

**UNIVERSIDAD DE ORIENTE
NÚCLEO DE ANZOÁTEGUI
ESCUELA DE INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS
CURSOS ESPECIALES DE GRADO**



**“IMPLEMENTACIÓN DE UN SISTEMA DE ENFRIAMIENTO PARA LA
DISMINUCIÓN DE LA TEMPERATURA DE LA CORRIENTE DE
ENTRADA A UNA PLANTA DE EXTRACCIÓN DE LGN”**

Realizado por:

ROMERO Y., ROSILVIS C.

AGUILERA H., JENASIS A.

MAITA I., MILAGROS

Trabajo de Grado presentado ante la Universidad de Oriente como Requisito Parcial
para optar al Título de

INGENIERO DE PETROLEO

INGENIERO QUÍMICO

PUERTO LA CRUZ, AGOSTO DE 2009.

UNIVERSIDAD DE ORIENTE
NÚCLEO DE ANZOÁTEGUI
ESCUELA DE INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS
CURSOS ESPECIALES DE GRADO



**“IMPLEMENTACIÓN DE UN SISTEMA DE ENFRIAMIENTO PARA LA
DISMINUCIÓN DE LA TEMPERATURA DE LA CORRIENTE DE
ENTRADA A UNA PLANTA DE EXTRACCIÓN DE LGN”**

Asesor Académico
ING. JOSÉ RONDÓN

PUERTO LA CRUZ, AGOSTO DE 2009.

UNIVERSIDAD DE ORIENTE
NÚCLEO DE ANZOÁTEGUI
ESCUELA DE INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS
CURSOS ESPECIALES DE GRADO



**“IMPLEMENTACIÓN DE UN SISTEMA DE ENFRIAMIENTO PARA LA
DISMINUCIÓN DE LA TEMPERATURA DE LA CORRIENTE DE
ENTRADA A UNA PLANTA DE EXTRACCIÓN DE LGN”**

Ing. de Petróleo José Rondón
Asesor Académico

Ing. Químico Rodolfo Arturo
Jurado Principal

Ing. de Petróleo Nivia Díaz
Jurado Principal

PUERTO LA CRUZ, AGOSTO DE 2009

RESOLUCION

De acuerdo al artículo 44 del Reglamento de Trabajos de Grado de la Universidad de Oriente:

“Los Trabajos de Grado son de la exclusiva propiedad de la Universidad de Oriente y sólo podrán ser utilizados a otros fines con el consentimiento del Consejo de Núcleo respectivo, quien le participará al Consejo Universitario”

RESUMEN

El diseño de los sistemas de enfriamiento que se pueden implementar para disminuir la temperatura de la corriente de entrada a la planta de extracción de líquidos WX-1, se basó en el dimensionamiento de equipos de transferencia de calor, siguiendo las normas establecidas por la TEMA y la GPSA. Como paso inicial se identificó las características de la corriente de gas y se determinaron sus propiedades fisicoquímicas, luego se establecieron los sistemas de enfriamiento que serían evaluados, para luego proceder a su diseño y la estimación de su costo. El primer sistema de enfriamiento evaluado fue el de 2 aeroenfriadores instalados en serie de 35 pie de longitud por 24 pie de ancho, que funcionan con 3 ventiladores de 11 pie de diámetro y 20 HP de potencia. El segundo sistema de enfriamiento dimensionado fue el de dos intercambiadores de calor acoplados en paralelo, cuyo fluido de enfriamiento es agua; son dos intercambiadores iguales con 547 tubos de una longitud de 20 pie, diámetro de los tubos de 1 pulg y un diámetro de carcasa de 34 pulg; para el acondicionamiento del agua se dimensionó una torre de enfriamiento de 3,66 m de altura por 6 m de longitud y 1,5 m de ancho, que funciona en tres módulos, con un volumen total de relleno de 32,67 m³. El último sistema de enfriamiento dimensionado es el acondicionamiento de un tren de refrigeración con propano que opera actualmente en la planta, se hizo una evaluación de éste, determinándose que se puede usar el 75 % del flujo total de propano con el que se cuenta para enfriar el gas de entrada a la planta de extracción de líquidos, solo se debe instalar un intercambiador de calor de tubo y coraza con 869 tubos de 20 pie de longitud y 1 pulg de diámetro externo y con un diámetro de carcasa de 43 pulg. Agua abajo en el proceso de refrigeración es necesario colocar un aeroenfriador en paralelo a uno que ya existe, de manera de alcanzar las condiciones adecuadas para recircular el propano a todo el proceso y este continúe funcionando eficientemente; este nuevo aeroenfriador tiene una longitud de 20 pie y un ancho de 16,5 pie, funciona con 2

ventiladores de 9 pie de diámetro y 4 HP de potencia. De estos tres sistemas evaluados se recomienda implementar el sistema de enfriamiento con propano ya que alcanza la temperatura del gas deseada y fue el que arrojó menor costo, de 788.814,20 \$.

ÍNDICE GENERAL

Contenido

RESOLUCION	iv
RESUMEN.....	v
ÍNDICE GENERAL	vii
LISTA DE FIGURAS	xi
LISTA DE TABLAS	xiv
NOMENCLATURA	xvi
CAPITULO I.....	22
INTRODUCCION	22
1.1. Introducción	22
1.2. Planteamiento del problema.....	24
1.3. Objetivos	26
1.3.1. Objetivo general.....	26
1.3.2. Objetivos específicos	26
CAPITULO II	28
MARCO TEÓRICO.....	28
2.1. PROCESO DE RECOBRO DE LÍQUIDOS	28
2.2. EXTRACCIÓN DE LÍQUIDOS DEL GAS NATURAL.....	29
2.2.1. Refrigeración.....	29
2.2.2. Efecto Joule-Thompson	32

2.2.3. Proceso J-T con refrigeración	32
2.3. INTERCAMBIADORES DE CALOR	33
2.3.1. Tipos de intercambiadores de calor según su operación.....	35
2.3.2. Tipos de intercambiadores según su estructura y uso de los mismos	41
2.3.3. Aplicaciones de los intercambiadores de calor	51
2.3.4. Variables que determinan el funcionamiento de un intercambiador de calor... 55	
2.3.5. Consideraciones generales de diseño de intercambiadores de calor	56
2.3.6. Consideraciones de diseño para intercambiadores de tubos y carcaza	66
2.3.7. Problemas operacionales típicos	87
2.3.8. Optimización de los sistemas de integración de calor	91
2.3.9. Guía general para el diseño de intercambiadores.....	92
2.3.10. Criterios de selección para intercambiador de calor	93
2.4. TORRES DE ENFRIAMIENTO	95
2.4.1. Clasificación de las torres de enfriamiento	96
2.4.2. Componentes de una torre de enfriamiento	102
2.4.3. Conceptos básicos en la operación de enfriamiento de líquido	112
2.4.4. Determinación del punto de diseño.....	121
CAPITULO III	127
DESARROLLO DEL PROYECTO	127
3.1. METODOLOGIA	127
3.1.1. Revisión bibliográfica	127
3.1.2. Descripción de las condiciones actuales de la corriente de entrada a la planta de extracción de líquidos WX-1	127

3.1.3. Descripción de los distintos tipos de sistemas de enfriamiento que pueden implementarse para la disminución de la temperatura de la corriente de entrada a la planta WX-1	128
3.1.4. Evaluación de las posibles opciones de enfriamiento que pueden ser utilizadas para la disminución de la temperatura de la corriente de entrada a la planta de extracción de líquidos WX-1	128
3.1.5. Estimación de costos de los sistemas de enfriamiento evaluados.....	155
3.2. DESCRIPCIÓN DE LAS CONDICIONES ACTUALES DE LA CORRIENTE DE ENTRADA A LA PLANTA DE EXTRACCIÓN DE LÍQUIDOS WX-1	157
3.3. DESCRIPCIÓN DE LOS DISTINTOS TIPOS DE SISTEMAS DE ENFRIAMIENTO QUE PUEDEN IMPLEMENTARSE PARA LA DISMINUCIÓN DE LA TEMPERATURA DE LA CORRIENTE DE ENTRADA A LA PLANTA WX-1.....	159
3.3.1. Enfriadores por aire.....	160
3.3.2. Sistema de enfriamiento intercambiador de calor-torre de enfriamiento.....	170
3.3.3. Sistema de refrigeración con propano.....	172
3.4. EVALUACIÓN DE LAS POSIBLES OPCIONES DE ENFRIAMIENTO QUE PUEDEN SER UTILIZADAS PARA LA DISMINUCIÓN DE LA TEMPERATURA DE LA CORRIENTE DE ENTRADA A LA PLANTA DE EXTRACCIÓN DE LÍQUIDOS WX-1.....	176
3.4.1. Dimensionamiento de los aeroenfriadores.....	176
3.4.2. Diseño del sistema de enfriamiento intercambiador de calor-torre de enfriamiento	191
3.4.3. Diseño del sistema de enfriamiento con propano	219
3.5. ESTIMACIÓN DE COSTOS DE LOS SISTEMAS DE ENFRIAMIENTO EVALUADOS.	221

3.5.1. Estimación del costo de los aeroenfriadores.....	221
3.5.2. Estimación del costo de los intercambiadores de calor.....	223
3.5.3. Estimación de costo del sistema de enfriamiento con propano.....	226
CAPITULO IV.....	128
ANALISIS DE RESULTADOS.....	128
CONCLUSIONES.....	240
RECOMENDACIONES.....	242
BIBLIOGRAFÍA.....	243
ANEXO A.....	247
Hojas de datos del simulador HYSYS PLANT.....	247
ANEXO B.....	248
Diagramas de Flujo de los Procesos de Enfriamiento.....	248
ANEXO C.....	259
Enfriadores por Aire Fresco.....	259
ANEXO D.....	273
Intercambiadores de Calor Tipo Tubo y Coraza.....	273
ANEXO E.....	285
Torre de Enfriamiento.....	285
METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:.....	295

LISTA DE FIGURAS

- Figura 2.1 Esquema de procesos de una planta de extracción de líquidos
- Figura 2.2. Sistema de refrigeración por absorción.
- Figura 2.3. Sistema de refrigeración por compresión.
- Figura 2.4. Sistema de refrigeración en cascada.
- Figura 2.5. Condensador y cambiador de calor.
- Figura 2.6. Enfriador y caldera de recuperación de calor de tres etapas.
- Figura 2.7. Calentador de gas.
- Figura 2.8. Intercambiador de calor de flujo paralelo.
- Figura 2.9. Intercambiador de calor de contra flujo.
- Figura 2.10. Intercambiador de calor de contra flujo cruzado.
- Figura 2.11. Intercambiador de un solo paso e intercambiador de múltiple paso.
- Figura 2.12. Intercambiador regenerativo e intercambiador no regenerativo.
- Figura 2.13. Intercambiador de casco y tubo.
- Figura 2.14. Intercambiador de calor en forma de U.
- Figura 2.15. Intercambiador de doble tubo.
- Figura 2.16. Intercambiador en forma de espiral.
- Figura 2.17. Intercambiador de placa y armazón.
- Figura 2.18. Intercambiador de aleta y placa con soldadura fuerte.
- Figura 2.19. Intercambiador tubular tipo bayoneta.
- Figura 2.20. Intercambiador de calor tipo bayoneta como condensador y calentador.
- Figura 2.21. Intercambiador de tubo en espiral.
- Figura 2.22 Intercambiador de calor enfriado por aire, de tiro forzado.
- Figura 2.23. Grafica. Variación de la temperatura con respecto a la longitud en un intercambiador de flujo en contracorriente.
- Figura 2.24 Grafica. Variación de la temperatura con respecto a la longitud en el intercambiador de flujo paralelo.
- Figura 2.25. Deflectores.
- Figura 2.26. Esquema de enfriamiento por evaporación.
- Figura 2.27. Esquema de una torre de tipo hiperbólica.
- Figura 2.28. Esquema de una torre de enfriamiento de tiro inducido a contracorriente.
- Figura 2.29. Esquema de una torre de enfriamiento de tiro inducido a flujo cruzado.
- Figura 2.30. Esquema de una torre de enfriamiento de tiro forzado.
- Figura 2.31. Sistema de distribución por gravedad.
- Figura 2.32. Sistema de distribución por presión.
- Figura 2.33. Disposición típica de relleno de goteo o salpicadura con listones de sección en V invertida.

- Figura 2.34. Relleno de tipo laminar o de película.
- Figura 2.35. Esquema de funcionamiento de un eliminador de arrastre.
- Figura 2.36. Diagrama de flujo para una torre gas-liquido en contracorriente.
- Figura 2.37. Grafica de fuerza impulsora.
- Figura 2.38. Método empleado en la obtención del punto de diseño.
- Figura 3.1. Intercambiador de calor enfriado por aire.
- Figura 3.2. Diagrama presión-entalpía del proceso de refrigeración.
- Figura 3.3. Simulación del proceso de enfriamiento con propano.
- Figura A.1. Propiedades de la corriente de entrada a la planta de extracción de líquidos del gas natural WX-1, a 130°F.
- Figura A.2. Propiedades de la corriente de salida del aroenfriador A-1, a 115°F.
- Figura A.3. Propiedades de la corriente de salida del aroenfriador A-2, a 100°F.
- Figura A.4. Propiedades de la corriente de salida de los intercambiadores I-1 e I-2, a 103,69°F.
- Figura A.5. Ajuste del flujo de propano en el proceso de enfriamiento existente en de la planta.
- Figura A.6. Propiedades de la corriente de salida intercambiador I-3, a 102,07°F.
- Figura A.7. Propiedades de la corriente de propano en la entrada del aroenfriador A-3, a 184,80°F.
- Figura A.8. Propiedades de la corriente de propano a la salida del aroenfriador A-3, a 112,00°F.
- Figura B.1. Proceso de refrigeración con propano existente en la planta.
- Figura B.2. Proceso de enfriamiento mediante el uso de aroenfriadores.
- Figura B.3. Proceso de enfriamiento usando intercambiadores de calor con agua de enfriamiento.
- Figura B.4. Proceso de enfriamiento con propano.
- Figura C.1. Tipos de enfriadores por aire.
- Figura C.2. Componentes de los enfriadores por aire.
- Figura C.3. Factores de corrección LMTD para aroenfriadores con un paso por los tubos.
- Figura C.4. Factor de fricción del fluido en los tubos.
- Figura C.5. Caída de presión del fluido en el lado de los tubos.
- Figura C.6. Factor J para el cálculo del coeficiente de película de los tubos.
- Figura C.7. Coeficiente de película del aire.
- Figura C.8. Relación densidad del aire a la temperatura correspondiente.
- Figura C.9. Factor de caída de presión estática del aire.
- Figura C.10. Costo base para enfriadores por aire para el año 1968.
- Figura D.1. Nomenclatura TEMA para los intercambiadores de calor.
- Figura D.2. Arreglos comunes en los tubos.

- Figura D.3. Factores de corrección LMTD para intercambiadores de calor con un paso por la carcasa y dos o más por los tubos.
- Figura D.4. Curva de transferencia de calor, lado de los tubos.
- Figura D.5. Curva de transferencia de calor, lado de la carcasa.
- Figura D.6. Factor de fricción del lado de la carcasa.
- Figura D.7. Factor de fricción del lado de los tubos.
- Figura D.8. Velocidad de cabezal del lado de los tubos.
- Figura D.9. Costo base para los intercambiadores de calor de tubo y coraza, para el año 1968.
- Figura E.1. Disposiciones de relleno ensayadas por Kelly y Sweson.
- Figura E.2. Carta psicrométrica en el sistema internacional de unidades.
- Figura E.3. Representación gráfica de la curva de equilibrio y la línea de operación.
- Figura E.4. Punto de diseño de la torre de enfriamiento TE-1.
- Figura E.5. Hoja de cálculo para el costo de la torre de enfriamiento.

