.594		0.2277	0.710
17	0.058	0.884	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	0.2409	2.09
	9	0.148	0.954	0.711		0.2498	1.91
	10	0.134	0.982	0.757		0.2572	1.75
	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	0.884		0.2775	1.28
	14	0.083	1.08	0.923		0.2839	1.13
	15	0.072	1.11	0.960		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	1.04	0.3015	0.688		
1 1/2	8	0.165	1.17	1.075	0.3925	0.3063	2.57
	9	0.148	1.20	1.14		0.3152	2.34
	10	0.134	1.23	1.19		0.3225	2.14
	11	0.120	1.26	1.25		0.3299	1.98
	12	0.109	1.28	1.29		0.3356	1.77
	13	0.095	1.31	1.35		0.3430	1.56
	14	0.083	1.33	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	1.09
17	0.058	1.38	1.50	0.3623	0.978		
18	0.049	1.40	1.54	0.3670	0.831		



APENDICE A-6

DISPOSICION DE LOS ESPEJOS DE TUBOS (CUENTA DE TUBOS)

ARREGLO EN CUADRO

Tubos de 3/4" DE, arreglo en cuadro de 1 plg						Tubos de 1" DE, arreglo en cuadro de 1 1/4 plg					
Coraza DI, plg	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P	Coraza DI, plg	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P
8	32	26	20	20		8	21	16	14		
10	52	52	40	30		10	32	32	26	24	
12	81	76	68	68	60	12	48	45	40	38	36
13%	97	90	82	76	70	13 1/4	61	56	5a	48	44
15%	137	124	116	108	108	15 1/4	81	76	68	68	64
17 1/4	177	166	158	150	142	17 1/4	112	112	96	90	82
19 1/4	224	220	204	192	188	19%	138	132	128	122	116
21 1/4	277	270	240	240	234	21 1/4	177	186	158	152	148
23%	341	324	308	302	292	23%	213	208	192	184	184
25	413	394	370	356	346	25	260	252	238	226	222
27	481	460	432	420	408	27	300	288	278	268	260
29	553	526	480	468	456	29	341	326	300	294	286
31	657	640	600	580	560	31	406	398	380	368	358
33	749	718	688	676	648	33	465	460	432	420	414
35	845	824	780	766	748	35	522	518	488	484	472
37	934	914	880	866	838	37	596	574	562	544	532
39	1049	024	982	968	948	39	665	644	624	613	600

Tubos de 1 1/4" DE, arreglo en cuadro de 1 1/8 plg						Tubos de 1 1/2" DE, arreglo en cuadro de 1 7/8 plg					
10	16	12	10			12	16	16	12	12	
13	30	24	22	16	16	13 1/4	22	22	16	16	
13 1/4	32	30	30	22	22	15%	29	29	25	24	22
15 1/4	44	40	37	35	31	17%	39	39	34	32	29
17%	56	53	51	48	44	19 1/4	50	48	45	43	39
19%	78	73	71	64	56	21 1/4	62	60	57	54	50
21 M	96	90	86	82	78	23 1/4	78	74	70	66	62
23 1/4	127	112	106	102	96	25	94	90	86	84	78
35	140	135	127	123	115	27	112	108	102	98	94
27	166	160	151	146	140	29	131	127	120	116	112
29	193	188	178	174	166	31	151	146	141	138	131
31	226	220	209	202	193	33	176	170	164	160	151
33	258	252	244	238	226	35	202	196	188	182	176
35	293	287	275	268	258	37	224	220	217	210	202
37	334	322	311	304	293	39	252	246	237	230	224
39	370	362	348	342	336						

TOMADO DE DONALD Q. KERN, PROCESOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR, CECSA, VIGESIMOSEXTA REIMPRESION, 1995

APENDICE A-7

CONDUCTIVIDADES TERMICAS DE LIQUIDOS

Líquido	°F	k	Líquido	°F	k
Aceites			Bromobenceno	86	0.074
Ricino	68	0.104		212	0.070
	212	0.100	Óxido de azufre	5	0.128
Oliva	68	0.097		86	0.111
	212	0.095	Bisulfuro de carbono	86	0.083
Acetato de etilo	68	0.101		167	0.088
Alcohol 100%	68	0.105	Tetracloruro	32	0.107
80%	68	0.137		154	0.094
60%	68	0.176	Cloruro de calcio, salmuera 30%	86	0.32
40%	68	0.224	15%	86	0.34
20%	68	0.281	Cloruro de sodio, salmuera 25.0%	86	0.33
100%	122	0.087	12.5%	86	0.34
Benceno	86	0.086	Clorobenceno	50	0.083
	140	0.082	Cloroformo	86	0.080
Bromuro	68	0.070	Cymene (para)	86	0.078
Eter	86	0.080		140	0.079
	167	0.078	Decano (n-)	86	0.085
Yoduro	104	0.064		140	0.083
	167	0.063	Diclorodifluorometano	20	0.057
Acetato de amilo	50	0.083		60	0.053
Alcohol (n-)	86	0.094		100	0.048
	212	0.089		140	0.043
	86	0.088		180	0.038
	167	0.087	Dicloroetano	122	0.082
Acetato butílico (n-)	77-86	0.085	Diclorometano	5	0.111
Alcohol (n-)	86	0.097		86	0.096
(iso-)	167	0.093	Eter de petróleo	86	0.075
	50	0.091		167	0.073
Acetona	86	0.102	Etilen glicol	32	0.153
	167	0.095	Gasolina	86	0.078
Acido acético 100%	68	0.099	Glicerina 100%	68	0.164
50%	68	0.20	80%	68	0.189
Acido esteárico	212	0.0786	60%	68	0.220
Acido láurico	212	0.102	40%	68	0.259
Acido oleico	212	0.0925	20%	68	0.278
Acido palmítico	212	0.0835	100%	212	0.164
Acido sulfúrico 90%	86	0.21	Heptano (n-)	86	0.081
60%	86	0.25		140	0.079
30%	86	0.30	Hexano (n-)	86	0.080
Agua	32	0.330		140	0.078
	86	0.356	Kerosena	68	0.086
	140	0.381		167	0.081
	176	0.398	Mercurio	82	4.83
Alcohol alílico	77-86	0.104	Nitrobenceno	86	0.095
Alcohol heptílico (n-)	86	0.094		212	0.088
	167	0.091	Nitrometano	86	0.125
Alcohol hexílico (n-)	86	0.093		140	0.120
	167	0.090	Nonano (n-)	86	0.084
Alcohol metílico 100%	68	0.124		140	0.082
80%	68	0.154	Octano (n-)	86	0.083
60%	68	0.190		140	0.081
40%	68	0.234	Paraldehído	86	0.084
30%	68	0.284		212	0.078
100%	122	0.114	Pentano (n-)	86	0.078
Cloruro	5	0.111		167	0.074
	86	0.089	Percloroetileno	122	0.092
Alcohol propílico (n-)	86	0.099	Sodio	212	49
	167	0.095		410	46
Alcohol (iso-)	86	0.091	Tolueno	86	0.086
	140	0.090		167	0.084
Amoniaco	5-86	0.29	<i>n</i> -tricloroetano	122	0.077
Amoniaco, acuoso, 26%	68	0.261	Tricloroetileno	122	0.080
	140	0.29	Turpentina (aguarrás)	59	0.074
Anilina	32-68	0.100	Vaselina	59	0.106
Benceno	86	0.092	Xileno (orto-)	68	0.090
	140	0.087	Xileno (meta-)	68	0.090

APENDICE A-8

CARACTERISTICAS DE BOMBAS MODERNAS

	Centrifugas		Circotorias	Reciprocantes		
	Voluta y difusor	Flujo axial		Tornillo y engrane	Vapor acción directa	Eléctrica doble acción
Flujo de descarga Máxima altura de succión usual, ft (m)	Constante 15 (4.6)	Constante 15 (4.6)	Constante 15 (4.6)	Pulsante 22 (6.7)	Pulsante 22 (6.7)	Pulsante 22 (6.7)
Líquidos manejados	Limpios, claros; sucios, abrasivos; líquidos con alto contenido de sólidos		Viscosos, no abrasivos	Limpios y claros		
Rango de presión de descarga	Baja a alta		Media	Baja a la más alta producida		
Rango de capacidad usual	Pequeña a la más grande		Pequeña a media	Relativamente pequeña		
Cómo la mayor carga hidráulica afecta: Capacidad Entrada de potencia	Decrece Depende de la velocidad específica		Ninguna Aumenta	Decrece Aumenta	Ninguna Aumenta	Ninguna Aumenta
Cómo la menor carga hidráulica afecta: Capacidad Entrada de potencia	Aumenta Depende de la gravedad específica		Ninguna Decrece	Pequeña aumenta Decrece	Ninguna Ninguna Decrece	Ninguna Ninguna Decrece

TOMADO DE TYLER G. HICK, MANUAL DE CALCULOS PARA LAS INGENIERIAS, MCGRAW HILL, TOMO II, TERCERA EDICION, 1998

APENDICE A-9

DIMENSIONES DE TUBERIA DE ACERO

Tamaño nominal del tubo, IPS plg	DE, plg	Cédula No.	DI, plg	Area de flujo por tub. plg ²	Superficie lineal, ft ² /pie		Peso por pie lineal, lb de acero
					Exterior	Interior	
1/8	0.405	40*	0.269	0.058	0.106	0.070	0.25
		80†	0.215	0.030		0.056	0.32
1/4	0.640	40'	0.304	0.104	0.141	0.095	0.43
		80†	0.302	0.072		0.079	0.54
3/8	0.675	40*	0.493	0.192	0.177	0.129	0.57
			0.423	0.141		0.111	0.74
1/2	0.840	40*	0.622	0.304	0.220	0.163	0.86
		80†	0.546	0.235		0.143	1.09
3/4	1.05			0.634	0.276	0.216	1.13
		80†	0.742	0.432		0.194	1.48
1	1.32	40'	1.049	0.864	0.344	0.274	1.68
		80†	0.957	0.718		0.250	2.17
1 1/4	1.66			1.50	0.408	0.307	2.71
				1.28		0.393	3.04
1 1/2	1.90	40'	1.810	2.04	0.498	0.422	2.71
		80†	1.500	1.76		0.393	3.04
2	2.38	40'	2.067	3.35	0.622	0.542	3.60
		80†	1.939	2.95		0.508	5.03
2 1/2	2.88	40'	2.469	4.70	0.753	0.647	5.80
		80†	2.323	4.23		0.609	7.67
3	3.50	40*	3.068	7.38	0.917	0.804	7.58
		SOT	2.900	6.61		0.760	10.3
4	4.50	40*	4.026	12.7	1.178	1.055	10.8
		80†	3.826	11.5		1.002	15.0
6	6.625	40*	6.065	28.0	1.734	1.590	19.0
		80†	5.761	26.1		1.510	28.6
8	8.625	40*	7.981	50.0	2.258	2.090	28.6
		80†	7.625	45.7		2.000	43.4
10	10.76	40'	10.02	78.8	2.814	2.62	40.8
		60	0.76	74.6		2.55	64.8
12	12.75	30	12.09	115	3.338	3.17	43.8
14	14.0	30	13.25	138	3.665	3.47	54.8
16	16.0	30	15.25	183	4.189	4.00	62.8
18	18.0	20†	17.25	234	4.712	4.52	72.7
20	20.0	20	19.25	291	5.236	5.05	78.6
22	22.0	20†	21.25	355	6.747	5.58	84.0
24	24.0	20	23.25	425	6.283	6.09	94.7

APENDICE A-10

GRAVEDADES ESPECIFICAS DE LIQUIDOS

COMPUESTO	S'	COMPUESTO	S *
Acetaldehído	0.78	Cloruro de estilo	0.92
Acetato de amilo	0.88	Cloruro de metilo	0.92
Acetato de etilo	0.90	Cloruro de n-propilo	0.89
Acetato de metilo	0.93	Cloruro sulfurico	1.67
Acetona	0.79	Dibrometano	2.09
Acetato de butilo	0.88	Dicloroetano	1.17
Acetato de vinilo	0.93	Diclorometano	1.34
Agua	1.00	Difenilo	0.99
Acido acético 100%	1.05	Eter etilico	0.71
Acido acético 70%	1.07	Etilbenceno	0.87
Acido n-butirico	0.96	Etilglicol	1.04
Acido i-butirico	0.96	Fenol	1.07
Acido clorosulfónico	1.77	Formiato de etilo	0.92
Acido fórmico	1.22	Glicerina al 100%	1.26
Acido nítrico 95%	1.50	Glicerina al 50%	1.13
Acido nítrico 60%	1.38	n-heptano	0.68
Acido propibnico	0.99	n-hexano	0.66
Acido sulfúrico 100%	1.83	Hidroxido de sodio 50%	1.53
Acido sulfúrico 98%	1.84	Yoduro de etilo	1.93
Acido sulfúrico 60%	1.05	Yoduro de n-propilo	1.75
Alcohol alílico	0.86	Mercurio	13.55
Alcohol amílico	0.81	Metacresol	1.03
Alcohol n-butílico	0.81	Metanol 100%	0.79
Alcohol i-butílico	0.82	Metanol 90%	0.82
Alcohol etílico 100%	0.79	Metanol 40%	0.94
Alcohol etílico 95%	0.81	Metiletilcetona	0.81
Alcohol etílico 40%	0.94	Naftaleno	1.14
Alcohol Isopropílico	0.79	Nitrobenzeno	1.2
Alcohol octílico	0.82	Nitrotolueno, orto	1.16
Alcohol n-propílico	0.80	Nitrotolueno, meta	1.16
Amoniaco al 100%	0.61	Nitrotolueno, para	1.29
Amoniaco al 26%	0.91	n-octano	0.7
Anhidrido acético	1.08	Oxalato de dietilo	1.08
Anilina	1.02	Oxalato de diemtilo	1.42
Anisol	0.99	Oxalato de dipropilo	1.02
Benceno	0.88	Pentacloroetano	1.67
Bióxido de azufre	1.38	n-pentano	0.63
Bióxido de carbono	1.29	Propano	0.59
Bisulfuro de carbono	1.26	Salmuera, Ca Cl, 25%	1.23
Bromotolueno, orto	1.42	Salmuera, Na Cl, 25%	1.19
Bromotolueno, meta	1.41	Sodio	0.97
Bromotolueno, para	1.39	Tetracloroetano	1.6
Bromuro de etilo	1.43	Tetracloroetileno	1.63
Bromuro de n-propilo	1.35	Tetracloruro de carbono	1.6
n-butano	0.6	Tetracloruro de titanio	1.73
i-butano	0.6	Tribromuro de fsforo	2.85
Ciclohexanol	0.96	Tricloruro de arsénico	2.16
Clorobenceno	1.11	Tricloruro de fsforo	1.57
Cloroformo	1.49	Tricloroetileno	1.46
Clorotolueno, orto	1.08	Tolueno	0.87
Clorotolueno, meta	1.07	Xileno, orto	0.87
Clorotolueno, para	1.07	Xileno, meta	0.86
Cloruro estánico	2.23	Xileno, para	0.86