LISTA DE TABLAS

- Tabla 2.1. Valores de espaciamientos comúnmente usados.
- Tabla 2.2. Valores de A y n de la ecuación de Kelly y Sweson.
- Tabla 3.1. Composición de la corriente de entrada a la planta de extracción de líquidos WX-1.
- Tabla 3.2. Propiedades físicas del gas de entrada a la planta de extracción de líquidos WX-1.
- Tabla 3.3. Datos climatológicos de la zona donde está ubicada la planta de extracción de líquidos WX-1.
- Tabla 3.4. Ventajas y desventajas de cada tipo de ventilador.
- Tabla 3.5. Condiciones de operación del sistema de refrigeración con propano existente en la planta.
- Tabla 3.6. Composición del refrigerante y del gas enfriado en el sistema existente.
- Tabla 3.7. Condiciones de operación y propiedades físicas de los fluidos en el aerofriador A-1.
- Tabla 3.8. Parámetros de diseño establecidos para los aerofriadores.
- Tabla 3.9. Condiciones de operación y propiedades físicas de los fluidos en los intercambiadores de calor I-1 e I-2.
- Tabla 4.1. Especificaciones de diseño del aerofriador A-1.
- Tabla 4.2. Especificaciones de diseño de los intercambiadores de calor I-1 e I-2.
- Tabla 4.3. Especificaciones de diseño de la torre de enfriamiento TE-1.
- Tabla 4.4. Especificaciones de diseño del intercambiador de calor I-3.
- Tabla 4.5. Especificaciones de diseño del aerofriador A-3.
- Tabla C.1. Coeficiente de transferencia de calor global en enfriadores por aire.
- Tabla C.2. Datos de tubos aleteados de diámetro externo 1 pulg.
- Tabla C.3. Factor de corrección de la viscosidad para los fluidos en los tubos.
- Tabla C.4. Características de tubos según B.W.G.
- Tabla C.5. Valores típicos de conductividad térmica para diversos materiales.
- Tabla C.6. Factor de modulo para distintos equipos.
- Tabla C.7. Factores de ajuste de costo de aerofriadores.
- Tabla D.1. Valores típicos de coeficientes globales de transferencia de calor, en intercambiadores de calor de tubo y coraza.
- Tabla D.2. Números de orificios para tubos en el espejo.
- Tabla D.3. Factores de ajuste de costo de intercambiadores de tubo y coraza según tipo de diseño y presión de diseño.
- Tabla D.4. Factores de ajuste de costo para intercambiadores de calor de tubo y coraza según el material de la coraza /tubo.

Tabla E.1. Valores de A y n de la ecuación de Kelly y Sweson.

Tabla E.2. Caracterización del aire a la entrada y a la salida de la torre.

Tabla E.3. Entalpías de saturación utilizadas en el método Merkel en unidades de kcal/kg aire seco.

Tabla E.4. Parámetros utilizados en el método de Merkel para la determinación en el punto de diseño.

Tabla E.5. Inverso de la entalpia potencial ($1/\Delta h$) y característica termodinámica ($K_a \cdot V/L$).

Tabla E.6. Constantes termodinámicas ($K_a \cdot V/L$) determinadas a partir de la ecuación de relleno correspondiente a las diferentes variaciones de la relación líquido- gas (L_w/G_s).

Tabla E.7. Parámetros utilizados para la construcción de la curva de equilibrio.

Tabla E.8. Parámetros utilizados para el cálculo de la unidad de transferencia.

Tabla E.9. Altura (Z), área transversal (S) de la torre de enfriamiento y volumen de relleno (V).

NOMENCLATURA

		\$	UNIDADES S.I	UNIDADES INGLESAS
C_{mda}	Costo del modulo ajustado			
C_{p_g}	Calor especifico del aire		$\text{kJ/kg } ^\circ\text{C}$	$\text{BTU/lb } ^\circ\text{F}$
C_{p_w}	Calor especifico del agua		$\text{kJ/kg } ^\circ\text{C}$	$\text{BTU/lb } ^\circ\text{F}$
C_v	Costo total de los intercambiadores		$\text{P}\$$	$\text{C}\$$
C_s	Superficie de transferencia de calor		$\text{kcal/m}^2 \text{ as}$	$\text{BTU/ft}^2 \text{ as}$
$ACFM$	Volumen de los gases del factor D_R		kg/h	BTU/lb as
$ACFM _{fan}$	Volumen del aire usado por cada		kcal/kg as	lb/h
C_{s_2}	Costo del domo del gas		kcal/kg as	BTU/lb as
A_i	Área total del sistema		m^2	pie^2
A_p	Área total del equipo		$^\circ\text{C}$	$^\circ\text{F}$
A_{PF}	Área de la tubería por pie de tubo aleteado		m^2/m	pie^2/pie
$ADSF$	Relación de área externa para la tubería aleteada de área y flujo de presión		m^2/m	pie^2/pie
D_R	Relación del área del tubo aleteado con		mm^2	pul^2
D_i	Diámetro interno del tubo sin aletas		mm	pul
D_o	Diámetro externo del tubo		mm^2	pul^2
D_{TR}	Relación de densidad de los gases actual y la		mm^2	pul^2
A_x	Superficie de transferencia de calor por transferencia		m^2	pie^2
D_s	Diámetro interno de la carcasa		mm	pul
DTM_e	Medida de gas que fluye a través de la diferencia de		m^3/h	pul^3/g
bhp	Potencia de los ventiladores		kW	HP
bhp_r	Eficiencia de operación del sistema de enfriamiento		kW	HP
C'	Factor de corrección de los tubos		Adim.	Adim.
E_a	Área de flujo		m^2	pie^2
E_d	Área de flujo de diseño		m^2	pie^2
FA_{FB}	Costo de ajuste		m^2	pie^2
C_{idd}	Factor de ajuste de costo por tipo de		$\text{Ad}\$$	$\text{Ad}\$$

h_t	Coefficiente de película en el lado de los	kcal/h m ² °C	BTU/h pie ²
F_m	Factor de ajuste de costo por el material de	Adim.	Adim.
H_t	Distancia de transferencia	m	pie
F_{md}	Factor de ajuste de costo de la ducto	Adim. ²	Adim. ²
F_p	Factor de ajuste de costo por presión	Adim. ²	Adim. ²
KaV/L	Factor de transferencia de masa logarítmica	Adim.	Adim.
$K_G a$	Coeficiente de transferencia de masa en los	kg de aire	lb de aire
	aeroenfriadores	seco/h m ³	seco/h m ³
G_c	Velocidad másica del fluido en la carcaza	kg/m m ²	lb/pie ²
L/G_s	Relación de flujo en aire en la torre de	kg/dim ²	lb/dim ²
L_w	Flujo másico del agua	kg agua/h	lb agua/h
$LMTD$	Medida logarítmica de la diferencia de	kg/°C m ²	lb/°F pie ²
H^*	Temperatura de aire saturado	kJ/kg a.s	BTU/lb as
m_a	Entalpia de aire fluye en el aroenfriador	kJ/kg h.s	BTU/lb as
h_g	Eficiencia de película del lado del aire	kcal/h m ² °C	BTU/h
m_w	Flujo de agua	kg/h	lb/h
N_B	Número de deflectores	kA/kg a.s	BTU/dim.as
N_{p_a}	Número de pasos por método de transferencia	kcal/dim ² °C	BTU/dim
N_t	Número de tubos del aroenfriador	Adim.	Adim.
(N_g1)	Número de áreas de flujo en la carcaza	kA/kg a.s	BTU/dim.as
H_2	Entalpia de aire de la salida el Ft	kA/kg a.s	BTU/dim.as
H_f	Presión total de la transferencia de calor	kcal/dim ² °C	BTU/dim ²
P_t	Potencia interna en los tubos	mm	pie
h_o	Eficiencia de transferencia de calor	kcal/h m ² °C	BTU/h
q	Flujo volumétrico de aire al área externa	m ³ /h	pie ³ /h
h_o	Coeficiente de transferencia de calor	kcal/dim ² °C	BTU/dim
R	Parámetro de la ducto de la carcaza	Adim.	Adim.
$R_{a,t}$	Resistencia del aire saturado	kJ/°C a.s	BTU/lb as

R_d	Factor de corrección másica del diseño	$\text{kg h m}^2/\text{kg as}$	$\text{lb pie}^2/\text{BTU as}$
$R_{d,p}$	Factor de corrección de presión	psia/pie	$\text{h pie}^2/\text{BTU}$
R_e	Factor de Reynolds modificado	Adim.	Adim.
R_H	Radio hidráulico	mm	pie
Δh	Entalpía de saturación interno en los tubos	kJ/kg	Btu/lb
ΔP_a	Pérdida de presión estática del aire	h kPa	$\text{h pie}^2/\text{BTU}$
ΔP_r	Pérdida de presión por fricción en los tubos	h kPa	$\text{h pie}^2/\text{BTU}$
ΔP_s	Pérdida de presión en el lado de la carcasa	kPa	pie^2
ΔP_T	Cáudal de presión total frío	kPa	pie^2
ΔP_f	Cáudal de presión del fluido frío a la entrada	kPa	pie^2
ΔT_a	Temperatura de salida de fluido caliente	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{F}$
ρ_2	Densidad de salida del fluido frío	kg/m^3	lb/pie^3
T_g	Temperatura de bulbo seco a la entrada	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{F}$
T_{g2}	Temperatura de bulbo seco de salida	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{F}$
T_{L2}	Temperatura de fluido caliente	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{F}$
U_{fa}	Factor de transferencia media del calor	m^2/m	pie^2/pie
T_w	Temperatura del bulbo húmedo	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{F}$
T_{w1}	Temperatura del bulbo húmedo a la entrada	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{F}$
U	Coefficiente global de transferencia de calor	$\text{kJ}/\text{h m}^2 \text{ }^{\circ}\text{C}$	$\text{BTU}/\text{h pie}^2 \text{ }^{\circ}\text{F}$
U_c	Coefficiente limpio de transferencia de calor	$\text{kJ}/\text{h m}^2 \text{ }^{\circ}\text{C}$	$\text{BTU}/\text{h pie}^2 \text{ }^{\circ}\text{F}$
U_{nt}	Unidad de transferencia	Adim.	Adim.
ΔT_a	Cambio de temperatura del aire	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{F}$
V	Volumen de relleno	m^3	pie^3
Width	Anchura de la unidad	m	pie

CAPITULO I

INTRODUCCION

1.1. Introducción

El gas natural es una fuente de energía versátil ya que es de bajo impacto ambiental en comparación con otros combustibles y se trata de un recurso muy importante como materia prima para el sector industrial, así como de un producto final de gran utilidad para los sectores doméstico y comercial. El gas natural es una energía abundante y respetuosa con el medio ambiente, que permite aplicaciones de alta eficiencia energética, que presenta claras ventajas en relación con otros combustibles fósiles y que está llamada a jugar un papel relevante y clave en las políticas energéticas. Su aportación puede ser decisiva para conseguir una mejora en las actuales condiciones ambientales y favorecer un desarrollo sostenible.

Para obtener el máximo provecho y prevenir las posibles y reales condiciones o problemas en los procesos de fraccionamiento del gas natural, este tiene que pasar por una serie de procesos o tratamientos que implican el reagrupamiento, acondicionamiento y refinado del gas natural bruto con el fin de transformarlo en energía útil para las diferentes aplicaciones. Este proceso supone primero una extracción de los elementos líquidos del gas natural y después una separación entre los diferentes elementos que componen los líquidos. El procesamiento del gas natural consiste en primer lugar, en realizar la deshidratación del mismo y luego el proceso endulzamiento que consiste en retirar los componentes ácidos como CO_2 y H_2S para luego ser despachado bajo las condiciones estándar para ser fraccionado y/o refinado. La deshidratación del gas natural consiste en la remoción del agua en forma de vapor

que se encuentra asociada con el gas desde el yacimiento. Este proceso es necesario para asegurar una operación eficiente en las líneas de transporte de gas. La remoción del vapor de agua previene la formación de hidratos del gas, disminuye la corrosión en las tuberías y mejora la eficiencia en las mismas, ya que reduce la acumulación de líquidos en las partes bajas de la línea, cumpliendo así con las especificaciones mínimas del contenido de agua en el gas, para que este sea comercialmente atractivo a los mercados internos e internacionales. El endulzamiento del gas consiste en retirar mediante el uso de tecnologías que se basan en sistemas de absorción – agotamiento de los gases indeseables como CO_2 y H_2S para que los procesos llevados a cabo aguas arriba no sufran problemas y se realicen de la manera más eficiente posible para poder obtener una serie de subproductos de gran calidad y de gran atractivo comercial para los mercados consumidores.

Por otro lado, no vale dejar por alto que la remoción de estos gases indeseables, no solo afecta de manera positiva el procesamiento del gas y sus sub productos, sino también es de suma importancia remover el mayor porcentaje posible de estos productos indeseables, porque estos generan un gran riesgo para la seguridad y salud de las personas.

De manera más específica, los procesos llevados a cabo en las plantas de extracción de líquidos, deben estar muy bien monitoreados y deben ser llevados a cabo bajo los mayores estándares de eficiencia y control de los mismos, para obtener un buen funcionamiento de las mismas, para obtener a su vez, un producto en las condiciones óptimas de trabajo. En la mayoría de estos procesos la variable que tiene mayor peso es la temperatura, por lo que es necesario implementar y diseñar eficientes sistemas de enfriamiento y calentamiento de las corrientes de gas y líquido, para mantener las condiciones óptimas de operación en los diferentes procesos llevados a cabo en la extracción de líquidos. Los sistemas de recuperación o pérdida de calor implementados pueden ser intercambiadores de calor y/o aéroenfriadores, su

uso específico depende de las condiciones de entrada y salida de las corrientes y del tipo de fluido utilizado, por lo que es de mucha importancia realizar un buen análisis de las condiciones necesarias para el diseño e implantación de estos sistemas de enfriamiento.

1.2. Planteamiento del problema

El gas natural es un recurso no renovable, que debido a sus características combustibles se le ha dado una amplia gama de aplicaciones que van desde el uso doméstico hasta las diversas ramas industriales. La corriente de gas natural posee, impurezas o contaminantes como nitrógeno, hidrógeno, anhídrido carbónico y sulfuro de hidrógeno. El hidrógeno y el nitrógeno son gases inertes que sólo van a afectar el poder calorífico del gas y también, lógicamente, el costo de transporte, mientras que el anhídrido carbónico (CO_2) y el sulfuro de hidrógeno (H_2S), forman ácidos o soluciones ácidas en presencia del agua contenida en el gas. Estas sustancias son muy indeseables y deben eliminarse del gas natural, particularmente el sulfuro de hidrógeno que es un gas tóxico que no puede ser tolerado en gases de uso domiciliario. Otro contaminante al que hay que prestarle suma importancia es el agua, siempre presente en el gas proveniente del yacimiento, ya que produce corrosión y formación de hidratos.

Los líquidos del gas natural son los hidrocarburos que se extraen en forma líquida del gas natural tal como se produce, predominantes en componentes como etano, GLP, pentanos, y algunos hidrocarburos pesados. El gas natural es tratado a través de un conjunto de operaciones para obtener las condiciones óptimas del fluido, que luego se ingresará a las plantas de fraccionamiento, en las cuales se ejecuta el fraccionamiento de la mezcla. Por esta razón, se requiere eliminar todas las

impurezas del gas para ubicarlo dentro de las especificaciones del proceso que se va a realizar con este.

El acondicionamiento del gas natural se efectúa con dos procesos fundamentales: la deshidratación y el endulzamiento. La deshidratación consiste en la eliminación del excedente de vapor de agua presente en la corriente gaseosa, en cambio el proceso de endulzamiento reside en la eliminación parcial de los gases ácidos contenidos en el gas natural. Por este motivo, ambos procesos se realizan con el objeto de alcanzar las especificaciones de calidad del gas natural comercial y lograr una máxima eficiencia en su transporte.

En la planta de extracción de líquidos del gas natural WX-1, ubicada en el Estado Monagas en el oriente de Venezuela, el primer proceso de acondicionamiento al que se somete el gas es al de deshidratación con glicol, el cual está diseñado para trabajar con un rango de temperaturas en la corriente de alimentación entre [90-110°F], pero este proceso se ve afectado debido a que realmente la alimentación entra a [130°F], la cual es una temperatura superior al rango establecido, ocasionando un incremento en la cantidad de glicol empleado para remover el vapor de agua contenido en el gas, además de provocar la degradación del mismo. Por esta razón es necesario implementar un sistema de enfriamiento para disminuir la temperatura de la corriente de alimentación, el cual debe ajustarse a los requerimientos del proceso sin aumentar en gran medida los costos de operación.

Para determinar el proceso de enfriamiento que se debe implementar, para la disminución de la temperatura de la corriente de entrada a la planta de extracción de líquidos WX-1, se parte de la definición de las condiciones de dicha corriente, esto con la finalidad de identificar los posibles procesos de enfriamiento que podrían utilizarse, para luego realizar la evaluación de cada uno y de acuerdo a los resultados

que se obtengan establecer cuál es la mejor opción técnico-económica que se puede implementar.

La implementación de un sistema de enfriamiento para adecuar la corriente de entrada a la planta de extracción de líquidos WX-1 es de suma importancia, ya que el hecho de que dicha corriente entre al proceso con una temperatura por encima del rango establecido en el diseño ocasiona una serie de problemas operacionales, provocando de esta manera un aumento innecesario de los costos de operación y mantenimiento de la planta.

1.3. Objetivos

1.3.1. Objetivo general

Implementar un sistema de enfriamiento para la disminución de la temperatura de la corriente de entrada a una planta de extracción del LGN.

1.3.2. Objetivos específicos

Describir las condiciones actuales de la corriente de entrada a la planta de extracción de líquidos WX-1, ubicada en el Estado Monagas en el oriente de Venezuela.

Identificar las posibles opciones de enfriamiento que pueden ser utilizadas para la disminución de la temperatura de la corriente de entrada a la planta de extracción de líquidos WX-1, ubicada en el Estado Monagas en el oriente de Venezuela.

Realizar la evaluación de las posibles opciones de enfriamiento que pueden ser utilizadas para la disminución de la temperatura de la corriente de entrada a la planta de extracción de líquidos WX-1, ubicada en el Estado Monagas en el riente de Venezuela.

Determinar la mejor opción técnico-económica que se debe implementar para la disminución de la temperatura de la corriente de entrada a la planta de extracción de líquidos WX-1, ubicada en el Estado Monagas en el oriente de Venezuela.

CAPITULO II

MARCO TEÓRICO

2.1. PROCESO DE RECOBRO DE LÍQUIDOS

El término LGN (líquidos del gas natural) es un término general que se aplica a líquidos recuperados del gas natural y como tal se refiere al etano y productos más pesados. El recobro de hidrocarburos líquidos livianos de corrientes de gas natural puede variar desde un simple control de punto de rocío hasta plantas de extracción profunda. Las plantas de extracción se encargan de separar los líquidos de la corriente de gas, mediante la condensación de los componentes más pesados (propano y más pesados), para ser enviados a las plantas de fraccionamiento.

El principio termodinámico, en el cual se basan las diferentes tecnologías de extracción de líquidos, es llevar el gas natural a condiciones de temperatura y presión tal, que se asegure la condensación de los componentes más pesados. Esto se puede lograr, ya sea, con una refrigeración directa (refrigeración mecánica), mediante transferencia de masa (absorción) o a través de una expansión (turbo expansión y/o expansión Joule-Thompson, figura 2.1), todo esto manteniendo un control riguroso del punto de rocío del gas. La selección del proceso, su complejidad y el costo dependen del grado de recobro de líquidos que se desea obtener. El factor más importante a la hora de la selección del proceso de extracción es la composición del gas.

En general, un gas rico requiere mayores gastos de energía a la hora de realizar la refrigeración, mientras que un gas pobre requiere condiciones de proceso más severas (menores temperaturas) para alcanzar un recobro alto.

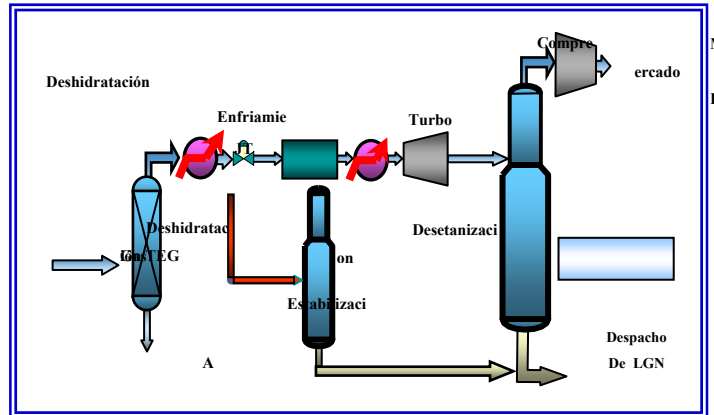


Figura 2.1. Esquema de procesos de una planta de extracción de líquidos.

Con estas tecnologías, el recobro de líquido ha sido aumentado significativamente para lograr altos recobros de etano. Las primeras plantas permitían recobrar cerca del 50% del etano. A medida que se han desarrollado nuevos procesos, el recobro de etano ha aumentado hasta por encima del 90%.

2.2. EXTRACCIÓN DE LÍQUIDOS DEL GAS NATURAL

2.2.1. Refrigeración

La refrigeración de una corriente de gas natural, es realizada fundamentalmente con el objeto de reducir notablemente su temperatura de forma que los diversos componentes que constituyen la mezcla condensen como líquidos en un mayor o menor porcentaje, de acuerdo con el nivel de temperatura alcanzado. El enfriamiento puede llevarse a cabo por medio de una reducción súbita de la presión en la corriente de gas al someterla a una expansión a través de una válvula, proceso mejor conocido como efecto Joule-Thompson (expansión isoentálpica), o a través del uso de un turboexpansor (expansión isentrópica).^[5]

2.2.1.1. Refrigeración mecánica

Ciclos de refrigeración

- Compresión de un vapor- expansión de un líquido, figura 2.2.
- Absorción, figura 2.2.
- Jet de vapor (compresión de vapor de agua).

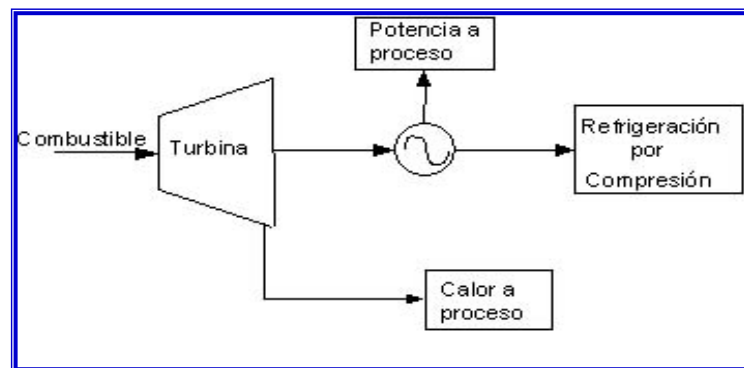


Figura 2.2. Sistema de refrigeración por compresión.

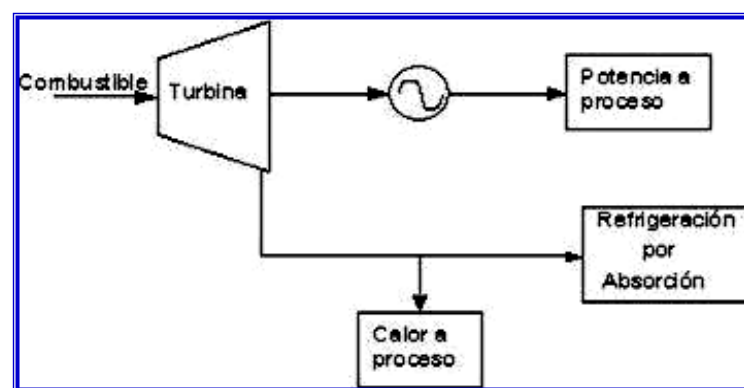


Figura 2.3. Sistema de refrigeración por absorción.

2.2.1.2. Refrigeración en cascada

En la refrigeración en cascada, el refrigerante más caliente condensa a los más fríos. Basados en los requerimientos de baja temperatura de un proceso, se selecciona un refrigerante con capacidad de suministrar la baja temperatura deseada, figura 2.4. Por ejemplo, la temperatura más baja obtenible con el etano es -120°F (para una presión de succión del compresor positiva), mientras que el nivel más bajo con el propano es -40°F (para una presión positiva similar).

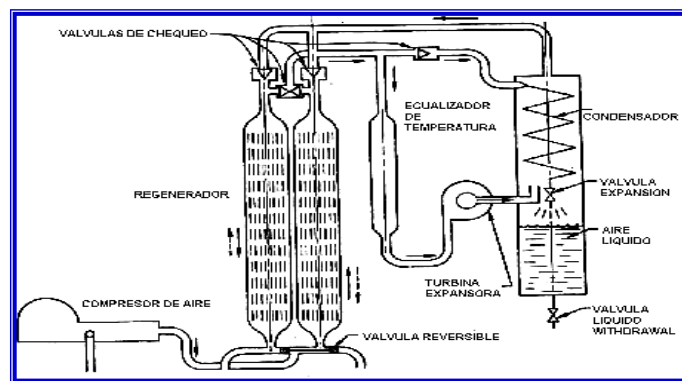


Figura 2.4. Sistema de refrigeración en cascada ^[11]

En un ciclo de refrigeración, la energía es transferida del nivel menor de temperatura al más alto de manera económica usando aire o agua como medio de remoción final del calor. Si se usa etano como refrigerante, el nivel de temperatura más caliente para condensar el etano es aproximadamente 90°F , es decir, su temperatura crítica a 700 psia. Esta temperatura requiere de inusuales relaciones de compresión altas, haciendo que el compresor de etano para tal servicio sea complicado y poco rentable. Además, para condensar etano a 90°F , se requiere una fuente capaz de suministrar 85°F o menos. Esta temperatura de condensación usando agua es difícil de alcanzar en muchos lugares. De esta forma, un refrigerante como propano se usa en cascada con etano para transferir la energía desde el sistema de etano para enfriar el agua o el aire.

2.2.2. Efecto Joule-Thompson

Este fenómeno ocurre por expansión isoentálpica, es decir, la entalpía del gas permanece constante durante la expansión. Este tipo de expansión es aplicada cuando se pretende incrementar la recuperación de líquidos de una corriente de gas húmedo proveniente de pozos de alta presión. Esto se logra expandiendo la corriente de gas húmedo y caliente de alta presión a través de una válvula reguladora de presión. Al disminuir la presión simultáneamente disminuye la temperatura, lo que permite que una fracción de los componentes de gas, en especial intermedios y pesados, condensen como líquidos.

2.2.3. Proceso J-T con refrigeración

En algunos casos, el gas de alimentación no tiene suficiente presión o es rico en componentes licuables. En este caso, se debe añadir refrigeración mecánica al proceso J-T para alcanzar las eficiencias de recobro. El proceso con una refrigeración adicional ayuda al enfriamiento del gas de alimentación. La ubicación de la J-T depende de la presión y composición del gas. La ventaja de la refrigeración es que pueden usarse presiones de entrada más bajas o, alternativamente, el desmetanizador puede ser operado a una presión mayor, reduciendo los requerimientos de compresión. El proceso J-T, ya sea refrigerado o no refrigerado, ofrece una alternativa simple y flexible para el recobro de etano moderado. Usualmente se aplica a flujos de gas más bajos, donde pueden permitirse algunas eficiencias para reducir la inversión y los costos de operación.

2.3. INTERCAMBIADORES DE CALOR

La aplicación de los principios de la transferencia de calor al diseño de un equipo destinado a cubrir un objeto determinado en ingeniería, es de capital importancia, porque al aplicar los principios al diseño, se debe trabajar en la consecución del importante logro que supone el desarrollo de un producto para obtener provecho económico.^[4]

El equipo de transferencia de calor se define por las funciones que desempeña en un proceso. Los intercambiadores recuperan calor entre dos corrientes en un proceso. Los calentadores se usan primeramente para calentar fluidos de proceso, y generalmente se usa vapor con este fin. Los enfriadores se emplean para enfriar fluidos en un proceso, el agua es el medio enfriador principal. Los condensadores son enfriadores cuyo propósito principal es eliminar calor latente en lugar de calor sensible. Los hervidores tienen el propósito de suplir los requerimientos de calor en los procesos como calor latente. Los evaporadores se emplean para la concentración de soluciones por evaporación de agua u otro fluido. (Algunos de los equipos antes descritos se muestran en las figuras 2.5 y 2.6 mostradas a continuación)^[6]



Figura2.5. Condensador y cambiador de Calor

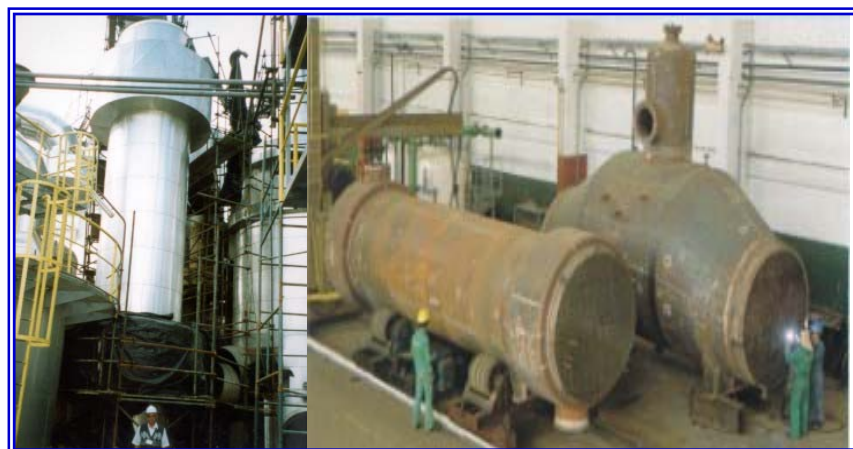


Figura2.6. Enfriador y caldera de recuperación de calor de tres etapas

En general, un cambiador de calor es un aparato recorrido por dos o más medios, uno de los cuales cede a los demás calor.^[4] Si un proceso químico debe desarrollarse de una forma prevista de antemano, será preciso realizarlo a una determinada temperatura. Las reacciones ponen en juego, en general, considerables cantidades de calor. Casi siempre resulta conveniente enfriar los productos de la reacción en un enfriador. El calor así recuperado, puede utilizarse para recalentar otros productos o para precalentar los empleados en el propio proceso. Incluso es

obligado a veces proceder a este precalentamiento, a fin de obtener temperaturas bastantes elevadas para que el proceso de fabricación se desenvuelva normalmente. Se ha reconocido que el empleo juicioso de los balances térmicos conduce a resultados interesantes, en lo que respecta a la rentabilidad. Desde este punto de vista, el cambiador de calor aparece como un órgano particularmente importante de las instalaciones químicas. (Un ejemplo de un intercambiador se muestra en la siguiente figura 2.7)



Figura 2.7. Calentador de gas.

2.3.1. Tipos de intercambiadores de calor según su operación

Ya que los intercambiadores de calor se presentan en muchas formas, tamaños, materiales de manufactura y modelos, estos son categorizados de acuerdo con características comunes. Una de las características comunes que se puede emplear es la dirección relativa que existe entre los dos flujos de fluido. Las tres categorías son: flujo paralelo, contra flujo y flujo cruzado.^[7]

2.3.1.1. Flujo paralelo

Como se ilustra en la figura 2.8, existe un flujo paralelo cuando el flujo interno o de los tubos y el flujo externo o de la carcaza fluyen en la misma dirección. En este caso, los dos fluidos entran al intercambiador por el mismo extremo y estos presentan una diferencia de temperatura significativa. Como el calor se transfiere del fluido con mayor temperatura hacia el fluido de menor temperatura, la temperatura de los fluidos se aproxima la una a la otra, es decir que uno disminuye su temperatura y el otro la aumenta tratando de alcanzar el equilibrio térmico entre ellos. Debe quedar claro que el fluido con menor temperatura nunca alcanza la temperatura del fluido más caliente.^[7]

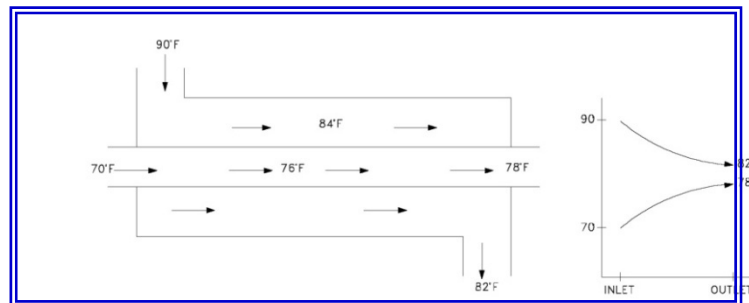


Figura 2.8. Intercambiador de calor de flujo paralelo

2.3.1.2. Contra flujo

Como se ilustra en la figura 2.9, se presenta un contra flujo cuando los dos fluidos fluyen en la misma dirección pero en sentido opuesto. Cada uno de los fluidos entra al intercambiador por diferentes extremos. Ya que el fluido con menor temperatura sale en contra flujo del intercambiador de calor en el extremo donde entra el fluido con mayor temperatura, la temperatura del fluido más frío se aproximará a la temperatura del fluido de entrada. Este tipo de intercambiador resulta

ser más eficiente que los otros dos tipos mencionados anteriormente. En contraste con el intercambiador de calor de flujo paralelo, el intercambiador de contra flujo puede presentar la temperatura más alta en el fluido frío y la más baja temperatura en el fluido caliente una vez realizada la transferencia de calor en el intercambiador.^[7]

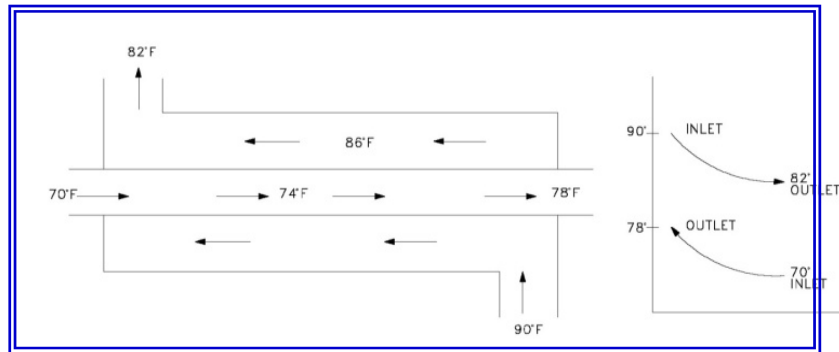


Figura 2.9. Intercambiador de contra flujo.