APENDICE A-11

CARACTERÍSTICAS DE VENTILADORES SEGUN DIAMETRO Y ALETAS

Diámetro y Nº de paleta		PRESION ESTATICA (plg. De H2O)															
		0.3		0.4		0.5		0.6		0.7		0.8		0.9			
		RPM	HP	RPM	HP	RPM	HP	RPM	HP	RPM	HP	RPM	HP	RPM	HP		
60' D 6 BLADE!	37500	1800	400	4.14	500	5.14	511	5.94									
	40000	1980	500	4.32	520	5.76	549	6.59								644	10.62
	42500	2106	520	5.56	540	6.45	570	7.35	582	8.23	614	9.22	636	10.25	658	11.36	
	45000	2293	544	6.27	567	7.19	590	8.15	611	9.00	632	10.05	654	11.11	674	12.20	
	47500	2420	567	7.06	589	8.01	610	9.00	632	10.02	651	10.08	672	12.04	692	13.16	
	50000	2548	589	7.92	611	8.90	632	9.93	652	10.90	673	12.06	690	13.07			
	52500	2675	613	8.86	613	9.88	653	10.94	673	12.04	692	13.16					
	55000	2803	636	9.89	656	10.94	675	12.03	694	13.16							
	57500	2930	660	11.01	679	12.08	691	13.21									
60000	3056	684	12.22	702	13.32												
72' B 6 BLADE!	28000	989	419	2.44	459	3.17	498	4.05	524	4.73							
	31000	1095	437	2.75	474	3.50	512	4.39	547	5.37	569	6.06					
	34000	1201	455	3.09	494	3.99	526	4.19	561	5.78							
	37000	1307	475	3.48	511	4.41	546	5.40	575	6.26							
	40000	1413	505	4.22	530	4.86	564	5.92									
	43000	1519	527	4.76	551	5.42	582	6.47									
46000	1625	550	5.35	572	6.02												
12' C 6 BLADE!	46000	1500	422	5.15	467	7.60	504	9.46	543	11.76							
	48000	1696	428	6.16	477	8.17	513	10.04	549	12.19							
	51000	1800	434	6.58	485	8.68	525	10.78	557	12.81							
	54000	1906	440	7.02	491	9.20	535	11.49	569	13.68							
12' D 6 BLADE!	57000	2014	277	5.58													
	60000	2120	282	5.91	311	7.86											
	63000	2226	290	6.48	315	8.22											
	66000	2332	295	6.84	320	8.61	341	10.86									
	69000	2438	300	7.20	325	9.06	350	11.28									
	72000	2544	305	7.59	334	9.87	355	11.74	319	14.25							
	75000	2650	311	8.00	339	10.33	359	12.25	383	14.73	409	17.76					
	78000	2756	316	8.44	344	10.81	369	13.29	387	15.26	410	17.98					
	61000	2862	322	8.92	349	11.31	374	13.89	392	15.66	414	18.56	431	21.75			
64000	2968	328	9.43	354	11.63	379	14.47	397	16.52	416	19.18	439	22.07				
67000	3074	336	10.46	359	12.39	384	15.07	407	17.84	422	19.67	443	23.76	464	35.70		
84' A 6 BLADE	36000	920	357	2.88	391	3.85	418	4.73	448	5.86							
	39000	997	370	3.16	402	4.15	432	5.24	456	6.17	484	7.40	511	8.70			
	42000	1074	387	3.63	414	4.48	443	5.60	471	6.78	493	7.76	518	9.08			
	45000	1150	402	4.00	427	4.87	455	5.98	482	7.21	503	8.20	521	9.50			
	48000	1227	417	4.41	445	5.50	461	6.42	493	7.66	518	8.99					
	51000	1304	432	4.86	459	6.00	480	6.92	505	8.15	529	9.50					
84' C 6 BLADE:	51000	1304	318	4.49	343	5.61	368	6.88	392	8.33	414	9.85					
				4.91	352	6.05	375	7.34	398	8.75	421	10.33	442	11.96			
				5.36	361	6.58	383	7.84	406	9.27	427	10.80	449	12.50	468	14.27	
				5.85	371	7.11	392	8.39	413	9.81	434	11.33	455	13.02	415	14.83	
				6.38	381	7.68	402	9.05	422	10.42	442	11.98	461	13.60	481	15.40	
					391	8.30	411	9.70	430	11.09	450	12.64	469	14.31	488	16.04	
					401	8.95	421	10.36	440	11.89	458	13.31	471	15.04	495	16.71	
					412	9.64	431	11.14	450	12.67	461	14.17	485	15.83	502	17.61	
					423	10.41	441	11.92	459	13.48	477	15.12	493	16.10	510	18.46	
							452	12.74	469	14.35	486	16.03	503	17.75	519	19.47	
							462	13.62	479	15.30	496	16.10	512	18.76	528	20.44	
									490	16.27	506	18.00	522	19.81			
								500	17.29	516	19.10	531	20.91				

APENDICE A-12

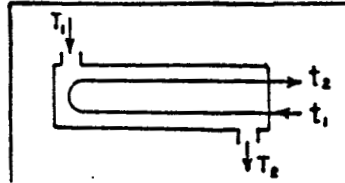
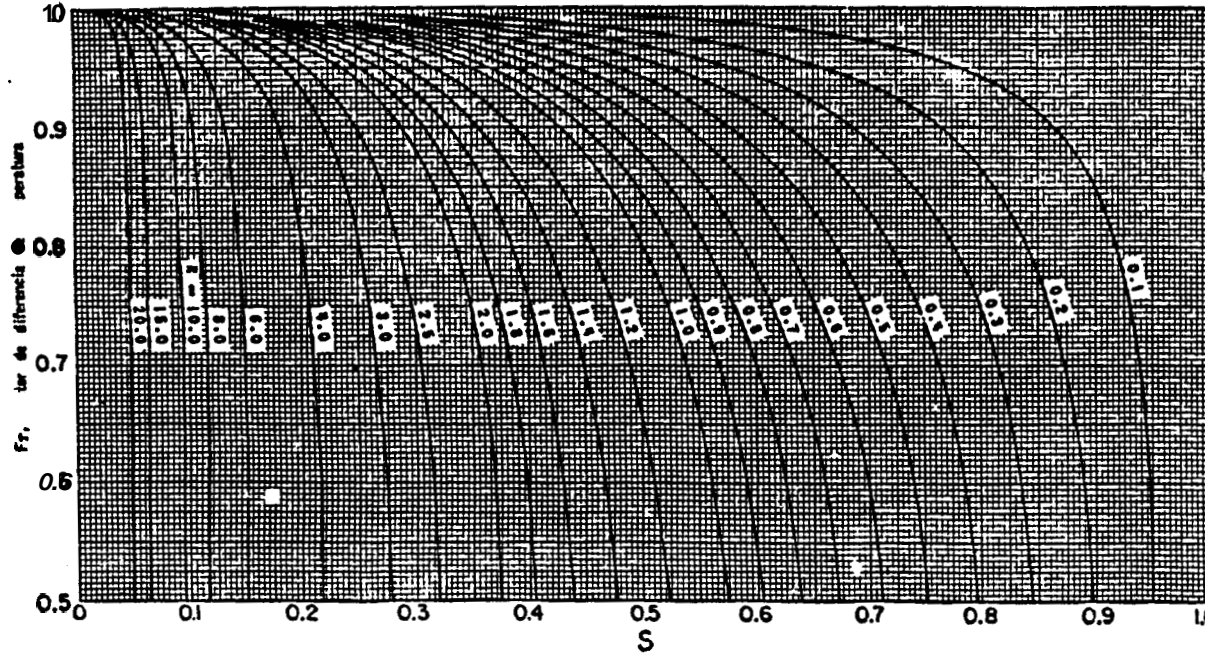
VISCOSIDAD DE LIQUIDOS

Para usarse como coordenadas de Apendice B-3

	X	Y	Líquido	X	Y
	15.2	4.8	Cloruro Estánico	13.5	12.8
	11.8	12.5	Cresol , meta	2.5	20.8
	12.3	11.0	Dibromoetano	12.7	15.8
	13.7	9.1	Dicloroetano	13.2	12.2
	14.2	8.2	Diclorometano	14.6	8.9
	14.0	8.8	Difenilo	12.0	18.3
	14.5	7.2	Eter Etilico	14.5	5.3
Acetona 35%	7.9	15.0	Etilbenceno	13.2	11.5
Agua	10.2	13.0	Etilenglicol	6.0	23.6
Acido Acético 100%	12.1	14.2	Fenol	6.9	20.8
Acido Acético 70%	9.5	17.0	Formiato de Etilo	14.2	8.4
Acido Budrico	12.1	15.3	Freon11	14.4	9.0
Acido Clorosulfónico	11.2	18.1	Freon 12	16.8	5.6
Acido Fórmico	10.7	15.8	Freon21	15.7	7.5
Acido Isobutírico	12.2	14.4	Freon22	17.2	4.7
Acido Nítrico 95%	12.8	13.8	Freon 113	12.5	11.4
Acido Nítrico 60%	10.8	17.0	Freon 114	14.6	8.3
Acido Propiónico	12.8	13.8	Glicerina 100%	2.0	30.0
Acido Sulfúrico 110%	7.2	27.4	Glicerina 50%	6.9	19.6
Acido Sulfúrico 98%	7.0	24.8	Heptano	14.1	8.4
Acido Sulfúrico 60%	10.2	21.3	Hexano	14.7	7.0
Alcohol Alílico	10.2	14.3	Hidróxido de Sodio 50%	3.2	25.8
Alcohol Amílico	7.5	18.4	Yoduro de Etilo	14.7	10.3
Alcohol Butílico	8.6	17.2	Yoduro de Propilo	14.1	11.6
Alcohol Etilico 100%	10.5	13.8	Isobutano	14.5	3.7
Alcohol Etilico 95%	9.8	14.3	Mercurio	18.4	16.4
Alcohol Etilico 40%	6.5	16.6	Metanol 100%	12.4	10.5
Acido Clorhídrico 31.5%	13.0	16.6	Metanol 90%	12.3	11.8
Alcohol Isobutílico	7.1	18.0	Metanol 40%	7.8	15.5
Alcohol Isopropílico	8.9	16.0	Metiletilcetona	13.9	8.6
Alcohol Octílico	6.2	21.1	Naftaleno	7.9	18.1
Alcohol Propílico	9.1	16.5	Nitrobenceno	10.6	16.2
Amoniaco 100%	12.6	2.0	Nitrotolueno	11.0	17.0
Amoniaco 26%	10.1	13.9	Octano	13.7	10.0
Anhidrido Acético	12.7	12.8	Oxalato de Dietilo	11.0	16.4
Anilina	8.1	18.7	Oxalato de Dimetilo	12.3	15.8
Anisol	12.3	13.5	Oxalato de Dipropilo	10.3	17.7
Benceno	12.5	10.9	Pentacloroetano	10.9	17.3
Bióxido de Azufre	15.2	7.1	Pentano	14.9	5.2
Bióxido de Carbono	11.6	0.3	Propano	15.3	1.0
Bisulfuro de Carbono	16.1	7.5	Salmuera CaCl ₂ 25%	6.6	15.9
Bromo	14.2	13.2	Salmuera NaCl 25%	10.2	16.6
	20.0	15.9	Sodio	16.4	13.9
	14.5	8.1	Tetracloroetano	11.9	15.7
Bromuro de Propilo	14.5	9.6	Tetracloroetileno	14.2	12.7
n-Butano	15.3	3.3	Tetracloruro de Carbono	12.7	13.1
Ciclohexanol	2.9	24.3	Tetracloruro de Titanio	14.4	12.3
Clorobenceno	12.3	12.4	Tribromuro de Fósforo	13.8	16.7
Cloroformo	14.4	10.2	Tricloruro de Arsénico	13.9	14.5
Clorotolueno, orto	13.0	13.3	Tricloruro de Fósforo	16.2	10.9
Clorotolueno, meta	13.3	12.5	Tricloroetileno	14.8	10.5
Clorotolueno, para	13.3	12.5	Tolueno	13.7	10.4
Cloruro de Etilo	14.0	8.8	Turpentina	11.5	14.9
Cloruro de Metilo	15.0	3.8	Kileno, orto	13.5	12.1
Cloruro de Propilo	14.4	7.5	Kileno, meta	13.9	12.1
Cloruro de Sulfurilo	15.2	12.4	Kileno, para	13.9	10.9

APENDICE B

APENDICE B-1



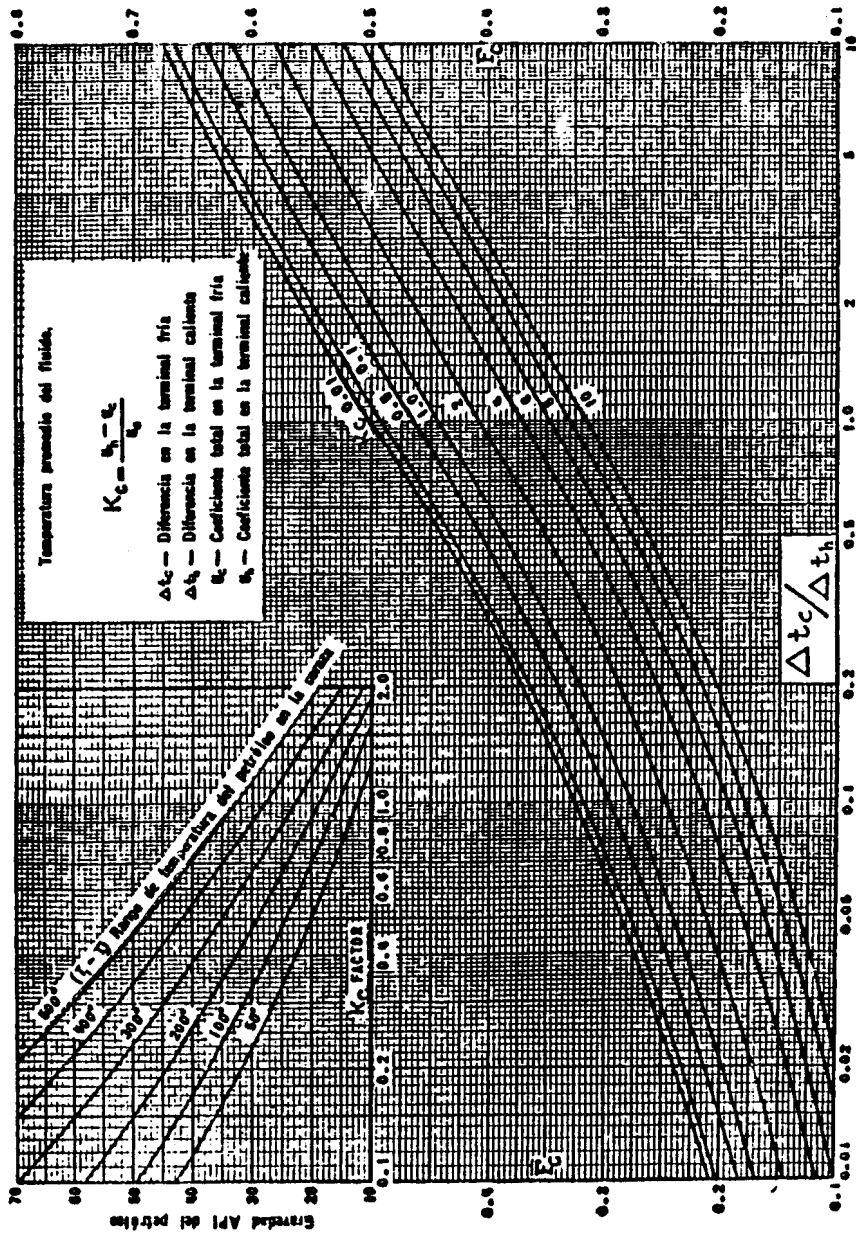
Factor de corrección F_T para MLDT.

1 paso en la coraza, 2 o más pasos en los tubos

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

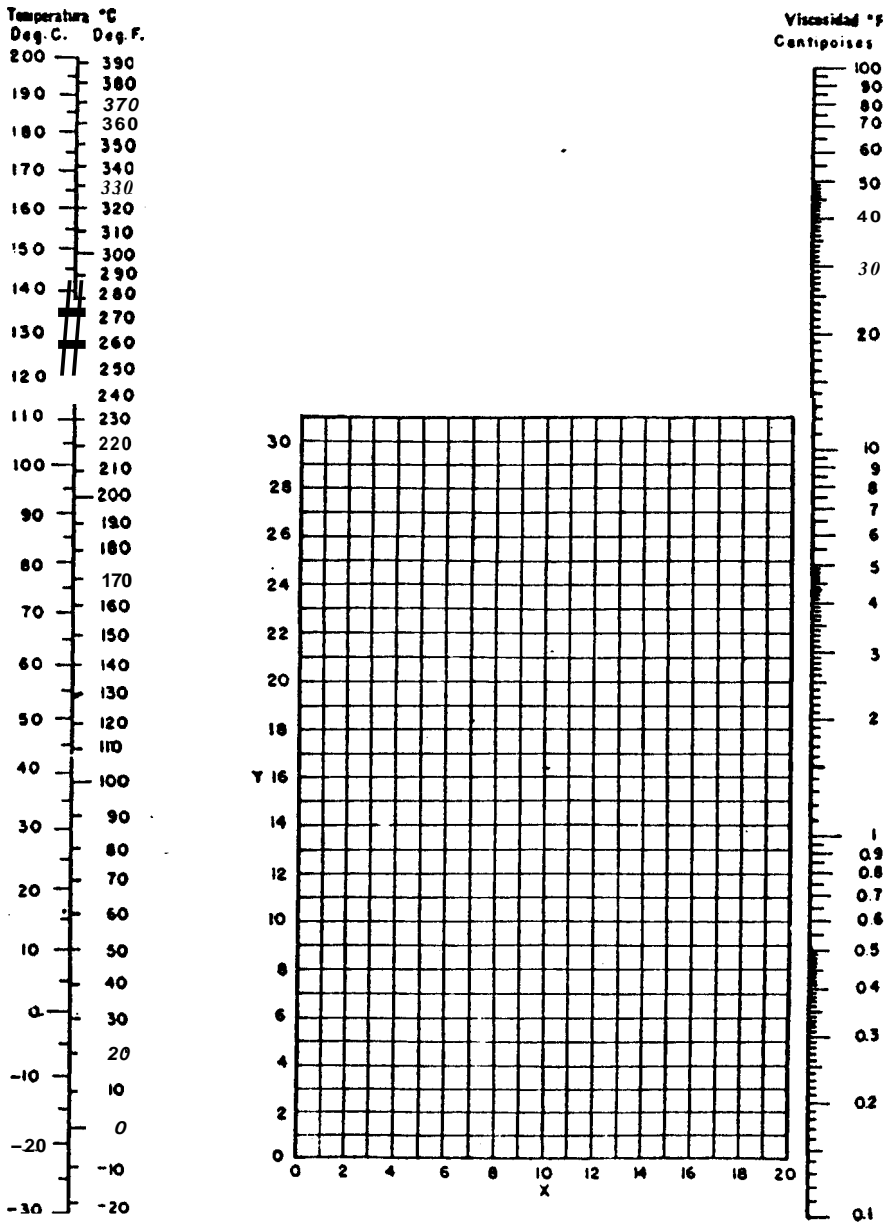
FACTORES DE CORRECCION MLDT PARA INTERCAMBIADORES DE CALOR 1-2

API INDEX ≤ B-2



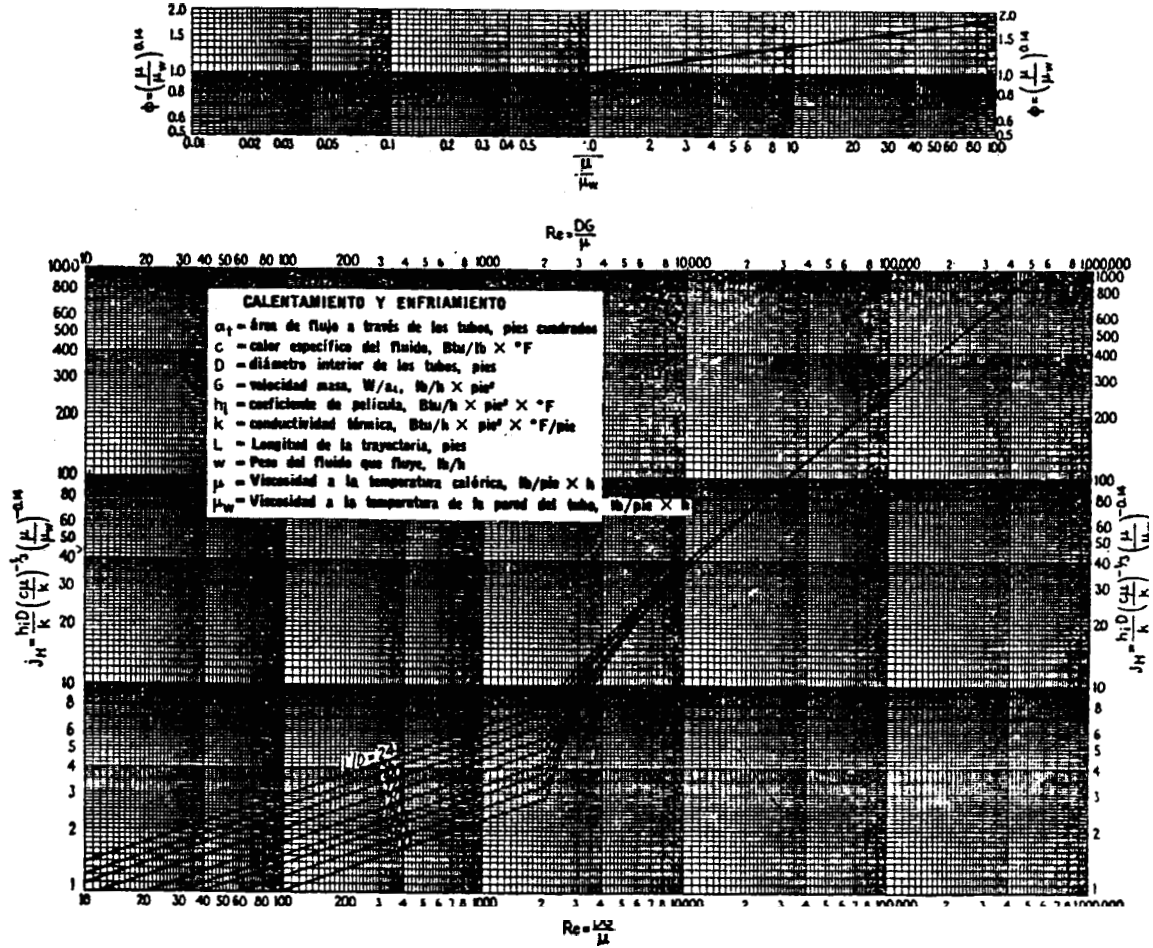
FACTOR F_c DE TEMPERATURA CÁLIDA

APENDICE B-3



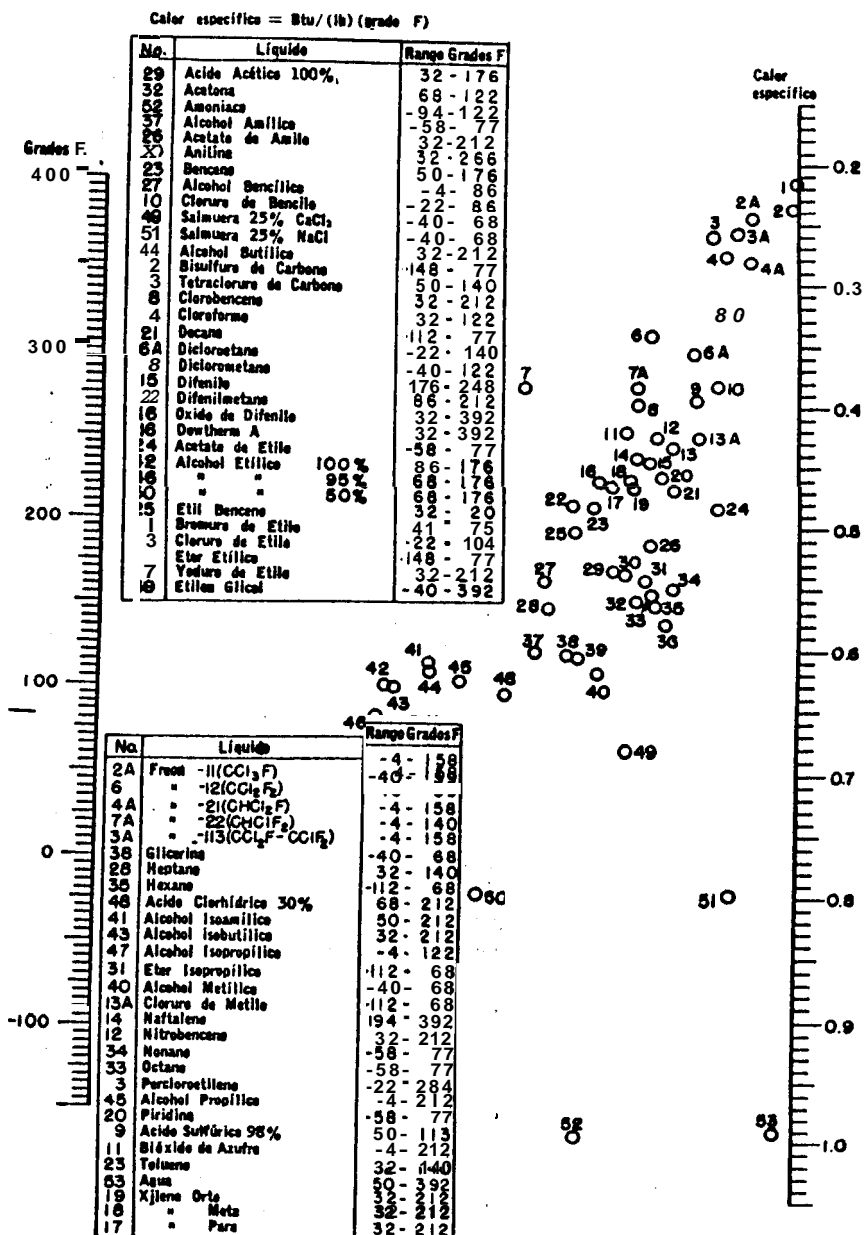
VISCOSIDADES DE LIQUIDOS

APENDICE B-4



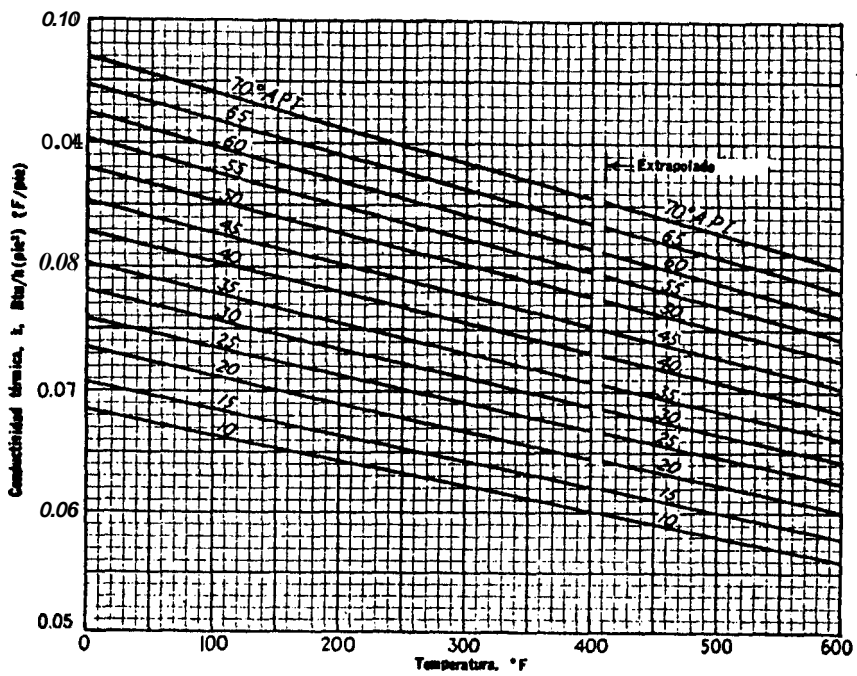
CURVA DE TRANSFERENCIA DE CALOR LADO DE TUBOS