2.3.1.3. Flujo cruzado

En la figura 2.10 se muestra como en el intercambiador de calor de flujo cruzado, donde uno de los fluidos fluye de manera perpendicular al otro fluido, esto es, uno de los fluidos pasa a través de tubos mientras que el otro pasa alrededor de dichos tubos formando un ángulo de 90°. Los intercambiadores de flujo cruzado son comúnmente usado donde uno de los fluidos presenta cambio de fase y por tanto se tiene un fluido pasado por el intercambiador en dos fases bifásico. Un ejemplo típico de este tipo de intercambiador es en los sistemas de condensación de vapor, donde el vapor exhausto que sale de una turbina entra como flujo externo a la carcasa del condensador y el agua fría que fluye por los tubos absorbe el calor del vapor y éste se condensa y forma agua líquida. Se pueden condensar grandes volúmenes de vapor de agua al utiliza este tipo de intercambiador de calor.^[7]

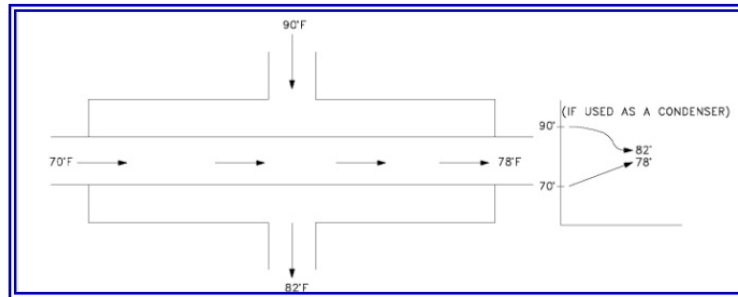


Figura 2.10. Intercambiador de calor de flujo cruzado.

En la actualidad, la mayoría de los intercambiadores de calor no son puramente de flujo paralelo, contra flujo, o flujo cruzado; estos son comúnmente una combinación de los dos o tres tipos de intercambiador. Desde luego, un intercambiador de calor real que incluye dos, o los tres tipos de intercambio descritos anteriormente, resulta muy complicado de analizar. La razón de incluir la combinación de varios tipos en uno solo, es maximizar la eficacia del intercambiador dentro de las restricciones propias del diseño, que son: tamaño, costo, peso, eficacia requerida, tipo de fluidos, temperaturas y presiones de operación, que permiten establecer la complejidad del intercambiador.

2.3.1.4. Intercambiadores de un solo paso (o paso simple) y de múltiple paso

Un método que combina las características de dos o más intercambiadores y permite mejorar el desempeño de un intercambiador de calor es tener que pasar los dos fluidos varias veces dentro de un intercambiador de paso simple. Cuando los fluidos del intercambiador intercambian calor más de una vez, se denomina intercambiador de múltiple pasos. Si el fluido sólo intercambia calor en una sola vez, se denomina intercambiador de calor de paso simple o de un solo paso. En la figura

2.11 se muestra un ejemplo de estos intercambiadores. Comúnmente el intercambiador de múltiples pasos invierte el sentido del flujo en los tubos al utilizar dobleces en forma de "U" en los extremos, es decir, el doblez en forma de "U" permite al fluido fluir de regreso e incrementar el área de transferencia del intercambiador. Un segundo método para llevar a cabo múltiples pasos es insertar baffles o platos intercambiadores regenerativos y no-regenerativos.^[6]

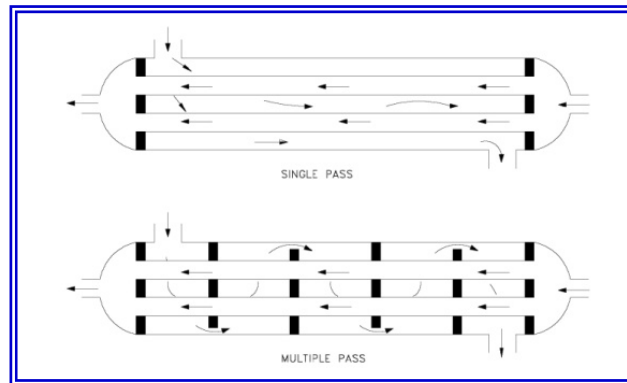


Figure 2.11. Intercambiador de un solo pasó e intercambiador de múltiple pasó

Los intercambiadores de calor también pueden ser clasificados por su función en un sistema particular. Una clasificación común es

- Intercambiador regenerativo.
- Intercambiador no-regenerativo.

Un intercambiador regenerativo es aquel donde se utiliza el mismo fluido (el fluido caliente y el fluido frío es el mismo) como se muestra en lo figura 2.12. Esto es, el fluido caliente abandona el sistema cediendo su calor a un regenerador y posteriormente regresando al sistema. Los intercambiadores regenerativos son

comúnmente utilizados en sistemas con temperaturas altas donde una porción del fluido del sistema se remueve del proceso principal y éste es posteriormente integrado al sistema. Ya que el fluido que es removido del proceso principal contiene energía (energía interna, mal llamado calor), el calor del fluido que abandona el sistema se usa para recalentar (regenerar) el fluido de regreso en lugar de expeler calor hacia un medio externo más frío lo que mejora la eficacia del intercambiador. Es importante recordar que el término "regenerativo/no-regenerativo" sólo se refiere a "cómo" funciona el intercambiador de calor en un sistema y no indica el tipo de intercambiador (carcaza y tubo, plato, flujo paralelo, contra flujo).^[6]

En un intercambiador no regenerativo, como se muestra en la figura 2.12, el fluido con mayor temperatura es enfriado por un fluido de un sistema separado y la energía (calor) removido y no es regresada al sistema.

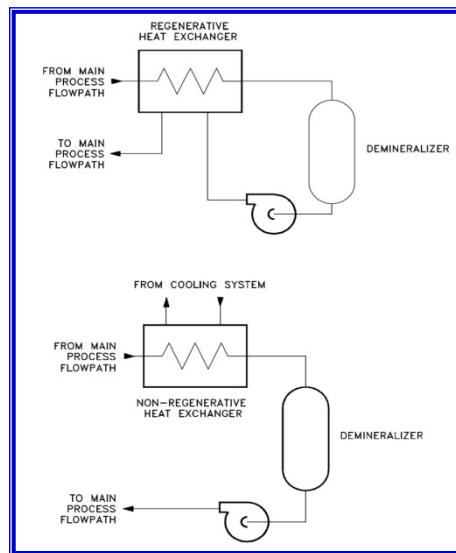


Figure 2.12. Intercambiador regenerativo e intercambiador no-regenerativo.

2.3.2. Tipos de intercambiadores según su estructura y uso de los mismos

2.3.2.1. Intercambiadores de coraza y tubo

Los intercambiadores del tipo de coraza y tubo constituyen la parte más importantes de los equipos de transferencia de calor sin combustión en las plantas de procesos químicos. (Aun cuando se está haciendo cada vez mayor hincapié en otros diseños).

En general, el intercambiador coraza (carcaza) y tubo (figura 2.13), consiste en una serie de tubos lineales colocados dentro de un tubo muy grande llamado coraza (como se aprecia en la figura anterior) y representan la alternativa a la necesidad de una gran transferencia de calor. Dentro de este tipo de intercambiadores (de coraza y tubo), dependiendo a su construcción se puede conseguir diferentes tipos como los son.^[11]



Figura 2.13. Intercambiadores de casco y tubo.

2.3.2.2. Intercambiador de calor de espejo fijo

Los intercambiadores de espejo fijo se utilizan con mayor frecuencia que los de cualquier otro tipo y la frecuencia de su utilización se ha incrementado en años recientes. Los espejos se sueldan a la coraza. Por lo común, se extienden más allá de la coraza y sirven como bridas a la que sujetan como pernos los cabezales del lado de los tubos. Esta construcción requiere que los materiales de la coraza y los espejos se puedan soldar entre sí.^[11]

2.3.2.3. Intercambiador de calor de tubo en U

El haz de tubos consiste en un espejo estacionario, tubos en U (o de horquilla), deflectores o placas de soporte y espaciadores y tirantes apropiados. El haz de tubos se puede retirar de la coraza del intercambiador de calor. Se proporciona un cabezal del lado del tubo (estacionario) y una coraza con cubierta integrada, que se suelda a la coraza misma (figura 2.14). Cada tubo tiene la libertad para dilatarse o contraerse, sin limitaciones debidas a la posición de los otros tubos. (Los rehervidores de calderas, los evaporadores, etc., son con frecuencia intercambiadores de tubo en U con secciones ampliadas de la coraza para la separación del vapor y el líquido).^[6]

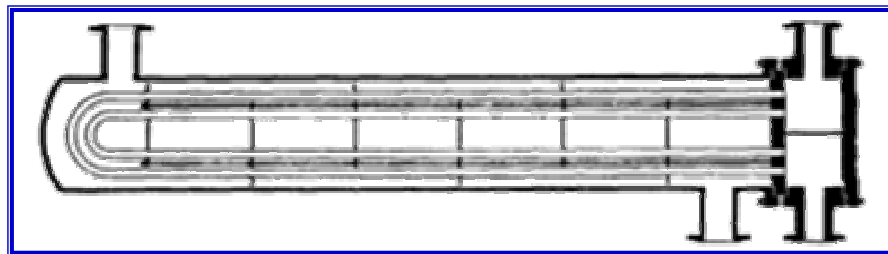


Figura 2.14. Intercambiador de calor en forma de U.

2.3.2.4. Intercambiador de anillo de cierre hidráulico

Esta construcción es la menos costosa de los tipos de tubos rectos y haz desmontable. Los fluidos del lado de la coraza y del lado del tubo se retienen mediante anillos de empaque distintos separados por un anillo de cierre hidráulico y se instalan en el espejo flotante.^[11]

2.3.2.5. Intercambiador de cabezal flotante con empaque exterior

El fluido del lado de la coraza se retiene mediante anillos de empaque, que se comprimen dentro de un prensaestopas mediante un anillo seguidor de junta. Esta construcción fue utilizada con frecuencia en la industria química; sin embargo, su empleo ha disminuido en los años recientes.^[11]

2.3.2.6. Intercambiador de cabezal flotante interno

El diseño de cabezal flotante interno se utiliza mucho en las refinerías petroleras, pero su uso ha declinado en años recientes. En este tipo de cambiador de calor el haz de tubos y el espejo flotante se desplaza (o flota) para acomodar las dilataciones diferenciales entre la coraza y los tubos.^[11]

2.3.2.7. Intercambiador de cabezal flotante removible

La construcción es similar a la del intercambiador de cabezal flotante interno con anillo dividido de respaldo, con la excepción de que la cubierta del cabezal

flotante se sujeta directamente con pernos en el espejo flotante. Esta característica reduce el tiempo de mantenimiento durante la inspección y las reparaciones.^[11]

2.3.2.8. Intercambiador de doble tubo

Este tipo de cambiador de calor está formado por uno o más tubos pequeños contenidos en un tubo de diámetro más grande. Al tubo externo se le llama anulo (figura 2.15).^[6]

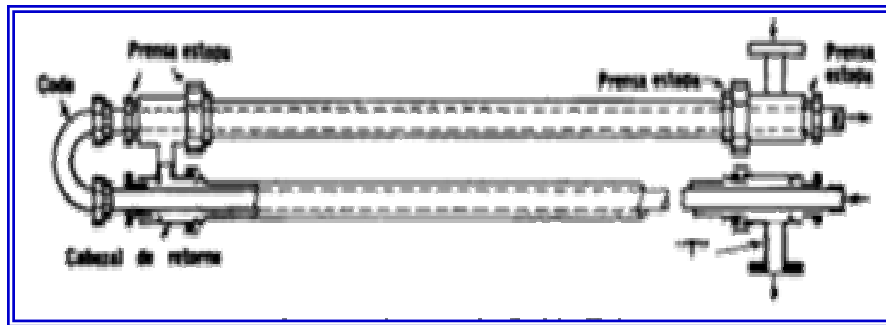


Figura 2.15. Intercambiador de doble tubo.

2.3.2.9. Intercambiadores del tipo de placa

Existen intercambiadores de tipo de placa en varias formas: en espiral, de placa (y armazón), de aleta con placa soldada y de aleta de placa y tubo.^[6]

2.3.2.9.1. Intercambiadores de placa en espiral

El intercambiador de placa en espiral se hace con un par de placas laminadas para proporcionar dos pasos rectangulares relativamente largos para los fluidos con flujo en contracorriente. La trayectoria continua elimina la inversión del flujo (y la

caída consiguiente de la presión), las desviaciones y los problemas de dilataciones diferenciales. Los sólidos se pueden mantener en suspensión, (como se muestra en la figura 2.16).^[6]

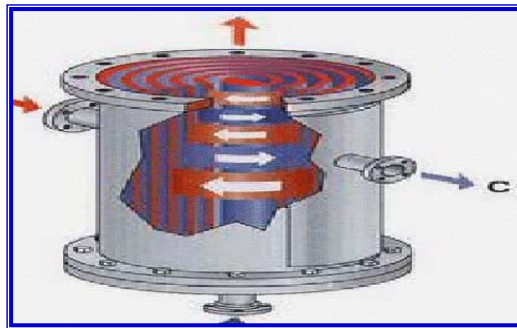


Figura 2.16. Intercambiador en forma de espiral.

2.3.2.9.2. Intercambiadores de placa y armazón

Los intercambiadores de placa y armazón consisten en placas estándares, que sirven como superficies de transferencia de calor y un armazón para su apoyo (figura 2.17).^[6]

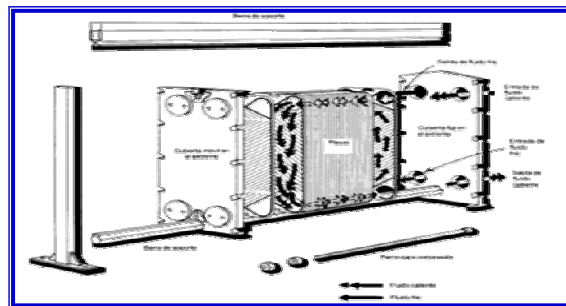


Figura 2.17. Intercambiador de placa y armazón.

2.3.2.9.3. Intercambiador de calor de aleta y placa con soldadura fuerte

La superficie de transferencia de calor de aleta y placa se compone de una pila de capas, cada una de las cuales consiste en una aleta corrugada entre láminas metálicas planas, selladas en los dos lados mediante canales o barras, para formar un paso para el flujo del fluido, como se muestra en la figura 2.18.^[6]

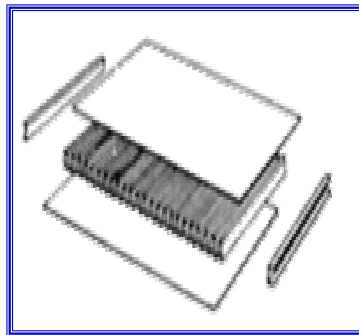


Figura 2.18. Intercambiador de aleta y placa con soldadura fuerte.

2.3.2.9.4. Superficie de placa, aleta y tubo

Las aletas rectangulares se perforan, forman, acampanan y apilan antes de que se inserten los tubos en las abrazaderas de las aletas y se dilaten para producir la superficie de placa, aleta y tubo.^[6]

2.3.2.10. Intercambiadores de bloques de grafito

Los intercambiadores cúbicos de grafito impermeable consisten en cubos sólidos, perforados con hileras de orificios paralelos que están en ángulo recto con los superiores y los inferiores. Los cabezales sujetos con pernos a los lados opuestos de las caras verticales del cubo proporcionan el flujo del fluido de proceso a través del

bloque. Los cabezales apropiados en las caras verticales restantes dirigen el medio de calentamiento o enfriamiento a través de los intercambiadores.^[2]

También hay un intercambiador de tipo de bloque que consiste en una serie de bloques cilíndricos de grafito impermeable con pasajes radiales y axiales. El intercambiador del bloque cúbico de grafito no está sujeto a daños a partir de choque mecánico, como sucede con el intercambiador de coraza y tubo del mismo material.