APENDICE B-5



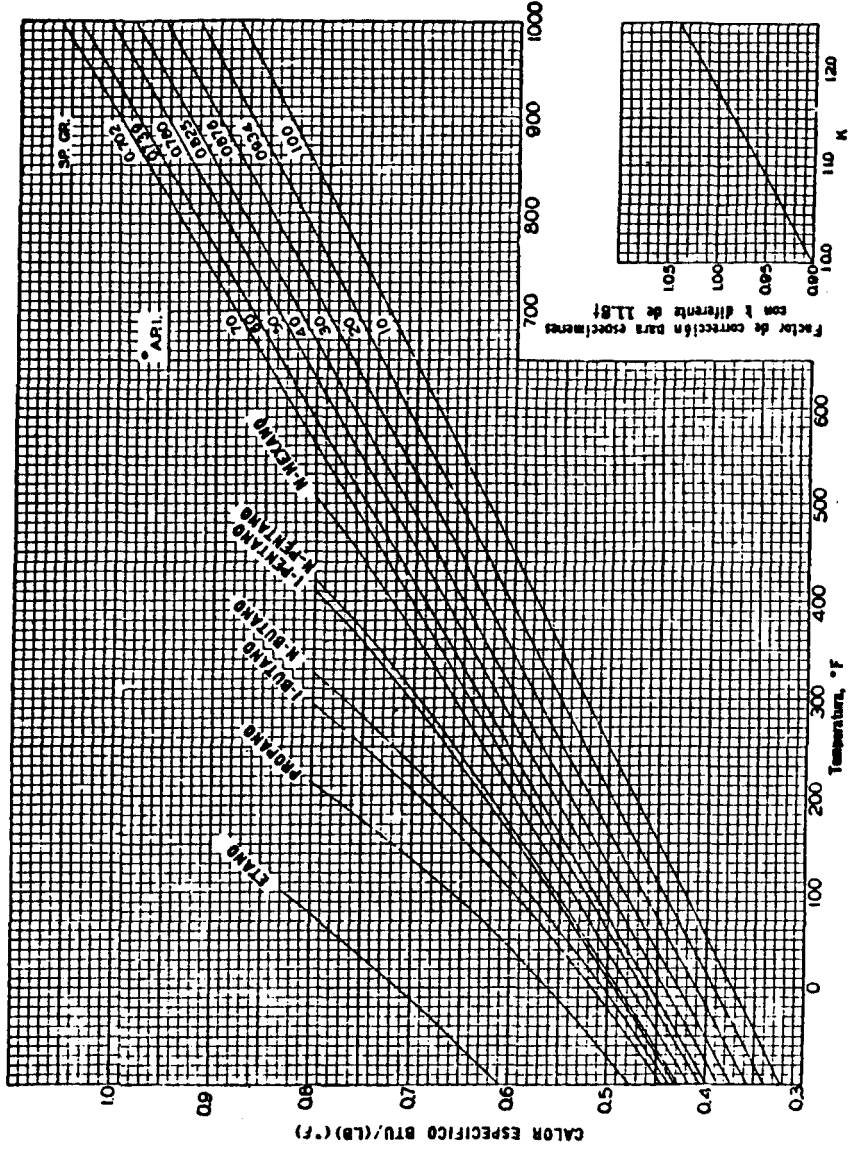
CALORES ESPECIFICOS DE LIQUIDOS

APENDICE B-6



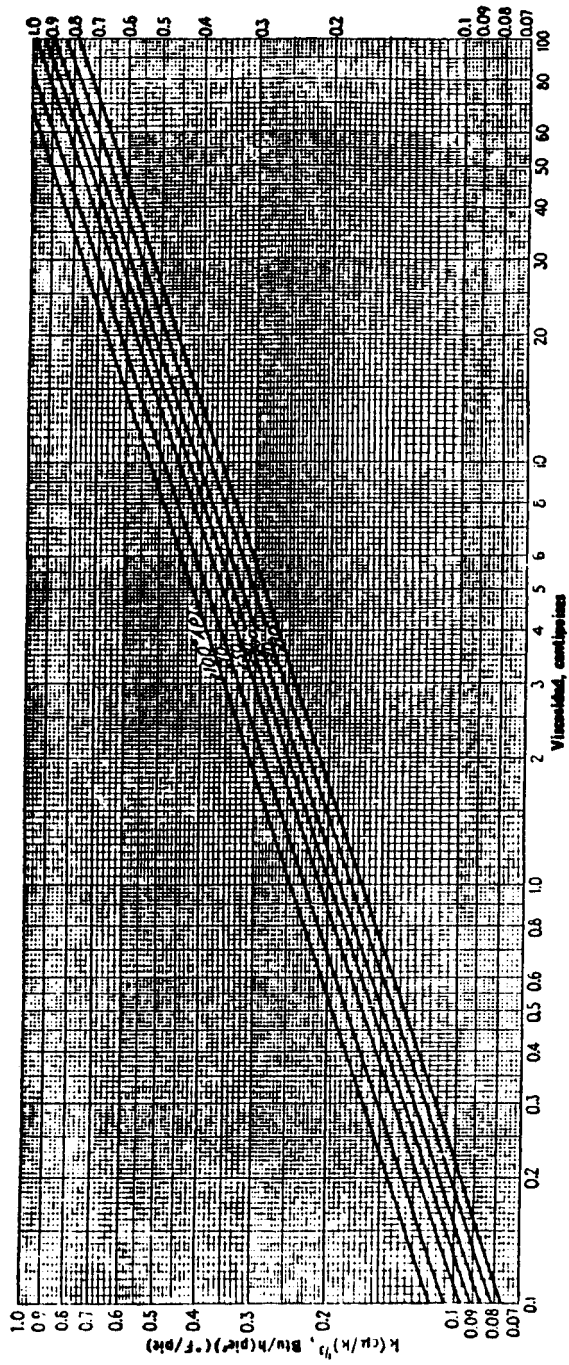
CONDUCTIVIDADES TERMICAS DE HIDROCARBUROS

A0ENDIC B-7



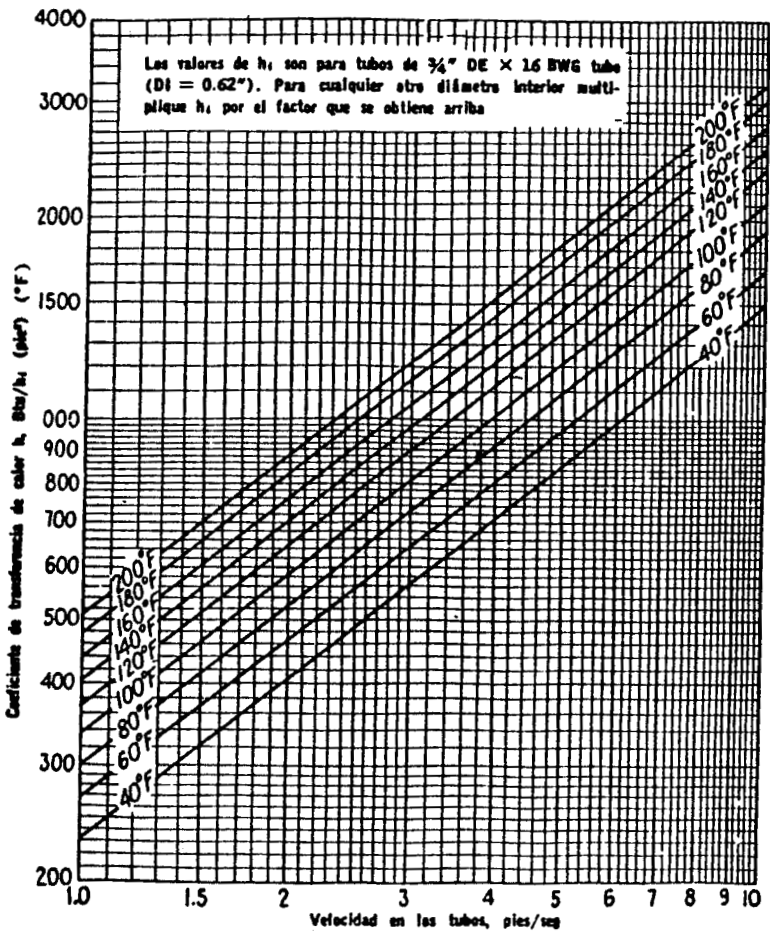
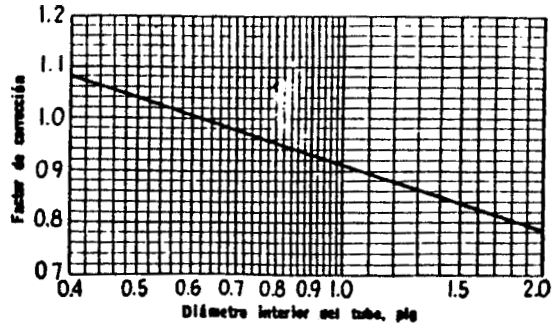
CALORES ESPECIFICOS DE HIDROCARBUROS LIQUIDOS

A0ΣNDICΣ B-8



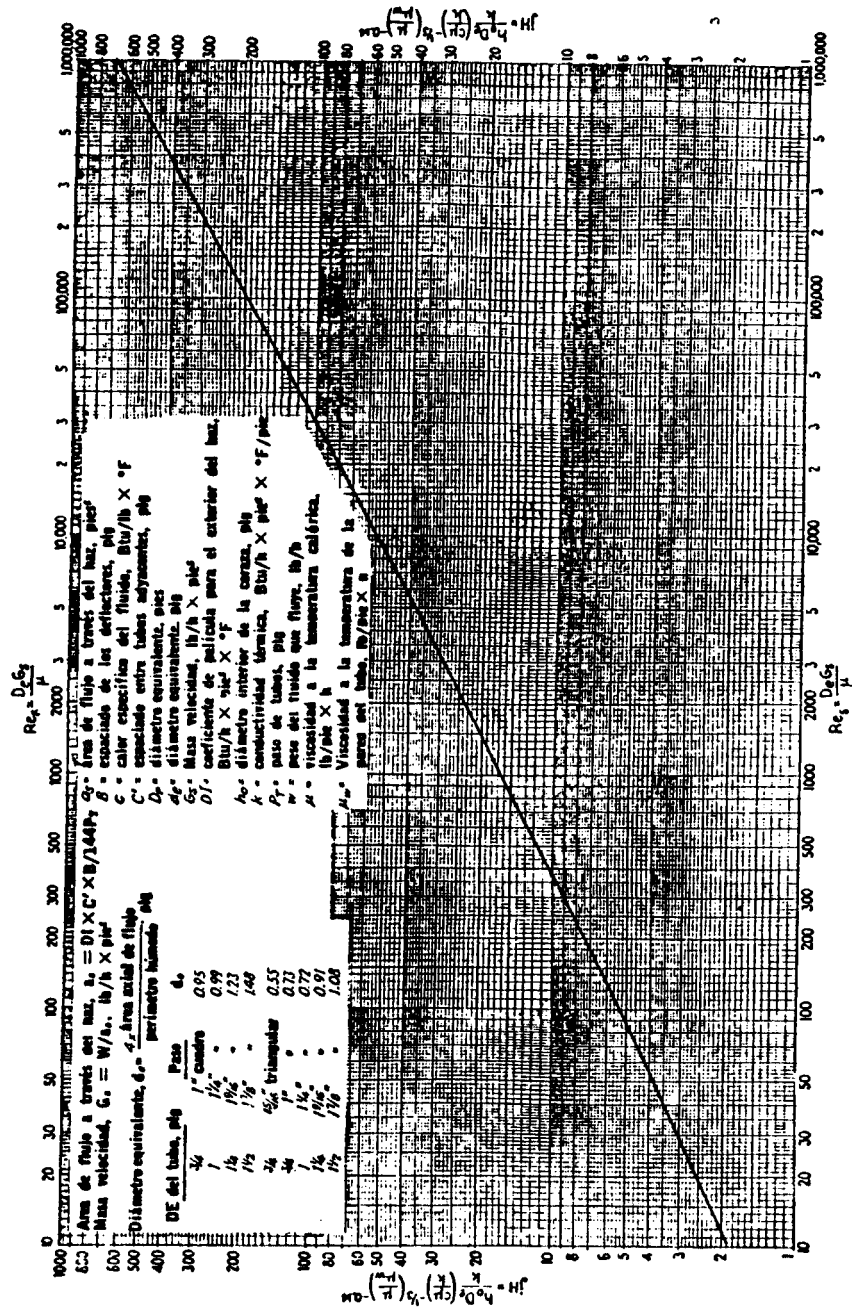
VAPORES DE $k(c/\mu)^{1/3}$ PAPIRΩ HIDROCARBUIXOS

APENDICE B-9



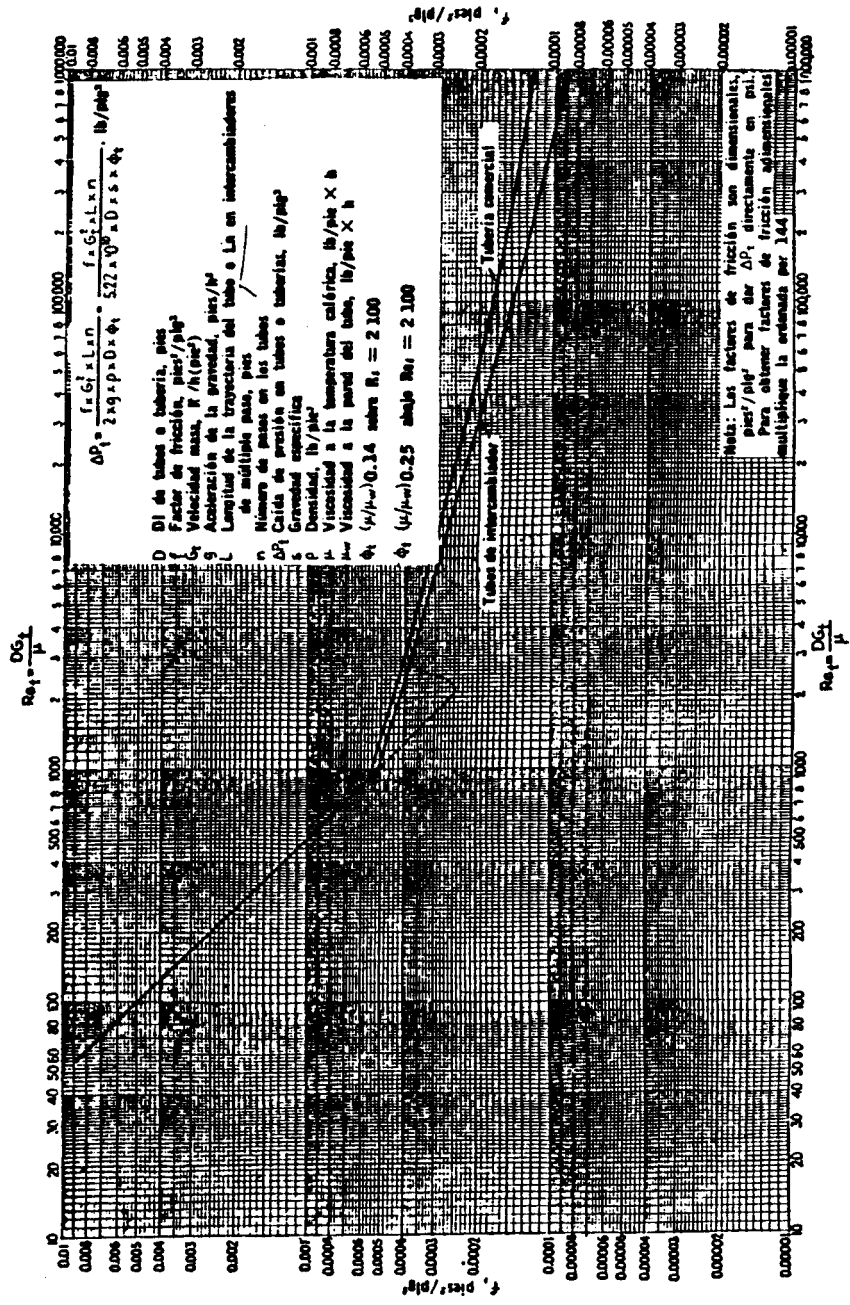
CURVA DE TRANSFERENCIA DE CALOR, AGUA EN LOS TUBOS

APENDICE B-10



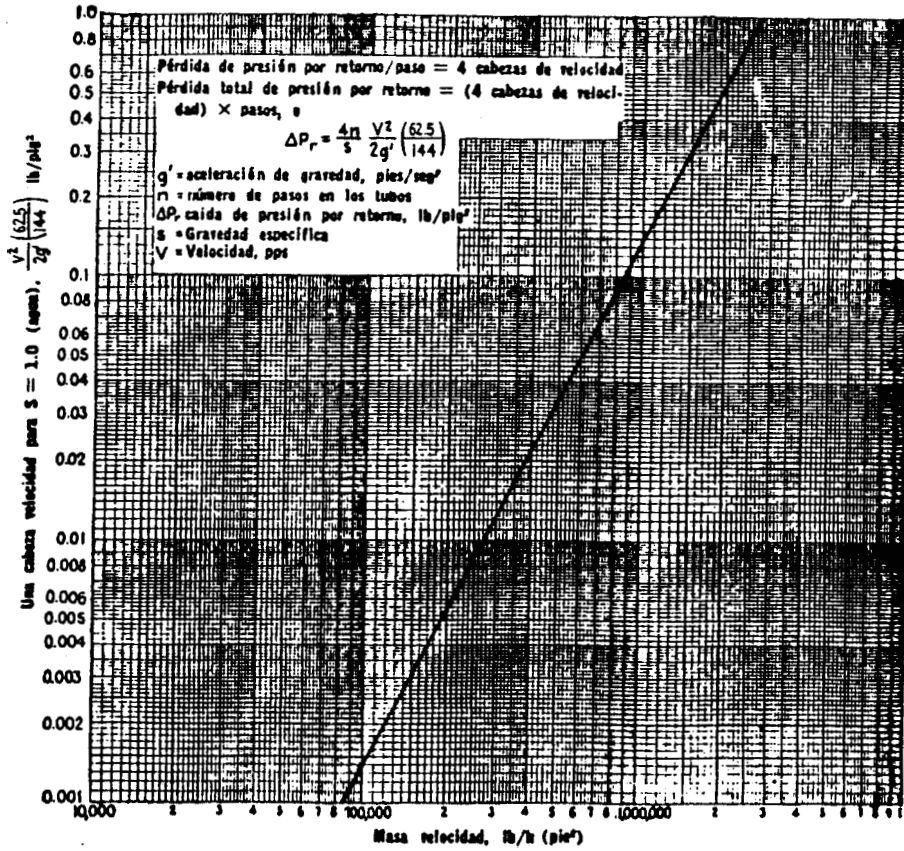
CURVA DE TRANSFERENCIA DE CALOR, LADO D \leq 00 CON DEFLECTORES SEGMENTADOS 25%

APENDICE B-11



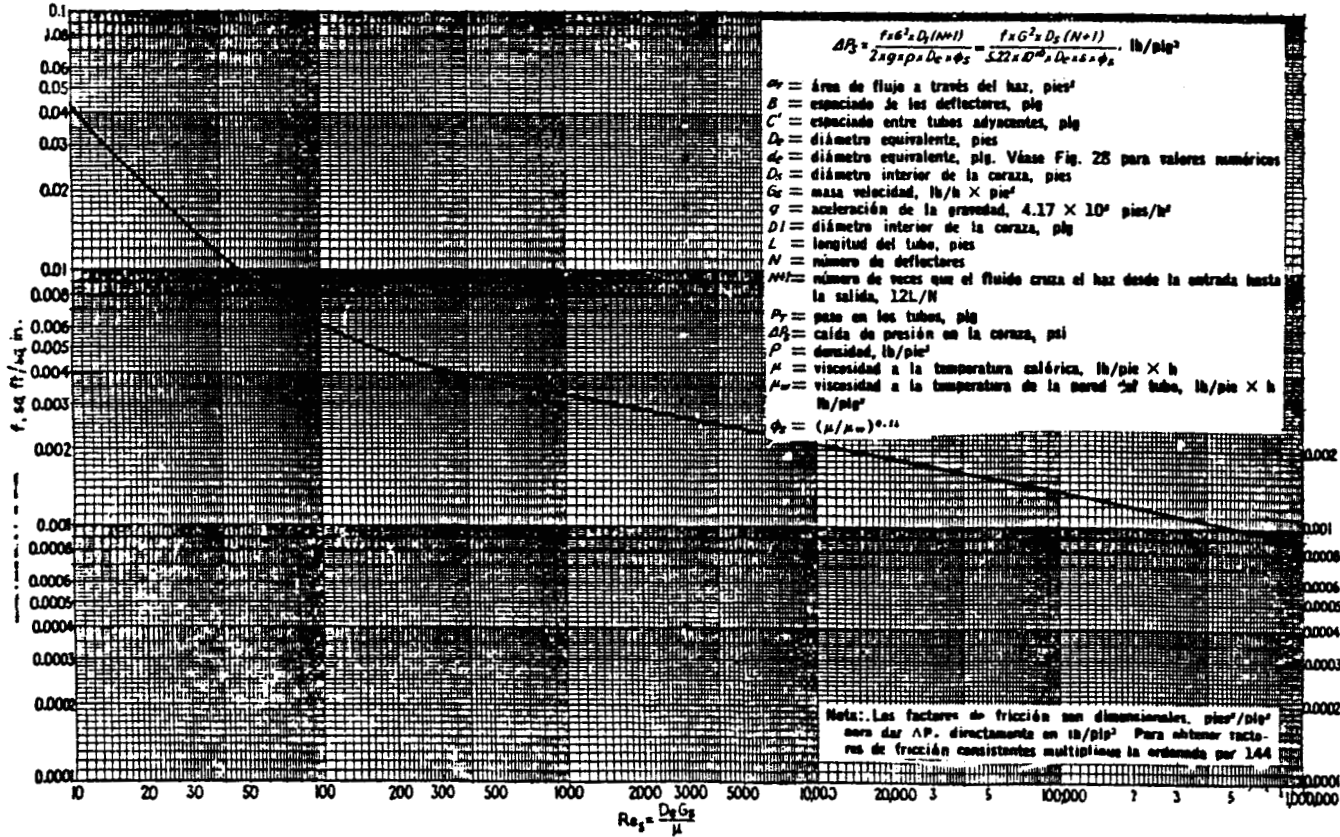
FACTORES DE FRICCIÓN, $\rho \phi R \omega$ LADO DE TUBO

APENDICE B-12



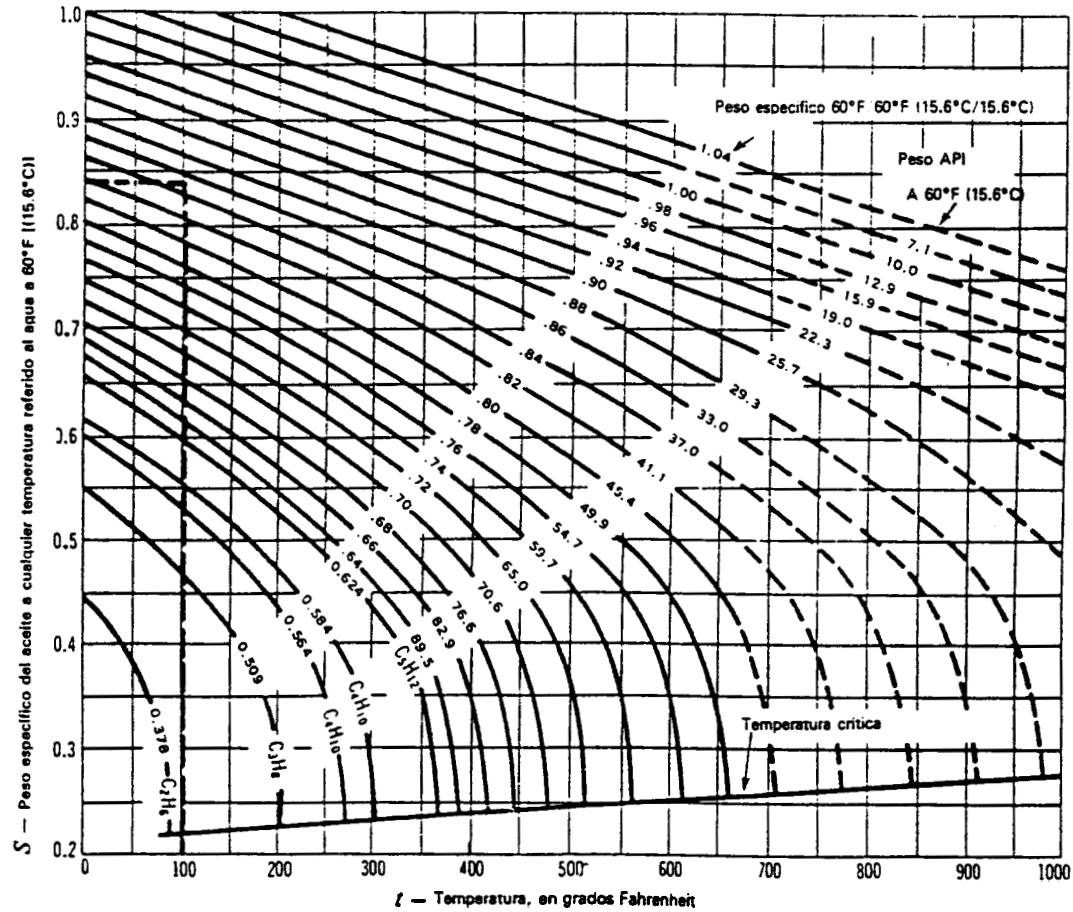
PERDIDA DE PRESION POR RETORNO, LADO DE TUBOS