2.3.2.11. Intercambiador tubular tipo bayoneta

Este tipo de intercambiadores son útiles cuando existe una diferencia extrema de temperatura entre los fluidos del lado de la coraza y lado del tubo, ya que todas las partes sujetas a expansión diferencial son libres para moverse, independientes entre sí. Esta construcción única no sufre falla debido al congelamiento del condensado de vapor, porque el vapor en la parte interna del tubo funde cualquier hielo que pueda formarse durante períodos de operación intermitente. Los costos son relativamente altos, ya que sólo los tubos externos del haz transfieren calor al fluido del lado de la coraza. Los tubos internos no son apoyados. Los tubos externos son apoyados por deflectores convencionales o placas de apoyo, (figura 2.19 y 2.20).^[2]

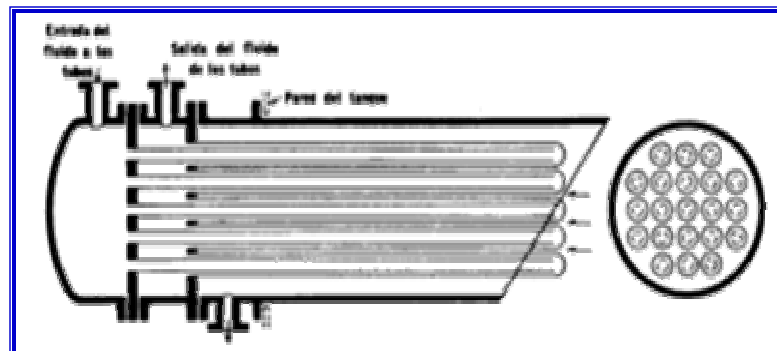


Figura 2.19. Intercambiador tubular tipo bayoneta.

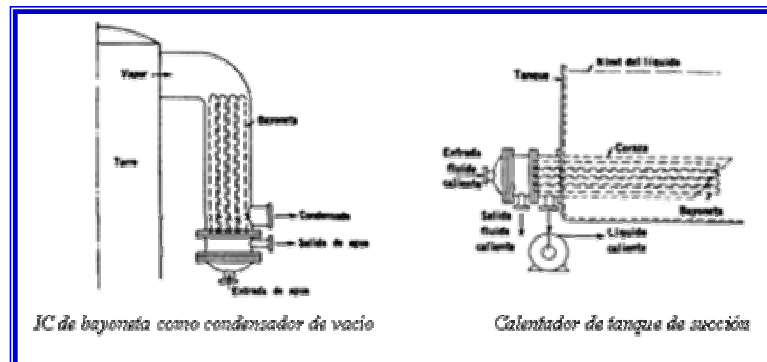


Figura 2.20. Intercambiador de calor tipo bayoneta como condensador y calentador

2.3.2.12. Intercambiadores de tubo en espiral

Los intercambiadores de tubo en espiral consisten en un grupo de serpentines concéntricos arrollados en espiral, por lo general conectados por múltiples (manifolds). Entre sus características se incluye flujo a contracorriente, eliminación de las dificultades de la expansión diferencial, velocidad constante y compactación (figura 2.21).^[11]

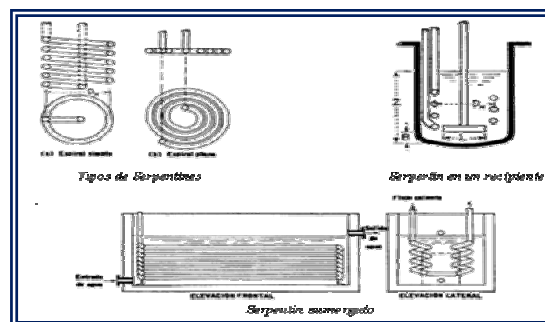


Figura 2.21. Intercambiador de tubo en espiral.

2.3.2.13. Intercambiadores de tubo en espiral para servicio criogénico

En algunos de los intercambiadores de servicio criogénico se requiere que exista reversibilidad termodinámica con pequeñas diferencias en temperaturas y es en estos casos cuando se utilizan unidades del tipo espiral. Los intercambiadores en planta para la separación de aire llevan el gas de alta presión dentro de los tubos y el gas de baja presión fuera de los mismos en una combinación de flujos a contracorriente y cruzado.^[11]

2.3.2.14. Intercambiadores de película descendente

Las principales ventajas de estos intercambiadores de calor son la alta velocidad de transferencia de calor, la existencia nula de caída de presión interna, corto tiempo de contacto (característica muy importante para materiales sensibles al calor), facilidad de acceso a los tubos para su limpieza y, en algunas ocasiones, prevención de fugas de un lado a otro.^[11]

Estos intercambiadores de calor se utilizan en diversos servicios, como se describe a continuación:

- Enfriadores y condensadores de líquidos.
- Evaporadores.
- Absorvedores.
- Congeladores.

2.3.2.15. Intercambiadores de superficie escariada (raspada)

Los intercambiadores de superficie escariada tienen un elemento rotatorio con hojas unidas a un soporte para presionar o raspar la superficie interna. Los intercambiadores de superficie escariada son particularmente adecuados para la transferencia de calor con cristalización, transferencia de calor con gran ensuciamiento de la superficie, transferencia de calor con extracción por disolventes y para transferencia de calor de fluidos de alta viscosidad. Este tipo de intercambiador de utiliza mucho en las plantas de ceras y parafinas y en las plantas petroquímicas, para cristalización.^[2]

2.3.2.16. Intercambiadores de calor enfriados por aire

Los intercambiadores de calor enfriados por aire incluyen un haz de tubos, que generalmente tienen aletas devanadas en espiral sobre los tubos y un ventilador que impulsa el aire a través de los tubos (para impulsar el aire al interior de los tubos) y está dotado de un impulsor. Los motores eléctricos son los impulsores más comunes (figura 2.22).^[5]

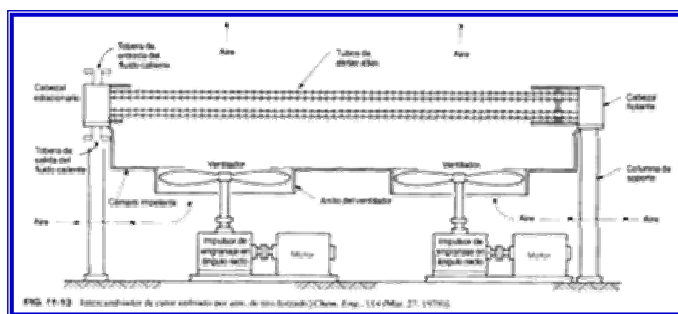


Figura 2.22. Intercambiador de calor enfriado por aire, de tiro forzado.

2.3.2.17. Intercambiadores de calor para sólidos

- Equipos para solidificación

Tipo de evaporadores: a) Circulación forzada, b) Circulación forzada de tubo sumergida c) Cristalizador del tipo de Oslo. d) Vertical de tubo corto, e) De calandria y hélice, f) Vertical de tubo largo, g) Vertical de tubo largo con recirculación. h) De película descendente, i) Evaporador de tubo horizontal, j) condensado, k) alimentación, l) ventila, m) producto, n) vapor de agua, o) vapor, p) salida de arrastre separado.^[2]

2.3.3. Aplicaciones de los intercambiadores de calor

Algunas de las aplicaciones más comunes se encuentran en calentamiento, ventilación, sistemas de acondicionamiento de espacios, radiadores en máquinas de combustión interna, calderas, condensadores, y precalentadores o enfriamiento de fluidos. En este apartado se revisan algunas aplicaciones específicas de intercambiadores de calor. Se intenta proveer varios ejemplos específicos de cómo funciona un intercambiador de calor en un determinado sistema, claro está que no se cubren todas las aplicaciones posibles.^[2]

2.3.3.1. Precalentador

En sistemas de vapor de gran escala, o en sistemas donde se requieren grandes temperaturas, el fluido de entrada es comúnmente precalentado en etapas, en lugar de tratar de calentar dicho fluido en una sola etapa desde el ambiente hasta la temperatura final. El precalentamiento en etapas incrementa la eficiencia de la planta y minimiza el choque térmico de los componentes, que es el caso de inyectar fluido a temperatura ambiente en una caldera u otro dispositivo operando a alta temperatura.

En el caso de sistemas de generación de vapor, una porción del vapor generado es sustraído y utilizado como fuente de calor para recalentar el agua de alimentación en etapas. . Al entrar el vapor al intercambiador de calor y fluir alrededor de los tubos, éste transfiere su energía térmica y se condensa. El vapor entra por la parte superior de la carcasa del intercambiador de calor, donde transfiere no solamente el calor sensible (cambio de temperatura) sino también transfiere su calor latente de la vaporización (condensación del vapor en agua). El vapor condensado entonces sale como líquido en el fondo del intercambiador de calor. El agua de alimentación entra al intercambiador de calor en el extremo inferior derecho y fluye por los tubos. La mayoría de estos tubos estarán debajo del nivel fluido en el lado de la carcasa. Esto significa que el agua de alimentación está expuesta al vapor condensado primero y en seguida viaja a través de los tubos y por detrás alrededor del extremo superior derecho del intercambiador de calor. Después de hacer una vuelta de 180, entonces el agua de alimentación parcialmente calentada está sujeta a la entrada de vapor más caliente que entra a la carcasa. El agua de alimentación es calentada a mayor temperatura por el vapor caliente y después sale del intercambiador de calor. En este tipo de intercambiador de calor, el nivel fluido del lado de la carcasa es muy importante en la determinación de la eficacia del intercambiador de calor, pues el nivel fluido del lado de la carcasa determina el número de tubos expuestos al vapor caliente.

2.3.3.2. Radiador

Comúnmente, los intercambiadores de calor están pensados como dispositivos líquido-a-líquido solamente. Pero un intercambiador de calor es cualquier dispositivo que transfiere calor a partir de un fluido a otro fluido. Algunas plantas dependen de intercambiadores de calor aire/líquido. El ejemplo más familiar de un intercambiador de calor aire-a-líquido es un radiador de automóvil. El líquido refrigerante fluye por

el motor y toma el calor expelido y lo lleva hasta el radiador. El líquido refrigerante fluye entonces por tubos que utilizan aire fresco del ambiente para reducir la temperatura del líquido refrigerante. Ya que el aire es un mal conductor del calor, el área de contacto térmico entre el metal del radiador y el aire se debe maximizar. Esto se hace usando aletas en el exterior de los tubos. Las aletas mejoran la eficacia de un intercambiador de calor y se encuentran comúnmente en la mayoría de los intercambiadores de calor del aire/líquido y en algunos intercambiadores de calor líquido/líquido de alta eficacia.

2.3.3.3. Aire acondicionado, evaporador y condensador

Todos los sistemas de aire acondicionado contienen por lo menos dos intercambiadores de calor, generalmente llamados evaporador y condensador. En cualquier caso, el evaporador o el condensador, el refrigerante fluye en el intercambiador de calor y transfiere el calor, ya sea ganándolo o expeliéndolo al medio frío. Comúnmente, el medio frío es aire o agua. En el caso del condensador, el gas refrigerante caliente de alta presión se debe condensar a un líquido *subenfriado*. El condensador logra esto enfriando el gas al transferir su calor al aire o al agua. El gas enfriado es entonces condensado en líquido. En el evaporador, el refrigerante subenfriado fluye en el intercambiador de calor, y el flujo del calor se invierte, con el refrigerante relativamente frío absorbiendo el calor del aire más caliente que fluye por el exterior de los tubos. Esto enfría el aire y hace hervir al refrigerante.

2.3.3.4. Condensadores de vapor

El condensador del vapor, es un componente importante del ciclo del vapor en instalaciones de generación de potencia. Es un recinto cerrado en el cual el vapor sale de la turbina y se fuerza para ceder su calor latente de la vaporización. Es un

componente necesario del ciclo del vapor por dos razones. La primera, convierte el vapor usado nuevamente en agua para regresarla al generador o a la caldera de vapor como agua de alimentación. Esto baja el costo operacional de la planta permitiendo reutilizar el agua de alimentación, y resulta más fácil bombear un líquido que el vapor. La segunda razón, aumenta la eficiencia del ciclo permitiendo que el ciclo funcione con los gradientes más grandes posibles de temperatura y presión entre la fuente de calor (caldera) y el sumidero de calor (condensador). Condensando el vapor del extractor de la turbina, la presión del extractor es reducida arriba de la presión atmosférica hasta debajo de la presión atmosférica, incrementando la caída de presión del vapor entre la entrada y la salida de la turbina de vapor. Esta reducción de la presión en el extractor de la turbina, genera más calor por unidad de masa de vapor entregado a la turbina, por conversión de poder mecánico. Ya que ocurre condensación, el calor latente de condensación se usa en lugar del calor latente de vaporización. El calor latente del vapor de la condensación se pasa al agua que atraviesa los tubos del condensador. Después de que el vapor condensa, el líquido saturado continúa transfiriendo calor al agua que se enfría al ir bajando hasta el fondo del condensador. Algunos grados de subenfriado previenen la cavitación de la bomba.

Hay diversos diseños de condensadores, pero el más común, por lo menos en las instalaciones de generación de potencia, es el condensador de paso transversal simple. Este diseño de condensador proporciona agua fría que pasa a través de los tubos rectos de una cavidad llena de agua en un extremo hacia otra cavidad llena de agua en el otro extremo. Ya que el agua fluye una sola vez a través del condensador se le denomina de un solo paso. La separación entre las áreas de las cavidades con agua y el área donde condensa del vapor se hace mediante una tapa donde se colocan los tubos.

Los condensadores tienen normalmente una serie de baffles que vuelven a dirigir el vapor para reducir al mínimo el choque directo en los tubos con el agua de

enfriamiento. El área inferior del condensador se localiza en el pozo de condensado (hotwell). Aquí es donde el condensado se recoge mediante una bomba de succión. Si se acumula gases sin condensar en el condensador, el vacío disminuirá y la temperatura de la saturación con la cual el vapor condensar se incrementará.

Los gases no condensables también cubren los tubos del condensador, así reduciendo el área superficial para la transferencia térmica del condensador. Esta área superficial puede también ser reducida si el nivel condensado aumenta sobre los tubos inferiores del condensador. Una reducción en la superficie en el intercambio térmico tiene el mismo efecto que una reducción en flujo del agua de enfriamiento. Si el condensador está funcionando muy cerca de su capacidad de diseño, una reducción en el área superficial efectiva resulta en la dificultad de mantener el vacío del condensador.

La temperatura y el caudal del agua de enfriamiento que pasa por el condensador controlan la temperatura del condensado. Esto alternadamente controla la presión de la saturación (vacío) del condensador.^[11]

2.3.4. Variables que determinan el funcionamiento de un intercambiador de calor

Las variables que afectan la acción de un intercambiador de calor son las razones de flujo de masa, calores específicos, temperaturas de entrada y salida de los fluidos calientes y fríos, área de superficie disponible para la transferencia de calor, conductividad térmica del material del tubo, grado de depósitos o escamas en el interior de los tubos y los coeficientes convectivos de transferencia de calor en las superficies internas y externas de los tubos.

Usualmente, el efecto de las cuatros ultimas cantidades se combina en una sola cantidad, el coeficiente de transferencia de calor total (U).

La caída de presión a través de un intercambiador de calor está relacionada directamente con la potencia de bombeo y se relaciona indirectamente con la razón de transferencia de calor, ya que controla las velocidades de flujo y, por lo tanto, la razón de flujo de masa y los coeficientes de transferencia de calor. En realidad, la selección de un intercambiador de calor es un problema de optimización que involucra parámetros tales como la caída de presión, potencia de bombeo, área de transferencia de calor, costo inicial, costos de limpieza.

En la práctica el diseño y selección del intercambiador involucra con frecuencia un procedimiento de ensayo y error.^[11]

2.3.5. Consideraciones generales de diseño de intercambiadores de calor

2.3.5.1. Área de transferencia de calor

Uno de los parámetros importantes que controlan la transferencia de calor neta del fluido caliente al fluido frío es el área de superficie que separa los dos fluidos, a través de la cual tiene lugar la transferencia de calor.^[2]

Realizando el balance de energía en los dos fluidos:

Energía perdida por el fluido caliente = Energía ganada por el fluido frío

Utilizando las ecuaciones:

$$m_c C p_c (T_1 - T_2) = Q = m_f C p_f (t_2 - t_1) \quad \text{Ec. 2.1}$$

Esta ecuación es válida para todo tipo de intercambiador de calor.^[2]

La velocidad de transferencia de calor de un fluido a otro, a través de una pared de metal es proporcional al coeficiente global de transferencia de calor, al área de la pared y a la diferencia de temperatura entre el fluido caliente y el frío:

$$Q = U A LMTD \quad \text{Ec. 2.2}$$

Donde:

Q= Velocidad de transferencia de calor

U=Coeficiente global de transferencia de calor basado en el área externa de la superficie del metal.

A=Área externa de la superficie del metal a través de la cual ocurre la transferencia de calor.

LMTD=Diferencia de temperatura logarítmica media entre los fluidos caliente y frío.

Cuando se especifica un intercambiador de calor, el diseñador casi siempre conoce o puede calcular sin mucha dificultad, los términos Q y LMTD para las condiciones de proceso dadas. Para obtener el valor apropiado del área de transferencia de calor requerida, se necesita evaluar solamente el coeficiente U. Desafortunadamente, U es función del diseño y de las velocidades de ensuciamiento. Por esta razón, el diseño de un intercambiador de calor requiere un cálculo de ensayo y error (tanteo).^[4]

2.3.5.2. Coeficiente global de transferencia de calor (U)

A diferencia de los procesos estudiados anteriormente, la temperatura superficial o los flujos de calor no son especificados para los intercambiadores de calor. Esta complicación es resuelta mediante la utilización del coeficiente global de transferencia de calor. Este coeficiente es definido en términos de la resistencia térmica total a la transferencia de calor entre dos fluidos.

Esta disertación teórica sobre los coeficientes globales de transferencia de calor es aplicable a todos los tipos de intercambiadores, excepto a los de contacto directo.

Cuando el calor fluye desde un fluido que circula por un lado de un tubo a otro fluido que circula por el otro lado del tubo, dicho calor debe vencer la resistencia siguiente:

- R_{i0} , resistencia de la película laminar del fluido en el interior del tubo, referida al área externa del tubo.
- r_{i0} , resistencia (factor de ensuciamiento) del material extraño depositado en el interior del tubo, referida al área externa del tubo.
- r_w resistencia de la pared del tubo.
- R_o , resistencia (factor de ensuciamiento) del material extraño depositado en el exterior del tubo.
- R_{o0} resistencia de la película laminar del fluido en el exterior del tubo.

La suma de estas cinco resistencias se denomina resistencia total R_t y se define como:

$$U = \frac{1}{R_t} \quad \text{Ec. 2.3}$$

Los factores de ensuciamiento r_{io} y r_{ro} estiman basados en la experiencia. El término r_w se calcula a partir del espesor y la conductividad térmica del metal. R_{in} o r_{ro} son funciones de la velocidad másica y de las propiedades físicas del fluido, y se evalúan a partir de las correlaciones dadas en términos de h_{io} y h_{ro} , donde $1/R_{ro}=h_{ro}$ y $1/R_{io}=h_{io}$. Los términos “h” se denominan coeficientes de películas”.

Los términos de resistencia se expresan por unidad de área (m^2 o pie^2). El área se refiere a la superficie donde ocurre la resistencia. Como las resistencias se suman para obtener una resistencia total, cada resistencia debe estar referida a una misma área en lugar de su propia área. Esto racionaliza los términos y hace posible que puedan adicionarse. Es práctica común utilizar el área externa de los tubos, como base para los cálculos y la especificación de los intercambiadores. Esto se indica normalmente con el subíndice “io. Por ejemplo, “ h_{io} ” es el “coeficiente interno” basado en el área externa del tubo. Para un tubo, $h_{io}=h_i (d_i/d_o)$, donde h_i es el coeficiente interno “basado en el área interna del tubo”.

Existen dos coeficientes totales de transferencia de calor, un coeficiente limpio y otro sucio. El coeficiente limpio es el que puede esperarse cuando un intercambiador nuevo se pone por primera vez en servicio. Este coeficiente se calcula de la manera siguiente^[4]:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{U_c} + r_{io} + r_{ro} \quad \text{Ec. 2.4}$$

2.3.5.3. Temperaturas de operación

Las temperaturas de operación de un intercambiador de calor son establecidas por las condiciones del proceso. Sin embargo, en ciertos casos, el diseñador del intercambiador puede establecer las condiciones de operación, pero estas en ningún caso pueden ser menores que las mínimas requeridas en el proceso.^[4]

2.3.5.4. Temperaturas de las corrientes a almacenaje

La temperatura máxima de una corriente enviada a un almacenaje abierto a la atmosfera, se establece generalmente de acuerdo a criterios de seguridad, aspectos económicos o consideraciones especiales del proceso.

- Criterios de seguridad. Las corrientes no deberían enviarse a almacenaje a temperaturas superiores de 90 a 120 °C (200 a 250 °F). Si se opera en este rango de temperatura o por encima del, el agua remanente en el tanque podría evaporarse ocasionando un derramamiento en el tanque.
- Aspectos económicos. La selección de la temperatura optima de una corriente hacia un tanque de un techo cónico, se basa generalmente económico entre el costo en que se incurre al aumentar la superficie del enfriador y el ahorro que se produce al reducir las pérdidas por vaporización del producto enviado a almacenamiento.^[4]

2.3.5.5. Temperatura de aproximación

La temperatura de aproximación del arreglo óptimo de una serie de intercambiadores (tren de intercambiadores), requiere de un estudio económico más complejo debido al gran número de variables que se tienen que considerar. En

muchos casos, no solamente el calor total requerido se distribuye entre los intercambiadores y un horno (o vapor), sino que se debe tener en cuenta que este calor puede ser suministrado por otras corrientes de diferentes niveles de entalpia, que se encuentren disponibles. Se deben considerar los costos de inversión de los intercambiadores de calor, enfriadores y el horno o (calentador a vapor). También, cuando se desea obtener la mayor cantidad de calor que sea posible, la temperatura de aproximación (diferencias entre las temperaturas de las corrientes salida) que utilice es pequeña, de manera tal que resulte económico.^[13]

Cuando T_2 es mayor que t_2 , se le denomina temperatura de cruce a dicha diferencia de temperaturas. Las temperaturas del fluido caliente son variables, por lo tanto, cambia la aproximación en cada caso.^[4]

Diferencia de temperatura.

La diferencia de temperatura efectiva, $DTMe$, entre los fluidos caliente y frío es la fuerza motora del mecanismo de transferencia de calor.^[11]

- Para flujo en contracorriente (figura 2.23):

$$DTMe = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \left[\frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1} \right]} \quad \text{Ec. 2.5}$$

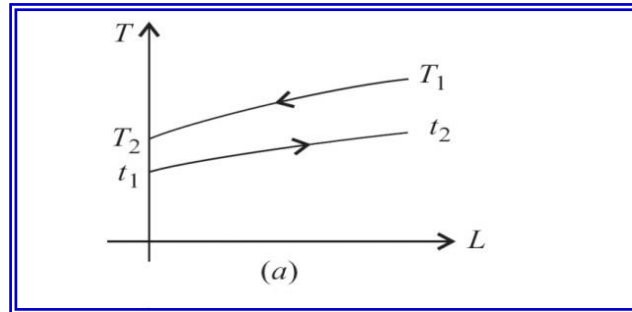


Figura 2.23. Variación de la temperatura con respecto a la longitud en un intercambiador de flujo en contracorriente.

- Para flujo paralelo (figura 2.24):

$$DTMe = \frac{(T1 - t1) - (T2 - t2)}{\ln \left[\frac{T1 - t1}{T2 - t2} \right]} \quad \text{Ec. 2.6}$$

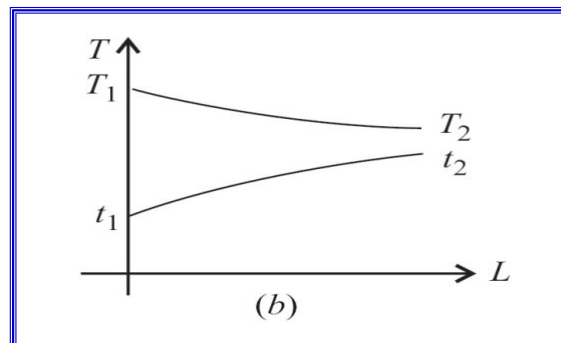


Figura 2.24. Variación de la temperatura con respecto a la longitud en un intercambiador de flujo paralelo.

2.3.5.6. Factores de ensuciamiento

Tras un periodo de funcionamiento, las superficies de transferencia de calor de un intercambiador pueden llegar a recubrirse con varios depósitos presentes en las corrientes, o las superficies pueden corroerse como resultado de la interacción entre los fluidos y el material empleado en la fabricación del equipo. En cualquiera de los casos, esta capa supone una resistencia adicional al flujo de calor y, por lo tanto, una disminución de su efectividad en el funcionamiento. El efecto global se presenta generalmente mediante un factor de ensuciamiento, que debe incluirse con las otras resistencias térmicas para obtener el coeficiente global de transferencia de calor. Los factores de ensuciamiento se expresan con los símbolos r_i y r_o .^[10]

Para el diseño de intercambiadores es muy importante considerar los siguientes criterios sobre ensuciamiento:

- El ensuciamiento no es usualmente severo por debajo de los 120°C (250°F).
- El ensuciamiento es más severo cuando los hidrocarburos se calientan que cuando se enfrían. Esto se cumple particularmente para los crudos de las unidades de destilación, muchas veces incluye un desalador o un tambor vaporizador para remover el agua antes que el crudo alcance la temperatura de evaporización del agua. De esta manera se reduce el ensuciamiento de los intercambiadores de crudo causado por sales.
- La vaporización en un intercambiador de calor puede causar ensuciamiento severo, debido a la concentración, de depósitos en el líquido remanente hasta el punto de sobresaturación.
- Altas velocidades tienden a reducir el ensuciamiento. Esto se cumple especialmente en los casos de agua de enfriamiento que contiene sal, crudo con arena o gases con partículas.

- Los fondos de una torre de destilación de crudo, aunque son pesados y se encuentra a una temperatura elevada, no ocasionan normalmente mucho ensuciamiento (siempre y cuando la temperatura de la zona de vaporización instantánea no sea excesiva).^[8]

2.3.5.7. Caída de presión

La caída de presión en un intercambiador es producto de tres tipos de pérdidas: las pérdidas por fricción debido al flujo, las pérdidas debido a cambios en la dirección del flujo y las pérdidas causadas por la expansión y contracción en las entradas y salidas de las boquillas y tubos.^[13]

El diseño de un intercambiador de calor está basado usualmente en un balance económico entre el costo de la superficie del intercambiador y el costo de las bombas o compresores.^[11] Velocidades másicas altas a través del intercambiador permiten un coeficiente de transferencia mayor y un área menor, pero requiere una caída de presión mayor. No es deseable tener altas caídas de presión, ya que estas contribuyen a la erosión, requiriendo el uso de internos de espesor excesivo y de válvulas, accesorios o tuberías de una clasificación mayor en el circuito del intercambiador.^[16]

2.3.5.8. Arreglo de las corrientes

Los intercambiadores de tubos y carcasa, múltiples, se conectan usualmente en serie debido a la ventaja que se obtiene en la diferencia de temperatura efectiva, DTME. Los arreglos de unidades múltiples en paralelo se requieren frecuentemente en servicios de vapor, tales como condensadores de tope. Es necesario minimizar el

número de carcasas conectadas en paralelo, ya que se evitan problemas de distribución, especialmente en aquellos servicios donde ocurre vaporización.^[11]

2.3.5.9. Factor de corrección de temperatura en el intercambiador de calor

Cuando se utilizan intercambiadores de calor donde los fluidos realizan pasos múltiples en los tubos y coraza, la transferencia de calor se calcula utilizando la ecuación:

$$LMTD = DTMe F_t \quad \text{Ec. 2.7}$$

En donde F_t es un factor de corrección el cual toma en cuenta los efectos de los pasos de los fluidos en la coraza y en los tubos. Se procura que el valor de F_t sea mayor que 0,75 y menor que 1,0. Si se determina un valor menor que 0,75 para una configuración dada, se debe analizar otra configuración. Cuando el fluido frío fluye a través de los tubos, los parámetros que se utilizan en las cartas para el factor de corrección son S y R . El parámetro S es la razón entre la ganancia de temperatura del fluido frío y la máxima diferencia de temperatura en el intercambiador de calor. El parámetro R es la razón entre la caída de temperatura del fluido caliente y la ganancia de temperatura del fluido frío. Estos dos parámetros se expresan de la siguiente manera.^[11]

$$S = \left(\frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} \right) \quad \text{Ec. 2.8}$$

$$R = \left(\frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} \right) \quad \text{Ec. 2.9}$$

Cuando fluye el fluido caliente a través de los tubos, se deben intercambiar los subíndices por h y c en las definiciones anteriores.^[13]

2.3.6. Consideraciones de diseño para intercambiadores de tubos y carcaza

2.3.6.1. Número de carcazas

El número total de carcazas necesarias para un intercambiador es generalmente fijado por la magnitud de la diferencia que existe entre la temperatura de salida del fluido caliente y la temperatura de salida del otro fluido. Esta diferencia es conocida como la “extensión del cruce de temperatura “. En un intercambiador de calor de una sola carcaza, Ft es por lo menos 0,75 cuando la diferencia de temperatura es 0°C.

El número total de carcazas también depende de la superficie total requerida, debido a que el tamaño del mismo esta usualmente limitado con respecto al manejo de fluidos.^[4]

2.3.6.2. Selección de tubos

- Tipos. comúnmente, los tubos para intercambiadores están disponibles con superficie lisa o aleteada. (Existe una gran variedad de tubos especiales disponibles, pero estos tubos especiales son raramente usados). La selección de la superficie está basada en la aplicación, disponibilidad y economía del sistema. }
- Los intercambiadores convencionales de tubos y carcaza usan tubos de superficie lisa.

- Estos están disponibles en cualquier tipo de material usado en la fabricación de intercambiadores y vienen en una gran diversidad de espesores. Este tipo de tubos es apropiado para todo tipo de intercambiadores de tubos y carcaza.
- Longitud. la selección de la longitud del tubo es afectada por la disponibilidad y el costo del mismo. Mundialmente las longitudes de tubo no mayor de 7,3 metros (24 pie) son fáciles de obtener tubos más largos hasta de 12,2 m (40 pie) para acero al carbono y 21,3 m (70 pie) para aleaciones de cobre. Para la industrias petroleras, petroquímica y carboníferas nacional (IPPCN la longitud de los tubos preferida es de 6,1m (20 pie).
- El costo del área superficial del intercambiador de calor depende sobre todo de la longitud del tubo. Mientras más largo sea el tubo, el diámetro del haz de tubo decrece para la misma área considerada. El ahorro resulta en la disminución del costo de las bridas de la carcaza , con un incremento nominal en el costo por una carcaza más larga. En los límites prácticos, la longitud del tubo no tiene penalidades en el costo a menos que esta exceda de 7,3 m (24 pie) para acero y 9,1 m (30 pie) para aleaciones de cobre. Haces de tubos más largos también requieren mayor área para el lado de estos, y por consiguiente esto aumenta el área requerida para la planta.
- Diámetro y espesor de la pared. Los tubos de intercambiadores de calor son suministrados sobre la base de un mínimo o un promedio de espesor de pared y un diámetro nominal. Para los tubos de intercambiadores, el diámetro nominal del tubo es el diámetro externo, el cual es fijo. El diámetro interno varía con el espesor nominal de la pared del tubo y la tolerancia del espesor de pared. El mínimo espesor, es el espesor nominal de la pared del tubo.

Diseños con diámetros pequeños 16 a 25 mm (5/8 a 1 pulgada), son mas compactos y más económicos que aquellos con diámetro mayores, aunque estos podrían ser apropiados en casos donde se requieren bajas caídas de presión, en las refinerías el diámetro de tubo normalmente más usado es de 19 mm (3/4 pulgada), reservándose los tubos de 25 mm (1 pulgada) para servicios muy sucios, con gran tendencia a la formación de depósitos, porque tubos más pequeños resultarían imprácticos para limpiarlos mecánicamente. En los intercambiadores de película descendente y vaporizadores, generalmente, se usan tubos de 38 a 50 mm (1/2 a 2 pulgadas).^[4]

2.3.6.3. Tipos de cabezal

En la figura D.1, se ilustra los tipos de intercambiadores más comunes de cabezales TEMA.

2.3.6.3.1. Cabezal fijo o anterior

El cabezal fijo de intercambiadores de tubo y carcaza es comúnmente llamado canal. A continuación se indican tipos más comunes de cabezales fijos TEMA y sus aplicaciones:

- Tipo A. Este tipo de cabezal presenta un canal removible con una plancha de cubierta también removible. El cabezal es usado con placa de tubo fija, tubos en U y con diseños de intercambiadores de haz removible. Este tipo de cabezal es el más común entre los cabezales fijos.