APENDICE B-13

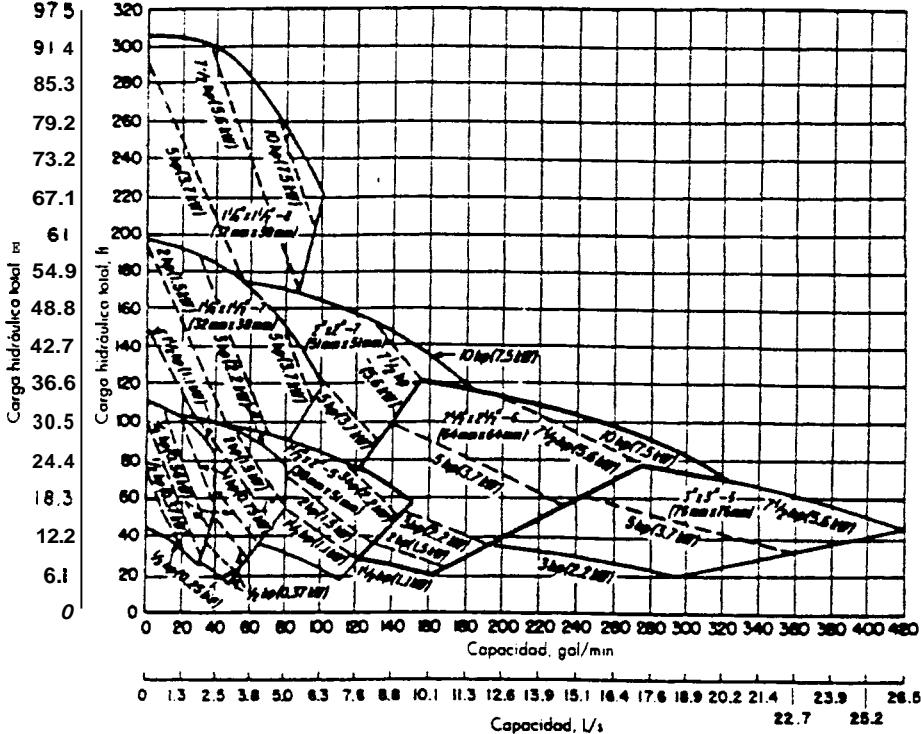


FACTOR DE FRICCIÓN, LADO DE LA CORAZA CON DEFLECTORES SEGMENTANDOS 25%

APENDICE B-14

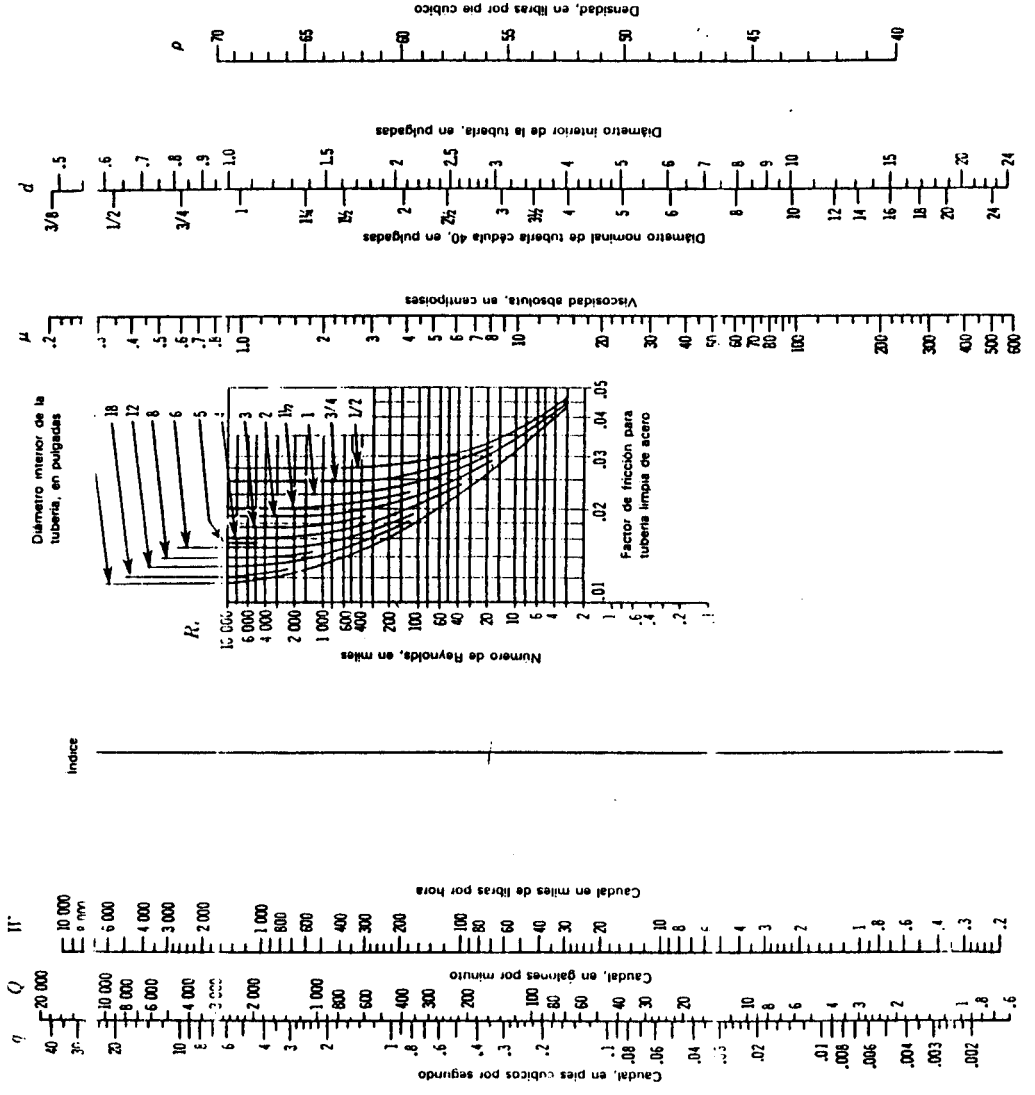


APENDICE 8-15

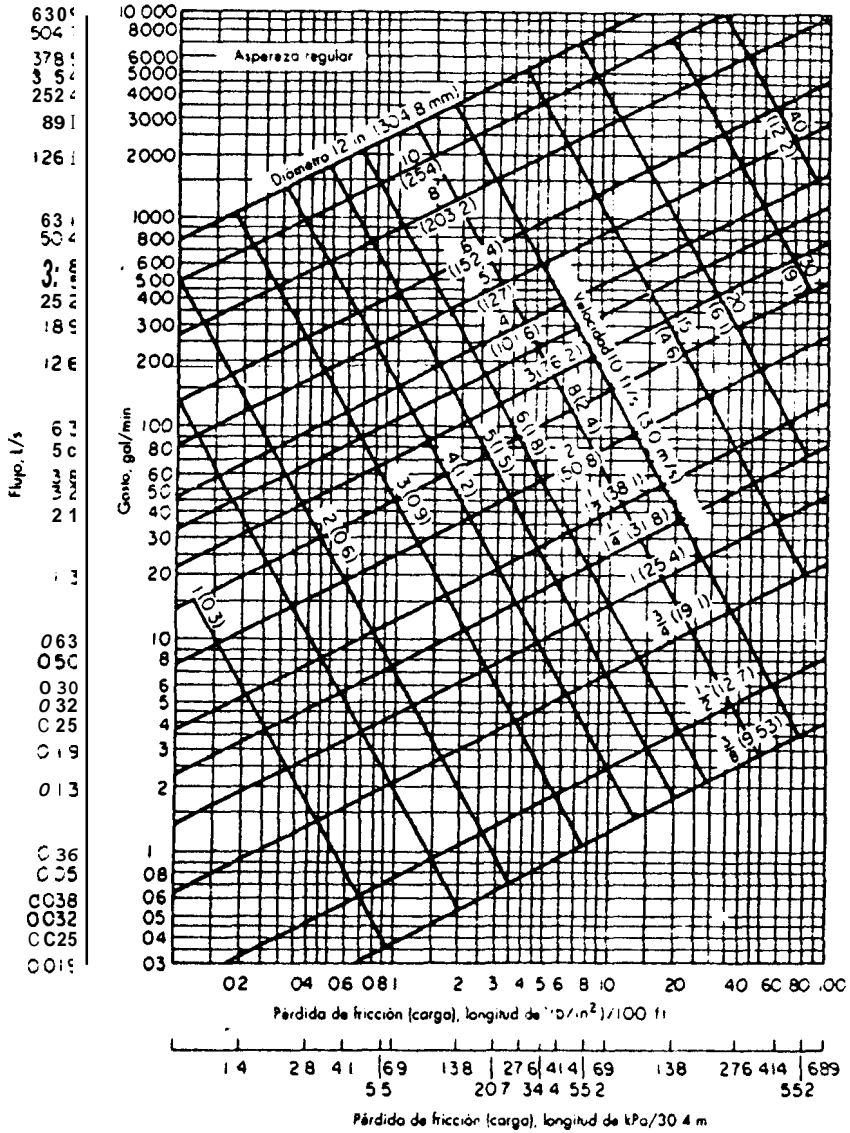


CLASIFICACION COMPUESTA PARA UNA BOMBA CENTRIFUGA TIPICA

APENDICE B-17



APENDICE 6-18



PERDIDA DE FRICCIÓN Y VELOCIDAD EN TUBERIA DE AGUA

APENDICE B-19

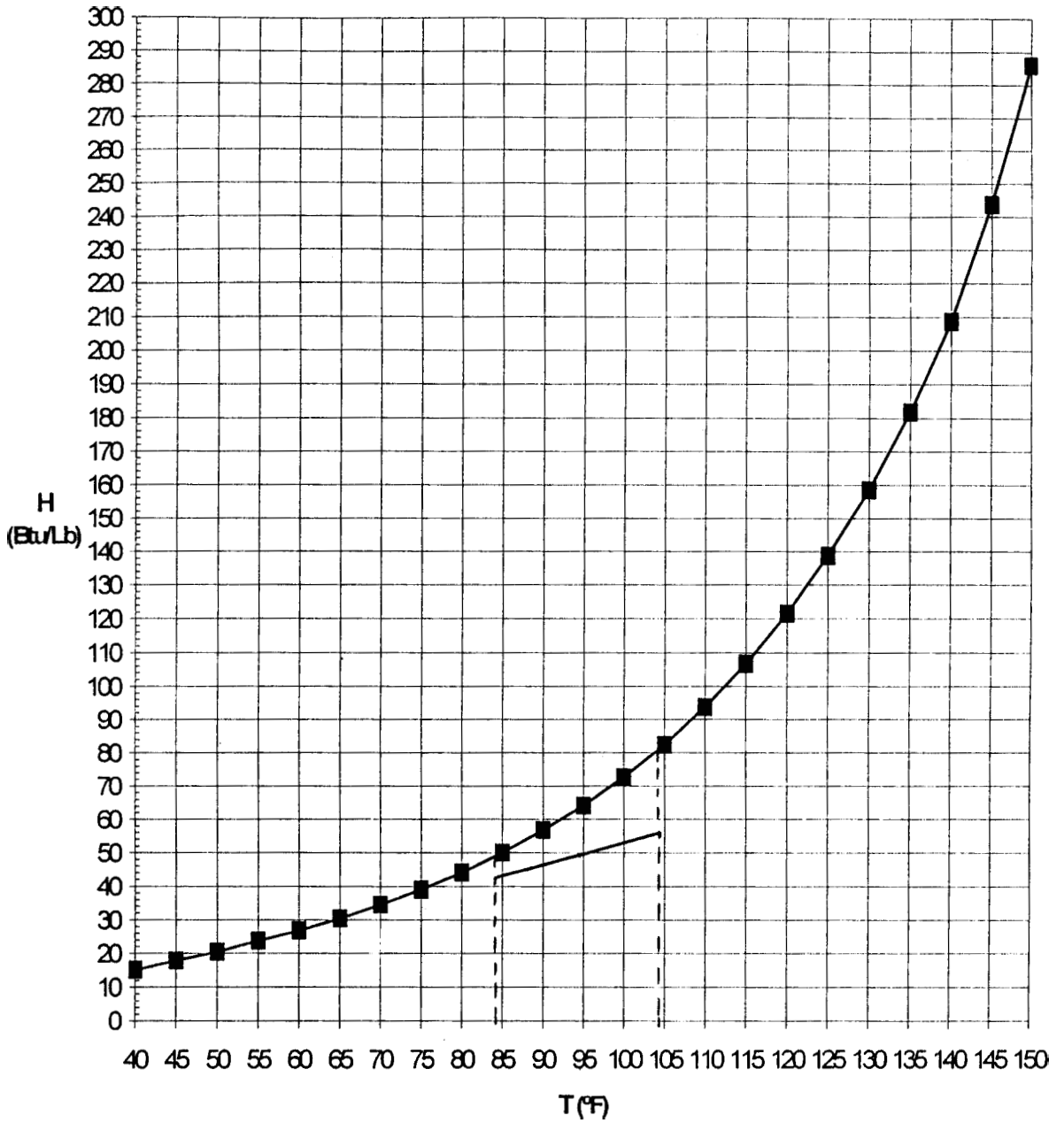
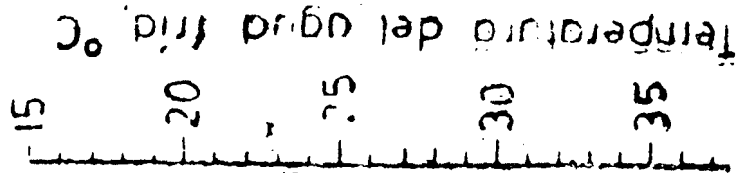
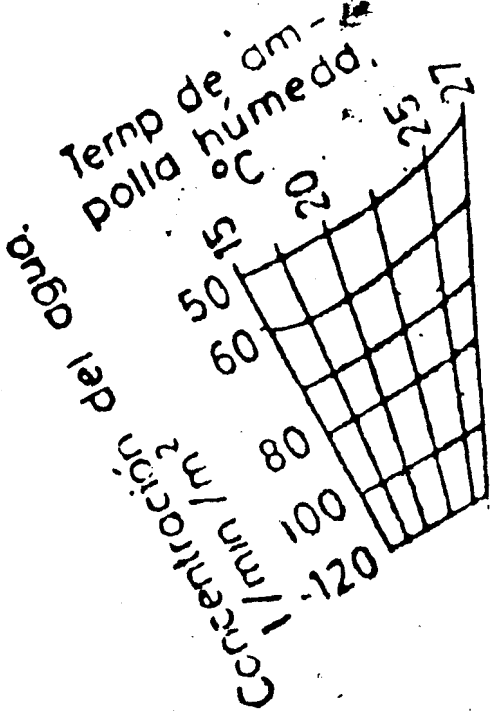


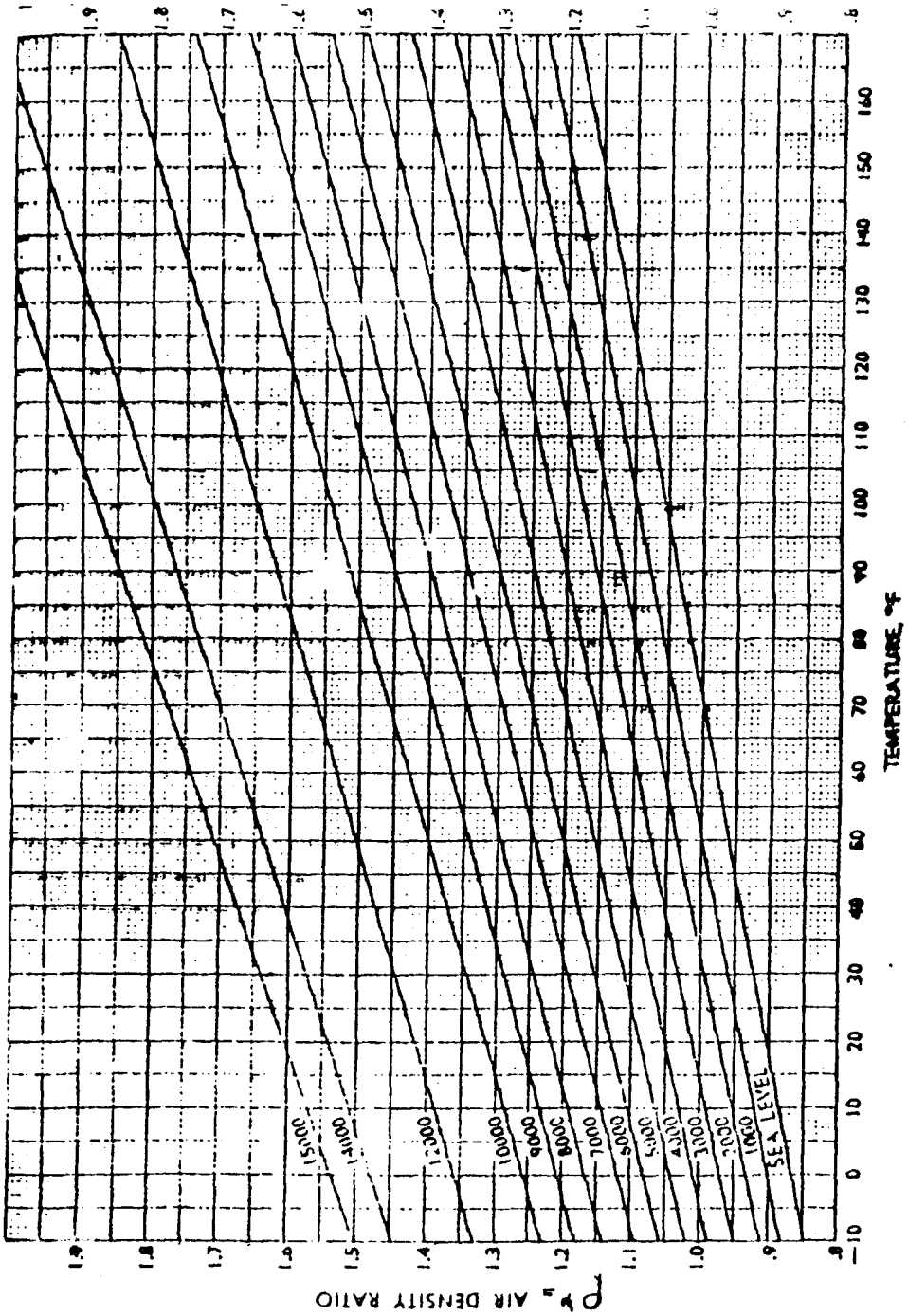
DIAGRAMA DE EQUILIBRIO H vs T

APENDICE B-20



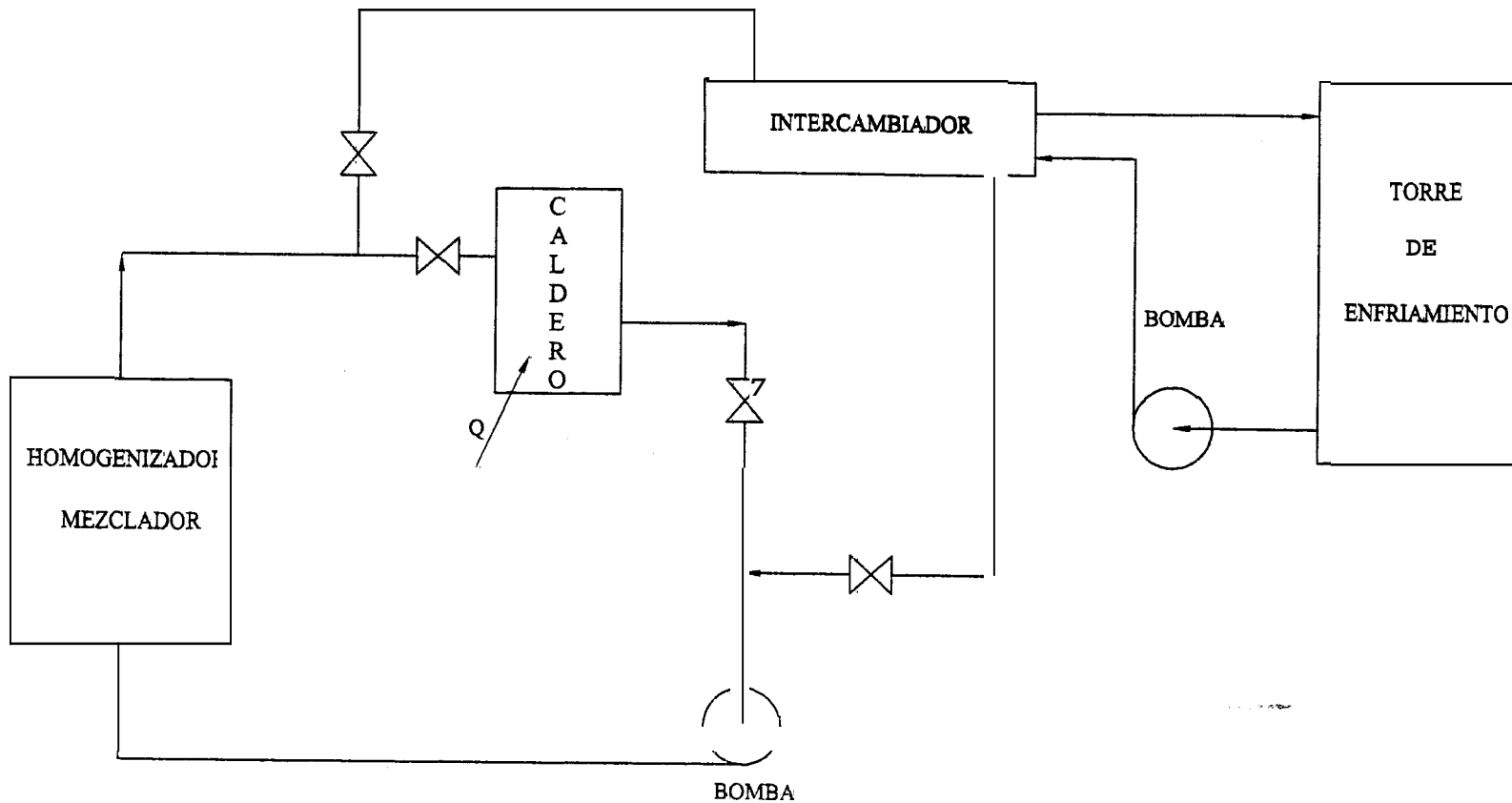
FLUJO ESPECIFICO L'

APENDICE B-21



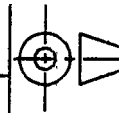
RELACION DE DENSIDAD (RDA) Y TEMPERATURA

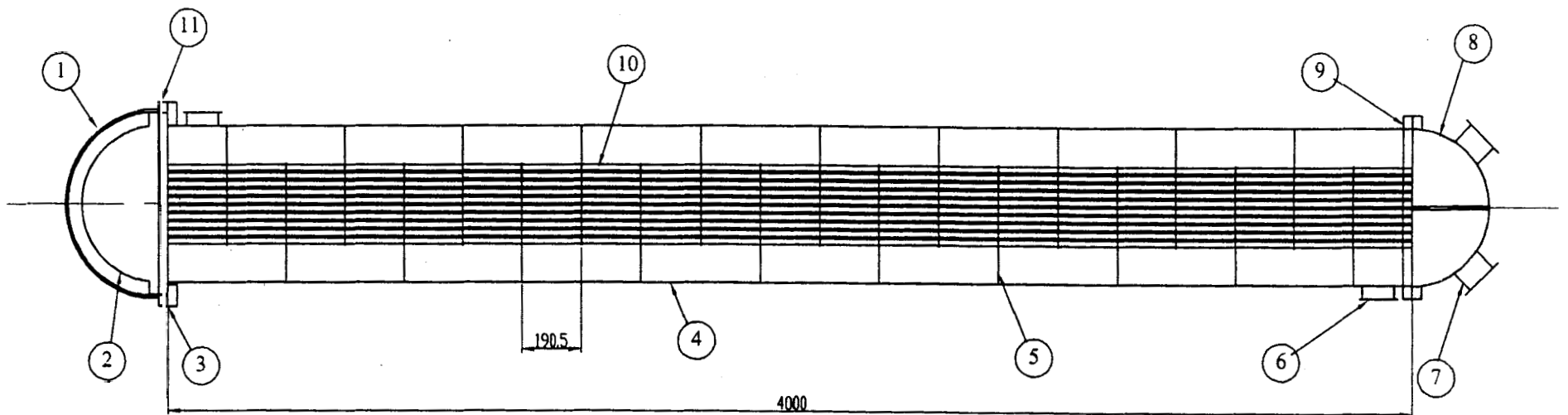
APENDICE C



FACULTAD DE INGENIERIA EN MECANICA
Y CIENCIAS DE LA PRODUCCION

	FECHA	NOMBRE	DENOMINACION	ESCALA
Dib	10/11/99	A CARDENAS	ESQUEMA DE ELABORACION DE GRASAS	
Rev	08/12/99	M HELGUERO		
Apr	08/12/99	M HELGUERO		

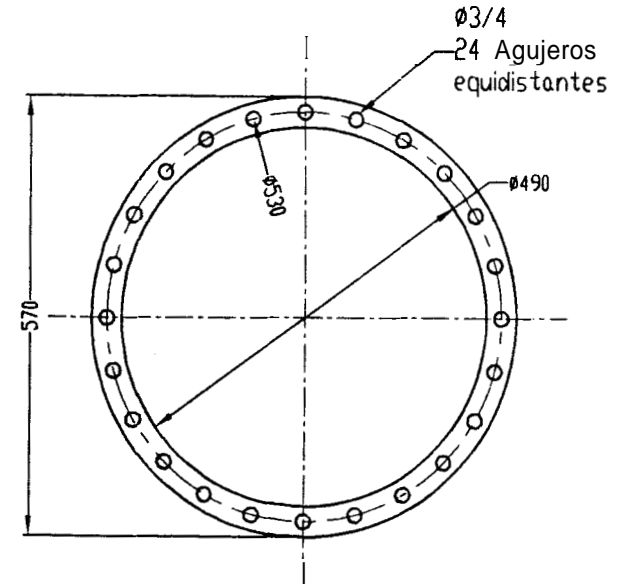
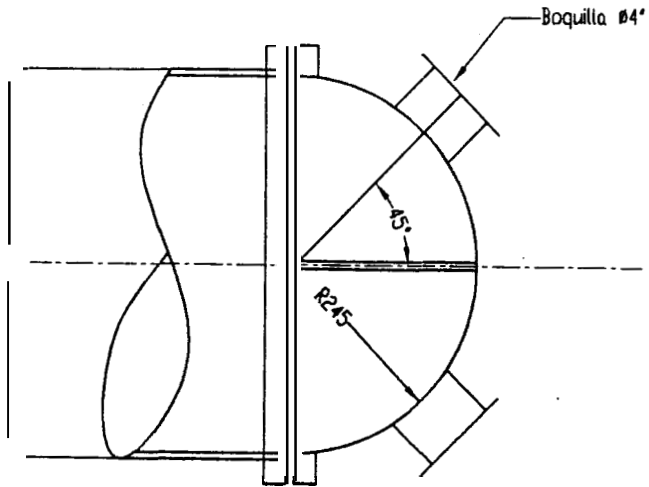




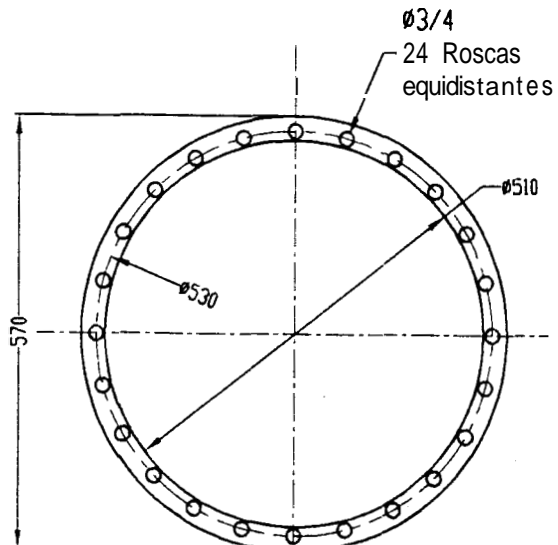
#	NOMBRE	CANT.
1	DOMO EXTERNO	1
2	DOMO INTERNO	1
3	ANILLOS	2
4	CORAZA	1
5	DEFLECTORES	
6	BOQUILLA PARA ACEITE	2
7	BOQUILLA PARA AGUA	2
8	DOMO DE AGUA	
9	ESPEJO	2
10	TUBOS	
11	BRIDAS	3

FACULTAD DE INGENIERIA EN MECANICA
Y CIENCIAS DE LA PRODUCCION

	FECHA	NOMBRE	DENOMINACION	ESCALA:
Dib.	05/11/99	A. CARDENAS	PARTES DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR	1 : 20
Rev.	08/12/99	M.HELGUERO		
Apro.	08/12/99	M.HELGUERO		
ESPOL			PLANO N°: C002	



ESPEJO DOMO AGUA



BRIDA DOMO AGUA

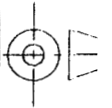
FACULTAD DE INGENIERIA EN MECANICA
Y CIENCIAS DE LA PRODUCCION

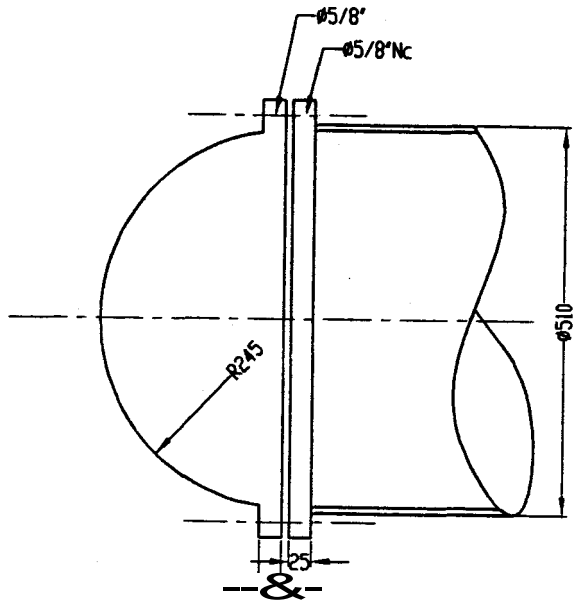
	FECHA	NOMBRE	DENOMINACION:	ESCALA:
Dib.	10/11/99	A. CARDENAS	DOMO, ANILLO Y BRIDA DE AGUA	1:10
Rev.	08/12/99	M. HELGUERO		
Apro.	08/12/99	M. HELGUERO		