- Tipo B. Este tipo de cabezal presenta un canal removible con una cubierta integral. El cabezal es usado con placa de tubo fija, tubo en U y con diseños de intercambiadores de haz removible. Este tipo de cabezal es normalmente usado solo cuando el factor de ensuciamiento en el tubo es menor que $0,00035 \text{ m}^2 \text{ }^\circ\text{C/W}$ ($0,0020 \text{ h pie}^2 \text{ }^\circ\text{F/BTU}$) con limpieza química específica.
- Tipo C. El canal con cubierta removible es integral con la placa de tubo. Existen dos variedades de cabezales tipo C disponibles. En una, el canal viene pegado a la carcasa con una conexión de brida y es usada para tubos en U y haces removibles. En la otra, el canal es integral con la carcasa y es usada con diseños de placa de tubo fija. El uso de cabezales tipo C con tubos en U y haces removibles, pues el canal es integral con el haz de tubo y esto complica el mantenimiento.
- Tipo D. Este tipo de cabezal es especial para presiones altas, se usa cuando la presión de diseño en el lado de los tubos excede 6900 kPa manométricas (1.000), aproximadamente. El canal y la placa tienen construcción forjada integral. La cubierta del canal está sujeta por tornillos especiales de alta presión.^[5]

2.3.6.3.2. Cabezal posterior

La nomenclatura TEMA de cabezales posteriores define el tipo de haz de tubo del intercambiador. Los cabezales más comunes son:

- Tipo L. Este tipo de construcción es similar al cabezal anterior fijo tipo B. Es usado en intercambiadores de placa de tubo fijo, cuando se requiere limpieza mecánica de los tubos.

- Tipo M. Este tipo de construcción es similar al cabezal anterior fijo tipo B. Es usado en intercambiadores de placa de tubo fijo.
- Tipo N. Este tipo de construcción es similar al cabezal anterior fijo tipo C. Es usado en intercambiadores de placa de tubo fijo.
- Tipo P. Este tipo de cabezal es llamado flotante empacado externamente. Este diseño es integral y está formado por un canal posterior y placas de tubo con empaquetamiento, sellador de juntas contra la carcasa. Este cabezal no se usa normalmente debido a que las juntas con empacaduras tienen tendencia a gotear. Este nunca debe ser usado con hidrocarburos o con fluidos tóxicos en el lado de la carcasa.
- Tipo S. Este modelo es construido con una placa de tubo flotante entre un anillo dividido y una cubierta de placa de tubo. El ensamblado e la placa de tubo se puede mover libremente dentro de la cubierta de la carcasa. La cubierta de la carcasa debe ser de diseño removible para permitir el acceso al ensamblado del cabezal flotante. A menos que las filiales de PDVSA prefieran un cabezal diferente, este tipo de cabezal posterior es recomendable para uso con diseño de haces removibles.
- Tipo T. Este tipo es construido con una placa de tubos flotantes atornilladas a la cubierta de la placa de tubo. Puede ser usado con cubierta de cabezal integral o removible. Muchas filiales prefieren este tipo de cabezal posterior con diseños de haces e tubos removibles debido a la facilidad en el lado del haz para hacerle mantenimiento.
- Tipo U. Este tipo de cabezal indica la construcción del haz de tubo con tubos en U.

- Tipo W. Este es un diseño de cabezal flotante el cual utiliza junta con empaadura, con el fin de separar el fluido del lado de los tubos y el fluido de la carcasa. El empaquetamiento es comprimido contra la placa de tubo por los tornillo de las juntas que sostienen la cubierta de parte posterior de la carcasa. Este diseño no es usado normalmente porque las juntas de empaquetamiento tienen tendencia a gotear. Este cabezal nunca debe ser usado con hidrocarburo o con fluis tóxicos en o tubos o en la carcasa.^[5]

2.3.6.4. Haces de tubos

- Tipos. Los haces de tubos son designados con la nomenclatura TEMA usada para cabezales posteriores. Refiérase a la figura D.1, para unas ilustraciones de los tipos más comunes de cabezales posteriores TEMA.
- Diseño de placa fija de tubos (cabezal posterior TEMA, tipos L, M O N). Los intercambiadores de placa fija de tubos tienen las dos placas de tubos pegadas directamente a la carcasa y son los intercambiadores más económicos para diseños de baja presión. Este tipo de construcción de intercambiadores debes ser considerando cuando la limpieza química es posible. El diferencial de expansión térmica entre los tubos y la carcasa, limita la aplicación a diferencias moderadas de temperaturas (una junta de expansión puede ser requerida cuando exista una diferencia de más de 28°C) entre la temperatura promedio del metal del tubo y la temperatura promedio del metal de la carcasa. Para aquellos servicios que requieran una junta de expansión, los haces de tubos tipo U pueden ser más económicos.
- Diseños de tubos en U (cabezal posterior TEMA, tipo U). Los intercambiadores de tubos en U representa el diseño más simple, requiriendo solo una placa de tubo y no juntas de expansión de sellos. Este diseño permite la expansión térmica de los tubos. Los intercambiadores de tubos en U son las unidades menos costosas para diseños,

que envuelvan servicios de alta presión en el lado del tubo. El haz de tubos puede ser removido de la carcaza pero reparar o sustituir uno de estos tubos (excepto los que están en la parte de afuera del haz) es imposible.

La superficie externa del haz de tubos se limpia mecánicamente; pero la limpieza interna de los tubos puede ser mecánica o química, dependiendo del factor de obstrucción. Cuando el lado del tubo tiene un factor de obstrucción que excede $0,000176 \text{ m}^2 \text{ }^\circ\text{C}/\text{W}$ ($0,0010 \text{ h pie}^2 \text{ }^\circ\text{F}$) se prefiere la limpieza química. Sin embargo, es posible la limpieza mecánica con terminales de mecha flexible.

A pesar de que la porción de codos en U en el haz provee área para la transferencia de calor, esta no es efectiva si se le compara con la superficie de área provista en la parte recta del tubo. Por esta razón cuando se calcula el área efectiva de transferencia de calor para haces de tubos en U, solo se considera la superficie de área de las porciones rectas del tubo.

- Diseño de cabezal flotante con haz de arrastre continuo (pull through floating head desing, cabezal posterior TEMA, tipo T). Los intercambiadores de cabezal flotante con haz de arrastre continuo tienen una placa de tubo fija en el final del canal y una placa de tubo flotante con una cubierta en la parte posterior. El haz puede ser removido fácilmente de la carcaza desarmado solo la parte delantera de la cubierta. La brida del cabezal flotante y el diseño del perno requieren, entre el haz y la carcaza, un espacio muerto relativamente grande, el cual aumenta a medida que la presión de diseño aumente. Debido a este espacio muerto, el haz de tubo de arrastre continuo tiene menos tubos por carcaza que otros tipos de construcción. El espacio muerto entre el haz y la carcaza decrece la capacidad de transferencia de calor de la carcaza. La limpieza mecánica del lado del tubo y de la carcaza es posible de hacer.

- Diseño de cabezal flotante de anillo divisorio (split – ring floating head desing, cabezal posterior TEMA tipo S). Un intercambiador de calor con cabezal flotante de anillo divisorio tiene placa de tubo fijo en el final del canal y una placa de tubo flotante que está entre un anillo divisorio y una cubierta separada. El ensamblado del cabezal flotante se mueve dentro de la cubierta de carcaza, la cual tiene un diámetro mayor que el de la carcaza. Para sacar el haz de la carcaza , las partes anterior y posterior de la cubierta de carcaza y la placa de tubo flotante debe ser retiradas. Este requerimiento es la desventaja más grande del diseño de anillo divisorio, pues esto aumenta considerablemente el requerimiento de horas-hombre para sacar el haz de tubo. La limpieza mecánica de la carcaza y del lado del tubo es posible hacer. Los diseños de cabezal flotante y de anillo divisorio son una compra magnifica, cuando se considera hacer todas las reparaciones del haz en el campo.

- Diseño de cabezal flotante empacado externamente (outside packed floating head desing, cabezal posterior TEMA, tipo P o W). Existen dos variaciones de diseño de otra TEMA P. En el diseño TEMA W, el cabezal flotante se desliza contra el empaque del anillo hidráulico el cual esta comprimido a su vez entre la brida de la carcaza y la cubierta de esta. El diseño TEMA P es similar al tipo de diseño TEMA W, excepto que el sello se hace contra una extensión de la placa de tubo flotante y la cubierta está pegada a la extensión de la placa de tubo por un anillo divisorio. Estos diseños no son especificados normalmente por las refinerías, debido a que la empacadura tiene tendencia a gotear, permitiendo así el escape del fluido a la atmosfera. Este tipo de diseño nunca debería ser usado con hidrocarburos o fluidos tóxicos.^[5]

2.3.6.5. Arreglos de tubos

Existen cuatro tipos de arreglos de tubos con respecto a la dirección transversal entre los bordes de los deflectores en el lado de la carcasa: cuadrado (90°), cuadrado rotado (45°), triangular (30°) y triangular rotado (60°). Estos 4 tipos están ilustrados en la figura D.2 de los anexos.

El arreglo triangular de 60° es poco usado, debido a que sus características de transferencia de calor son bajas comparadas con alta caída de presión. Sin embargo, ocasionalmente algunos proveedores siguen usando este arreglo.

Para intercambiadores (excepto rehervidores con flujo de calor mayor que 19.000 W/m^2 ($6.000 \text{ BTU/h pie}^2$) con un factor de ensuciamiento de $0,00035 \text{ m}^2 \text{ }^\circ\text{C/W}$ ($0,002 \text{ h pie}^2/\text{BTU}$) o menor se prefiere el uso de arreglos triangulares de 30°, suponiendo que el sucio acumulado se pueda limpiar con químicos. Un intercambiador con arreglo triangular cuesta menos por metro cuadrado y transfiere más calor por metro cuadrado que uno con arreglo de tubo cuadrado a 90° o 45°, por esta razón, cuando se puede aplicar el arreglo triangular, es el preferido.

Los arreglos de tubos cuadrados 90° y en cuadrado rotado 45° deberían ser especificados para todos los intercambiadores que tengan un factor de ensuciamiento en el lado de la carcasa mayor de $0,00035 \text{ m}^2 \text{ }^\circ\text{C/W}$ ($0,002 \text{ h pie}^2/\text{BTU}$), cuando la limpieza mecánica del lado externo de los tubos es requerida o exigida por la refinería; y cuando exista un flujo de calor mayor de 19.000 W/m^2 ($6.000 \text{ Btu/h pie}^2$). Arreglos de tubos en cuadrados rotado son preferidos cuando existe flujo laminar, debido a que el coeficiente de transferencia de calor es incrementado por la turbulencia inducida presente en el arreglo. Cuando existe flujo turbulento, especialmente para casos limitados por la caída de presión, el arreglo de tubos en

cuadrado es preferible, debido a que el coeficiente de transferencia de calor es equivalente al del arreglo en cuadrado rotado, pero con menos caída de presión.

El arreglo de tubos para haces removibles pueden ser cuadrados (90°), en cuadrado rotado (45°) o triangular (30°). Haces no removibles (intercambiadores de placa de tubo fija usan siempre arreglo triangular (30°).^[4]

2.3.6.6. Espaciado de tubos

El espaciado de los tubos (Pt) es la distancia de centro a centro entre tubos adyacentes (ver figura D.2). Los espaciamientos comúnmente usados se calcula como 1,25 veces el diámetro externo del tubo.^[2]

Tabla 2.1. Valores de espaciamientos comúnmente usados.

Diámetro nominal	Triangular		Cuadrado		Espesor mayor de pared	
	mm	pulg	mm	pulg	mm	pulg
19,05 mm DE de los tubos	23,81	15/16	-----	-----	2,41	0,095
19,05 mm DE de los tubos	-----	-----	25,40	1,0	2,77	0,109
25,4 mm DE de los tubos	31,75	1¼	31,75	1¼	3,40	0,134
38,1 mm DE de los tubos	41,63	1 7/8	47,63	1 7/8	4,19	0,165

2.3.6.7. Deflectores (Baffles)

La trayectoria del fluido contenido en la carcasa depende del tipo y arreglo de los deflectores. En algunos casos el patrón de flujo afecta considerablemente la transferencia de calor, mientras que en otros carece de importancia, por ejemplo en intercambiadores con condensación o cuando el valor del coeficiente de transferencia de calor del lado de la carcasa excede considerablemente al correspondiente del lado de los tubos. La mayoría de los deflectores cumplen con dos funciones: (1) direccionar el flujo según la trayectoria deseada y (2) soportar los tubos y prevenir vibración.^[4]

Los tipos de deflectores más conocidos son: transversales, longitudinales y de ventana, los cuales se describen a continuación.

2.3.6.7.1. Deflectores transversales (Crossflow Baffles)

Los deflectores transversales soportan a los tubos, restringen la vibración de estos por choques con el fluido y direccionar el flujo en el lado de la carcasa, transversalmente al haz de tubos (perpendicularmente al eje de los tubos), proporcionando un alto grado de turbulencia y alto coeficiente de transferencia de calor, pero incrementando la caída de presión. Dentro de este tipo de deflectores el más conocido y eficiente es el de segmento (figura 2.25).

El corte del deflector, es la porción del deflector “cortada” para permitir el flujo a través del deflector. El tamaño de este corte afecta al coeficiente de transferencia de calor y la caída de presión. Para los deflectores de segmento, esta porción es expresada en porcentaje y viene dado como el cociente entre la altura del corte y el diámetro de la carcasa. Usualmente, los cortes de los deflectores de segmento son de

aproximadamente 25% de su área, aunque el máximo corte práctico para los soportes de tubos es aproximadamente 48%. Trabajos realizados en una sola fase por Heat Transfer Research Institute (HTRI) en deflectores segmento indican que el rango de corte optimo es de 15 a 30%, con 25% como optimo.

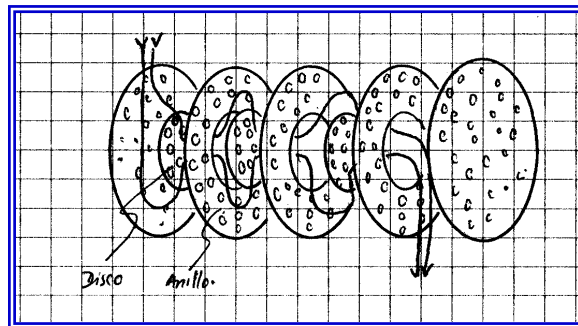


Figura 2.25. Deflectores.

Un corte mayor resultaría en una pobre distribución de flujo con espacios muertos detrás del deflector y disminución de la caída de presión y del coeficiente de transferencia de calor. Un corte menor se traduciría en una alta velocidad del fluido en el corte con incremento de la caída de presión, e igualmente existirían espacios muertos y remolinos detrás del deflector.

El espaciado del deflector es el espacio longitudinal entre deflectores. A menor espaciado de deflector, mayor coeficiente de transferencia y mayor caída de presión por lo que esta distancia debe definirse de manera tal que permita una alta velocidad y alto coeficiente de transferencia dentro de los límites permisibles de caída de presión, es decir, hacia un diseño optimo del intercambiador. El espaciado máximo del deflector no debe exceder al diámetro de la carcasa y debe ser adecuado para proporcionar soporte a los tubos y prevenir la posible vibración de los mismos. Esta dimensión es definida en el TEMA como máximo tramo sin soporte (“maximum

unsoported span”). El mínimo espaciado de deflectores, requerido para mantener una buena distribución de flujo, es el 20% del diámetro de la carcaza pero no menor de 50 mm (2 pulg). Un espaciado de deflector muy pequeño obliga al fluido en la carcaza a desviarse, produciendo así una disminución en el coeficiente de transferencia de calor.

2.3.6.7.2. Deflectores longitudinales

Este tipo de deflector es usado para dividir la carcaza en dos o más secciones, creando carcazas multipasos. Deben usarse soldados a la carcaza y a la placa de tubos para evitar que el fluido filtre a través del collado entre el deflector y la carcaza, lo cual disminuiría la eficiencia de la operación de transferencia de calor.

Debido a las dificultades encontradas para realizar un buen proceso de soldadura, cuando se requieren carcazas multipasos resulta más económico usar carcazas separadas por cada paso; a menos que el diámetro de la carcaza sea lo suficientemente grande que permita soldar con facilidad el deflector a la carcaza.

2.3.6.7.3. Deflectores de ventana.

Cuando en un intercambiador de calor se requiera baja caída de presión en la carcaza, por ejemplo en el manejo de gases, el uso de deflectores de flujo transversal resulta impráctico. En este caso deben usarse de flujo paralelo, conocidos como deflectores de ventana.