ESPOL

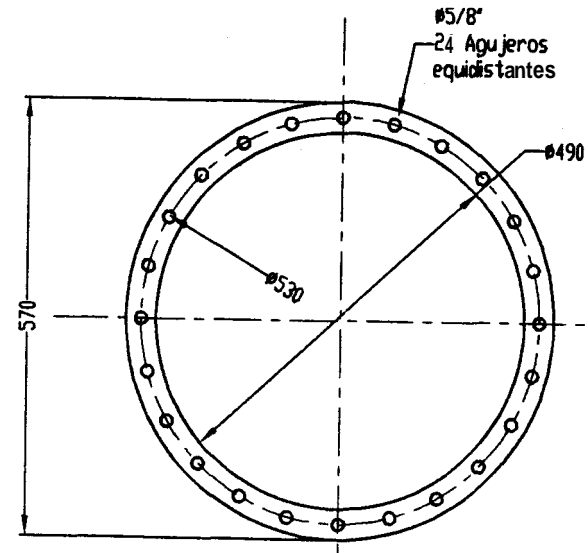
PLANO N

C003



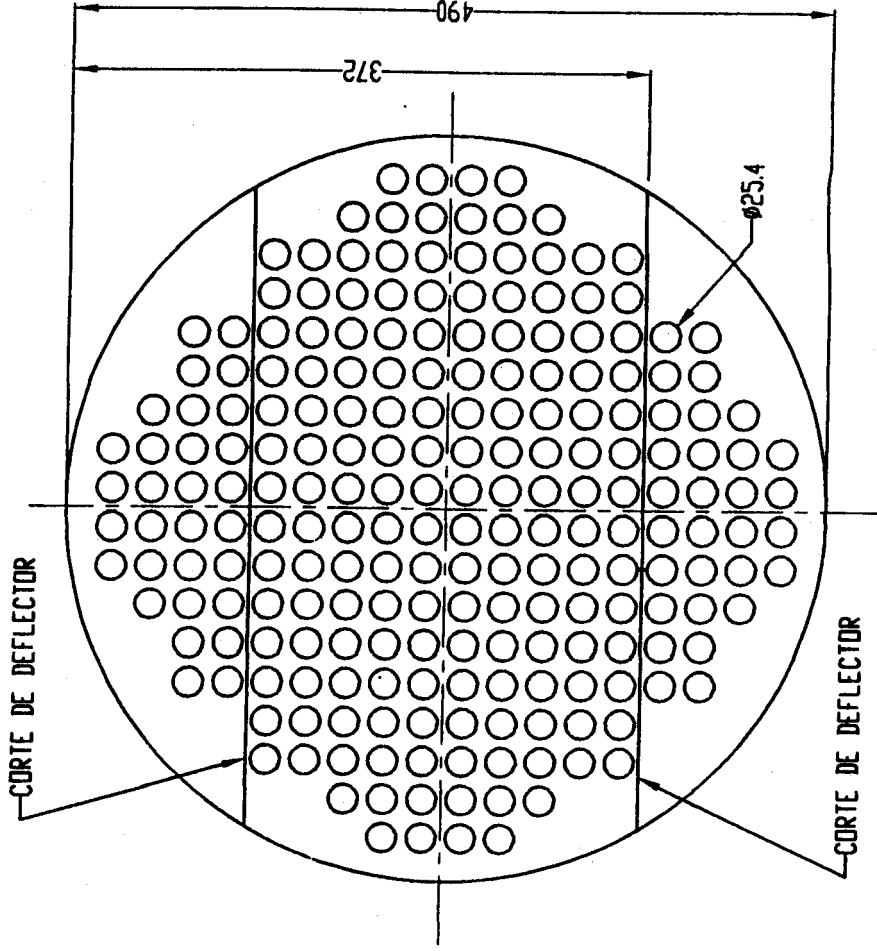


DOMO INTERIOR



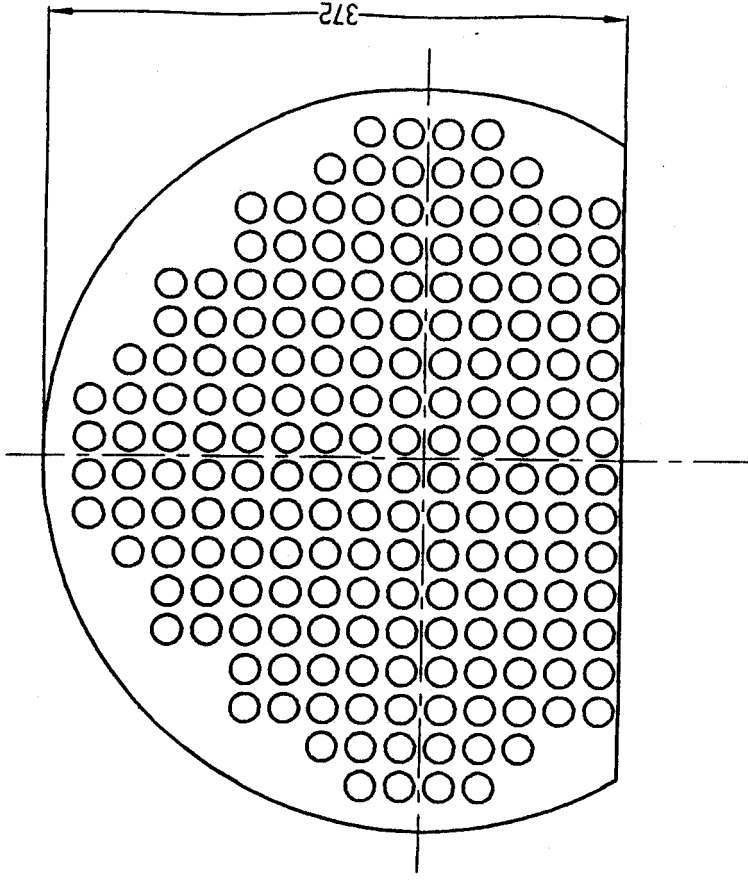
ANILLO DOMO INTERIOR

			DENOMINACION:	ESCALA:
Dib.	10/11/99	A. CARDENAS	PLANO N°: DOMO Y ANILLO INTERIOR	1:10
Rev.	08/12/99	M. HELGUERO		
Apro	08/12/99	M. HELGUERO		
ESPOL			C004	



DISPOSICION DE TUBOS EN CORAZA

Cantidad de deflectores: 20
 Material : Plancha de 8 mm
 con 190 agujeros simétricos



DISPOSICION DE TUBOS EN DEFLECTOR

FACULTAD DE INGENIERIA EN MECANICA
 Y CIENCIAS DE LA PRODUCCION

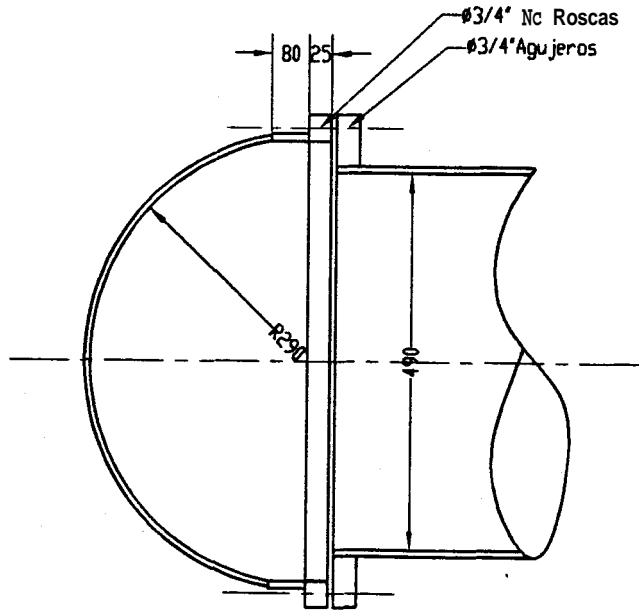
FECHA	NOMBRE	DENOMINACION:	ESCALA:
Dib. 10/07/99	A. CARDENAS	DISPOSICION DE TUBOS EN CORAZA Y DEFLECTORES	1 : 5
Rev. 08/12/99	M. HELGUERO		
Apro. 08/12/99	M. HELGUERO		

PLANO N°:

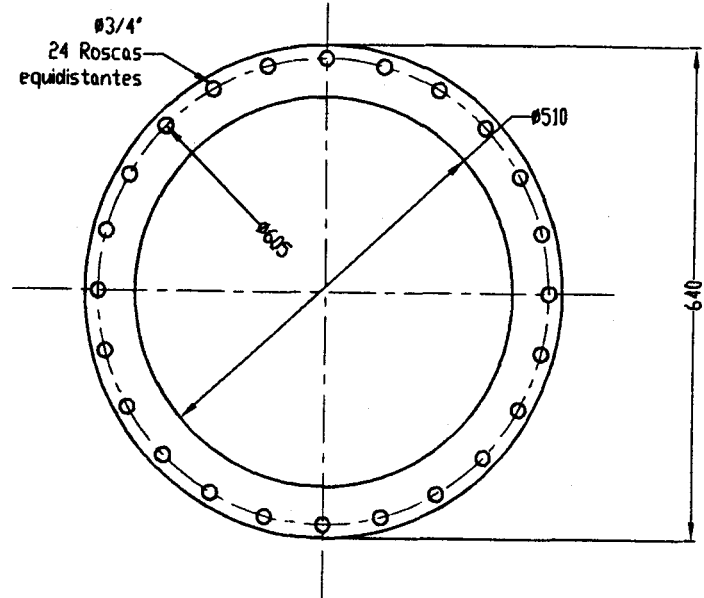
C005

ESPOL

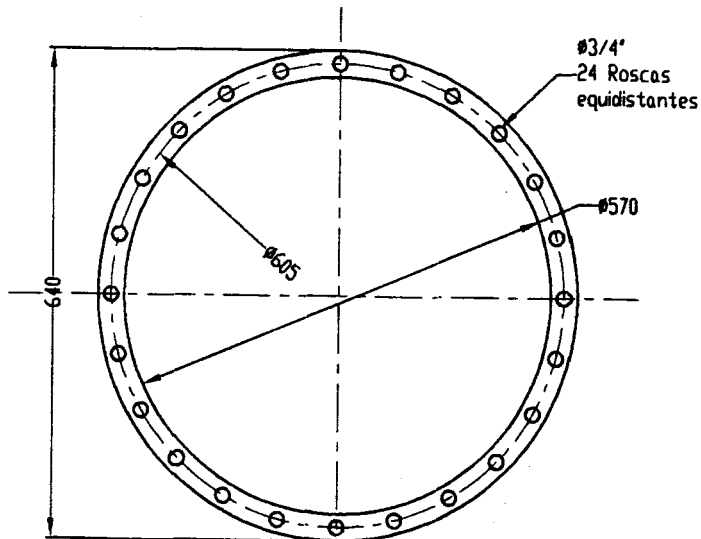




DOMO INTERIOR



ANILLO DOMO EXTERIOR



BRIDA DOMO EXTERIOR

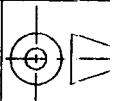
FACULTAD DE INGENIERIA EN MECANICA
Y CIENCIAS DE LA PRODUCCION

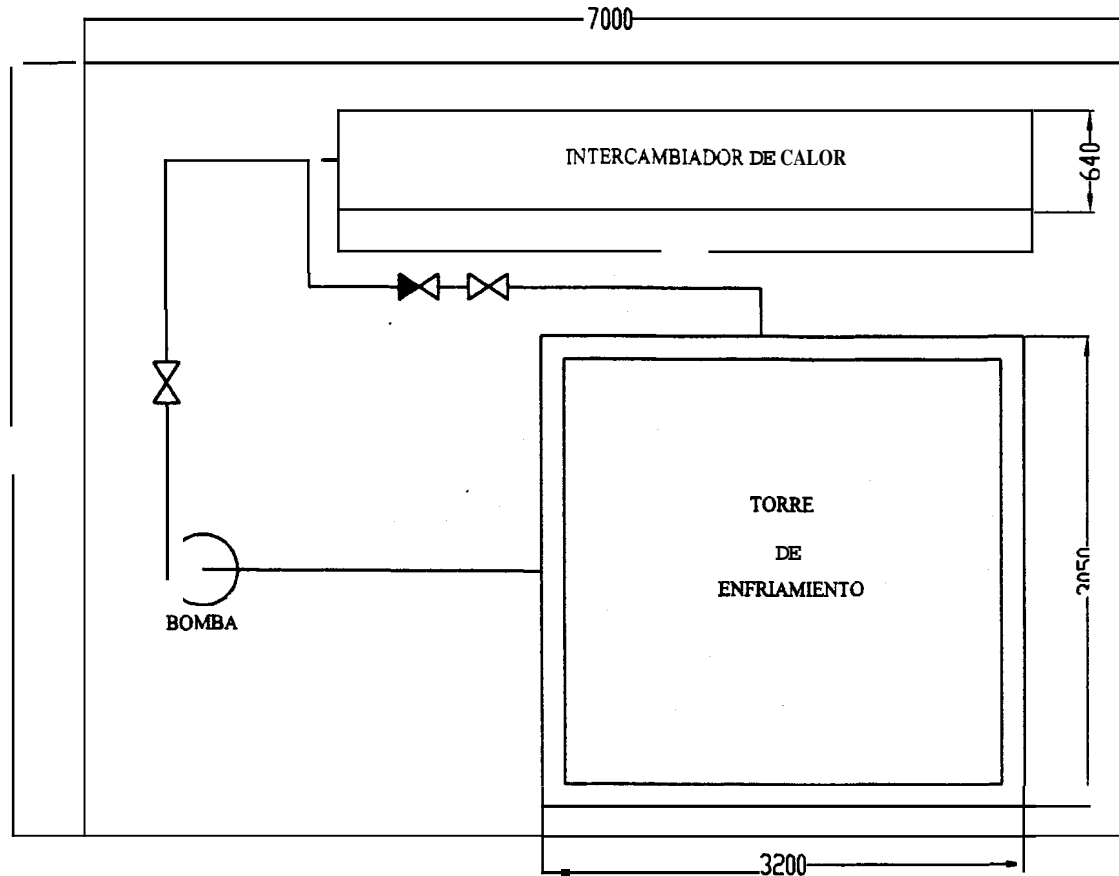
	FECHA	NOMBRE	DENOMINACION:	ESCALA:
Dib.	10/11/99	A. CARDENAS	DOMO, Bnda Y ANILLO INTERIOR	1:10
Rev.	08/12/99	M. HELGUERO		
Apro.	08/12/99	M. HELGUERO		

PLANO N°:

ESPOL

C006



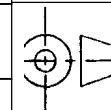


**FACULTAD DE INGENIERIA EN MECANICA
Y CIENCIAS DE LA PRODUCCION**

	FECHA	NOMBRE	DENOMINACION:	ESCALA:
Dib.	10/11/99	A. CARDENAS	ESQUEMAS DE DISTRIBUCIÓN	1 : 50
Rev.	08/12/99	M. HELGUERO		
Apro.	08/12/99	M. HELGUERO		

ESPOL

PLANO N°: C007



BIBLIOGRAFIA

1. HICKS TYLER, Manual de Cálculos para las Ingenierías, Tercera Edición, Tomo II, Editorial McGraw Hill, **1998**.
 2. KERN DONALD, Procesos de Transferencia de Calor, Editorial CECOSA, **1995**.
 3. GRANET IRVING, Termodinámica, Tercera Edición, Editorial Prentice Hall, **1998**.
 4. CRANE, Flujo de Fluidos, Editorial McGraw Hill, **1992**.
 5. McNAUGHTON KENNETH, Bombas, Selección, Uso y Mantenimiento, Editorial McGraw Hill, **1992**
 6. COULTER ROBBINS, Administración, Quinta Edición, Editorial Prentice Hall, **1996**
 7. URIBE AUGUSTO, Curso Básico de Administración de Empresas, Tomo II, Grupo Editorial Norma, **1997**
-

8. RIGAIL NELSON, "Obtención de Lubricantes a partir de Asfalto Nacional"
(Tesis, Facultad de Ingeniería Química, Universidad Estatal de Guayaquil,
1982)

9. GONZALEZ JORGE, "Aplicación de la Investigación de Operaciones al
Diseño Óptimo de un intercambiador de Calor" (Tesis, Facultad de
Ingeniería Mecánica y Ciencias de la Producción, Escuela Superior
Politécnica del Litoral, 1970).

10. TORRES ALBERTO, "Diseño de una Torre de Enfriamiento de Agua para
Uso Industrial" (Tesis, Facultad de Ingeniería Mecánica y Ciencias de la
Producción, Escuela Superior Politécnica del Litoral, 1973)

11. SHELL OILS, Shell Thermia Oil B, Folleto Informativo