La función principal de los deflectores de ventana es soporte de los tubos mientras permiten al fluido fluir paralelo a los tubos. Dentro de este tipo de deflectores el más conocido y eficiente es el de segmento doble (llamado también

disco modificado o corona). El corte de los deflectores de segmento doble es expresado en porcentaje y viene dada con el cociente entre el área de la ventana del deflector y el, para la sección transversal del intercambiador. Normalmente, las áreas de los huecos centrales de los deflectores dobles son iguales y cubren 40% del área de la sección transversal del intercambiador.^[4]

2.3.6.8. Intercambiabilidad de haces de tubos

En cualquier proyecto existe un incentivo para estandarizar los diseños de haz de tubo, de esta manera se reducen los gastos de la refinería en mantener inventario de repuestos de haces y otras partes de intercambiadores. A pesar que se desea la estandarización, no es fácil controlarla de proyecto a proyecto debido a que la fabricación de los intercambiadores puede no ser hechas por el mismo fabricante. No se considera deseable sobre diseñar un intercambiador de calor por el solo hecho de tener intercambiabilidad de haz, a menos que las áreas superficiales requeridas sean aproximadamente iguales (dentro del 5%) y las presiones y temperatura de diseño sean similares.

Los haces de tubos deben ser del mismo diseño general y deben tener el mismo diámetro de las placas de tubo para ser físicamente intercambiables. Las placas de tubo deben también tener la misma ranura para las particiones del paso, a pesar que las dos unidades están diseñadas para diferentes números de pasos. De la misma manera los espaciados de deflectores no necesitan ser iguales a menos que esto se desee, para mantener así la intercambiabilidad térmica o para mantenerse dentro del rango de caída de presión permisible.^[4]

2.3.6.9. Diseño de carcaza

2.3.6.9.1. Carcaza de un paso (TEMA E)

La carcaza de un paso es la construcción más comúnmente usada para intercambiadores de tubo y carcaza. Las boquillas de entrada y de salida están ubicadas en extremos opuestos o adyacentes de la carcaza, dependiendo del número y el tipo de deflectores usados.

2.3.6.9.2. Carcaza de dos pasos (TEMA F)

Una carcaza de dos pasos requiere el uso de deflectores longitudinales para dirigir el flujo de la carcaza. Para evitar un espesor excesivo en los deflectores longitudinales, las carcazas de dos pasos no deben ser usadas cuando la caída de presión sea mayor de 69 kPa (10 psi), también se deben evitar rangos de temperaturas mayores de 177 °C (350 °F), debido al hecho de que altos rangos de temperatura ocasiona un excesivo escape de calor a través de los deflectores, y tensión térmica tanto en los deflectores como en la carcaza y placa de tubos.

Una unidad de dos pasos puede ser usada cuando el factor de corrección de la LMTD, F_t sea menor de 0,8 para una carcaza de un paso. Una unidad de dos pasos por la carcaza con deflectores longitudinales soldados es satisfactoria si F_t para dos pasos por la carcaza es igual o mayor que 0,85 y una unidad con deflectores removibles es satisfactoria si F_t de dos pasos por la carcaza es 0,90 o mayor. Esta limitación de F_t es el resultado de pérdida de calor a través de los deflectores longitudinales y, en el caso de deflectores removibles, fuga el fluido alrededor de estos.

2.3.6.9.3. Carcaza de flujo dividido (TEMA J)

Una carcaza de flujo dividido tiene una boquilla central de entrada y dos de salida, o viceversa. Típicamente, este tipo de carcazas son usadas para reducir la caída de presión en servicios donde ocurre condensación.

Generalmente, para todos los diseños, los deflectores de segmento doble son usados con carcaza tipo J y en los intercambiadores de flujo dividido, normalmente tienen corte vertical. Este arreglo de deflector requiere que el número total de deflectores sea impar, pero también debe haber número impar de deflectores en cada extremo de la carcaza. El deflector central para este arreglo, normalmente es similar al deflector central usado con el corte de deflectores de segmento. Los deflectores de cada lado de deflector central y el último deflector en los extremos de la carcaza tienen el centro sólido con recorte en los bordes.^[5]

2.3.6.10. Fluido a través de los tubos/carcazas

En la determinación de la localización de los fluidos tanto en la carcaza en los tubos deben considerarse los siguientes factores:

- Corrosión. Colocar el fluido más corrosivo en los tubos resulta más económico, pues los costos por requerimiento de aleaciones y revestimiento son menores.
- Ensuciamiento. La localización en los tubos del fluido con mayor tendencia a la formación de depósitos se traduce en una reducción del ensuciamiento del área de transferencia ya que este arreglo permite un mejor control de la velocidad. A mayor velocidad mayor ensuciamiento. Los tubos rectos se pueden limpiar mecánicamente sin remover el haz de tubos y la limpieza química normalmente es mejor en el lado de

los tubos. Los tubos con aletas y en arreglo cuadrado pueden limpiarse fácilmente por medios físicos; pero usualmente la limpieza química no es efectiva en la carcaza.

- Temperatura. Para servicios de alta temperatura, requiriendo aleaciones costosas, es recomendable colocar el fluido caliente en los tubos.
- Presión. Colocar la corriente de mayor presión en los tubos requeriría menos componentes de alta presión, lo cual se traduce en una reducción de costos.
- Caída de presión. A igual caída de presión, mayor coeficiente de transferencia de calor es obtenido en los tubos; por esta razón, el fluido con menor caída de presión permisible debería colocarse en los tubos.
- Viscosidad. Mayores ratas de transferencia de calor son obtenidas colocando un fluido viscoso en la carcaza.
- Características tóxicas y letales. Generalmente, el fluido tóxico debe colocarse en los tubos usando una placa doble de tubos para minimizar la posibilidad de fuga. En cuanto a fluido con características letales, referirse al código ASME y cumplir con los requerimientos establecidos para este tipo de servicios.
- Velocidad de flujo. Colocar el fluido con menor velocidad de flujo en la carcaza, usualmente, resulta en un diseño más económico. La razón de ello radica en el hecho de que en la carcaza el fluido resulta experimentar una mayor turbulencia a menor velocidad que en el tubo.^[4]

En resumen y a manera de guía, cualquiera de los fluidos que aparezca primero en la lista siguiente será, normalmente, el que va por los tubos a:

- Agua de enfriamiento.
- Fluidos corrosivos o un fluido propenso al depósito de coque, sedimentos y otros sólidos.
- Fluidos con alto factor de obstrucción.
- El menos viscoso de los dos fluidos
- El fluido de mayor presión (para presiones extremadamente altas, 6.900 kPa manométricas).
- El fluido más caliente.
- El fluido de menor volumen.

Varias excepciones a esta lista son:

- Los vapores condensables son normalmente colocados en la carcaza.
- El vapor de agua es colocado normalmente en el interior de los tubos.
- Si el cambio de temperatura de un fluido es muy grande, mayor que aproximadamente 167°C a 195°C (300-350°F) y se requiere el uso de más de un paso de tubo, entonces este fluido va usualmente en la carcaza, en vez de por los tubos. Esta distribución de los fluidos minimiza los problemas con la tensión térmica. Los fluidos con cambio de temperatura mayor de 195°C (350°F) no pueden ser pasados a través del lado de una carcaza de 2 pasos.
- Si uno de los fluidos es limpio (factor de ensuciamiento de 0,00018 m² °C/W) o menor, y si es levemente corrosivo Al material seleccionado, este fluido es el que se coloca en los tubos. Las construcciones de tubos U son usados donde resulten económicas.

2.3.6.11. Consideraciones generales aplicables a intercambiadores de calor de tubo y carcaza

- Corrección para el área reducida de flujo; para el lado de los tubos, se requiere de los suplidores de los intercambiadores, el suministro de tubos con un espesor en todo punto no menor que el especificado. Por esta razón, el diámetro interno es siempre más pequeño que el diámetro estándar. Esta desviación del diámetro estándar es mayor para el acero al carbono que para tubos de aleaciones de cobre. Para el lado de la carcaza, hay que incluir un factor que considera el ensuciamiento en el lado externo de los tubos. Este ensuciamiento reduce el área libre para el flujo y de esta manera incrementa la caída de presión.
- Consideraciones económicas de caída de presión. La caída de presión de diseño a ser usada, normalmente, se determina por un balance económico entre, el alto costo de bombear y de cierto componentes del intercambiador y la reducción de área superficial. A medida que el número de pases del tubo se incrementa o el espaciado de deflectores es reducido, la velocidad del fluido aumenta, produciendo así un aumento en la caída de presión y en el coeficiente de película. Otra ventaja del incremento de la velocidad es que la medida del ensuciamiento decrece.
- Para corrientes bombeadas. A menos que estén limitadas de otra manera, la caída de presión preliminar de diseño es la requerida para copar completamente la fuerza motriz de la bomba.
- Números de pasos en el lado del tubo. Para servicios con hidrocarburos, se especifica el suficiente número de pasos de tubo para obtener una alta velocidad en los tubos, previendo así el flujo laminar o de transición. Normalmente no menos de dos o más de ocho pasos de tubo son usados. Con más de ocho y menos de dos pasos, la construcción se complica y los costos de fabricación tienden a ser excesivos.

Algunas restricciones sobre los arreglos de pasos de tubo para diseños particulares de intercambiadores son como siguen:

- Para intercambiadores de placa fija de tubos es posible usar cualquier número de pasos de tubo, impar o par. Los arreglos más comunes son de un paso o un número par de pasos múltiples.
- Para intercambiadores de tubos en U, cualquier número de pasos por los tubos es posible, pero normalmente el máximo recomendado es 6, debido a consideraciones de construcción.
- Para intercambiadores de cabezal flotante con anillo dividido y arrastre continuo, cualquier número de pasos es posible. Esto se debe a que los diseños de un solo paso de tubo, a pesar de no ser generalmente usados, requieren expansión especial o juntas empacadas.
- Para intercambiadores de cabezal flotante empacado externamente con anillo de cierre hidráulico, solo arreglos de un solo paso o dos son posibles en este tipo de construcción.
- Para intercambiadores de cabezal flotante empacado externamente de caja de estopas, cualquier número par o impar de pasos de tubo es posible.
- Consideraciones para el lado de la carcasa. Las características de los deflectores y de las boquillas y el número de pasos en la carcasa son elementos de un intercambiador que afectan considerablemente la caída de presión.

- Numero de pasos en la carcaza. Los intercambiadores pueden tener más de un paso en la carcaza (un paso es el más común). Pasos múltiples en la carcaza requieren el uso de deflectores longitudinales de diseño removible o soldado.
- En casos especiales de requerimientos de grandes superficies, especialmente en servicios requiriendo carcazas en series para satisfacer los requerimientos de Ft, unidades de carcaza con pasos múltiples empleando deflectores longitudinales son la selección mas económicas sin embargo, es bastante difícil estimar con precisión el costo de intercambiadores usando deflectores longitudinales. Por esto es recomendable por el momento, que para aquellos casos donde la construcción sea aplicable, el intercambiador se especifica como una unidad de un paso por carcaza. Luego, se solicita una alternativa para unidades de pasos múltiples, basado en el deflector deseado.
- Deflectores transversales. Normalmente se especifican los deflectores de segmento con un espaciado de deflectores hasta el máximo permisible de acuerdo al TEMA (maximun unsupported span), a menos que la caída de presión en el lado de la carcaza sea excesiva, en cuyo caso, deflectores de segmento doble deben ser usados, porque ellos resultan en un caída de presión más baja, con solo un pequeño descenso en el coeficiente de transferencia de calor en el lado de la carcaza.
- Boquillas. Use dos boquillas de salida (una en cada extremo de la carcaza) y una boquilla de entrada en el centro, o viceversa. Este tipo de arreglo de las boquillas determina el uso de la carcaza conocida como “carcaza de flujo dividido”(TEMA J)^[4]

2.3.7. Problemas operacionales típicos

La meta del diseño de un intercambiador es diseñar una unidad que satisfaga los requerimientos de proceso especificados y tenga la capacidad de operar libre de problemas por largos periodos de tiempo, al mínimo costo para el usuario. Para cumplir esta meta, el diseñador debe considerar los posibles problemas en la operación de la unidad y diseñar para evitarlos o minimizarlos.^[5]

2.3.7.1. Vibración

El diseño de un intercambiador no puede ser completo sin considerar un análisis de vibraciones, especialmente cuando se trata de unidades grandes, a las velocidades de flujo en la carcasa, puesto que la vibración es la causa más seria y frecuente de falla de los intercambiadores.

La vibración puede ser transmitida, por ejemplo durante el embarque de la unidad; o a través del fluido como en forma de pulsaciones provenientes de un compresor reciprocante; o puede ser inducida dentro del intercambiador por un flujo perfectamente estable. Esta última es preocupante por el desconocimiento que se tiene el respecto, a pesar que se ha trabajado mucho en los últimos años, tanto teóricamente como experimentalmente, para aclarar este fenómeno.

En la etapa de diseño pueden incluirse ciertas opciones para evitar o reducir el problema de la vibración de los tubos, tales como:

- Evitar diseño de unidades con carcasas mayores de 1016 mm (40 pulg).
- Usar un espaciado del deflector menor o igual al máximo tramo sin soporte.
- Minimizar los espacios muertos entre el tubo y el deflector.

- Reducir la velocidad del fluido contenido en la carcasa. ya sea disminuyendo la velocidad de flujo o cambiando el espaciado o el arreglo de tubos.

2.3.7.2. Ensuciamiento

El ensuciamiento (filingo) en las unidades de transferencia de calor puede definirse como depósitos de material indeseado sobre la superficie de transferencia de calor, causando degradación en la operación del equipo en un orden de 80% y, algunas veces, falla o suspensión total de la operación.

Este problema se considera en el diseño de la unidad mediante la incorporación de una resistencia denominada factor de ensuciamiento.

La solución obvia a este problema de formación de depósitos en intercambiadores es eliminar los agentes de ensuciamiento de las corrientes, lo cual es a menudo imposible en corrientes de proceso, por que el fluido por sí mismo es un agente de ensuciamiento, por ejemplo las corrientes de coquificación y polimerización. Lo que indudablemente si puede hacer el diseñador es controlar el ensuciamiento en cierto grado. Formas que se traducen en la reducción de costos de mantenimiento son las siguientes:

- La localización del fluido sucio en los tubos permite la limpieza de la unidad sin incurrir en el alto costo de remover el haz de tubos.
- El uso de una cubierta del canal plana y fácilmente removible facilita la limpieza física, si esta fuese requerida frecuentemente.
- La orientación horizontal de la unidad es probablemente preferida porque evita los costos de andamio, usualmente requerido para la limpieza de unidades verticales.

- Velocidades en los tubos entre 3 y 4,6 m/s reducen la frecuencia de limpieza del equipo.
- El diseño de la carcaza debe ser tal que evite zonas muertas y de remolinos donde los sólidos puedan acumularse.
- Las conexiones de entrada y salida deben colocarse en el fondo y tope de la carcaza y los tubos, evitar crear zonas muertas y áreas no purgables.
- El uso de metales apropiados que eviten la acumulación de material producto de la corrosión, especialmente con agua de enfriamiento.

2.3.7.3. Corrosión y erosión

Una de las causas más frecuentes de falla de los intercambiadores de calor son los daños a los tubos por la corrosión y la erosión.

Las fallas por corrosión no son posibles siempre eliminarlas completamente, a pesar de las precauciones que se tomen en la etapa de diseño, debido a que las condiciones de operación no son estáticas, razón por la cual es necesario una revisión periódica del equipo y mejoramiento de los sistemas de control de la corrosión. Sin embargo, en servicios, para minimizar los efectos de la corrosión se recomienda:

- Pre tratamiento de las superficies metálicas.
- Uso de inhibidores de corrosión.
- Tratamiento del agua, cuando este fluido esté involucrado en la operación.
- Uso de material anticorrosivo o revestimiento.
- Selección de unidades fáciles de reparar, por ejemplo unidades de tubo y carcaza con haz de tubos removibles.
- Especificaciones de unidades de componentes estandarizados, por ejemplo el tamaño y material de los tubos para un proceso en particular.

La erosión, es la pérdida de material de construcción debido a alta velocidad y/o cambios abruptos en la dirección del flujo. Cuando se utilizan los flujos bifásicos, la erosión se encuentra principalmente en la entrada de los tubos y en la superficie externa de los tubos situados debajo de la boquilla de entrada a la carcasa.

Los factores que determinan la presencia de la erosión son, la velocidad del flujo, las propiedades del fluido y el material de construcción para prevenir los efectos de la erosión, es necesario eliminar, evitar o controlar dichos factores.

Una forma segura de minimizar la erosión es reduciendo la velocidad del flujo, pero ello tiene implicaciones negativas en la transferencia de calor. Otras técnicas utilizadas son:

- Filtración del fluido
- En una corriente gaseosa, reducir la cantidad de gotas presentes pasando la corriente por un absorbente o calentándola para vaporizar dichas gotas.
- Usar deflectores de choque.
- Usar tubos plásticos, a manera de forro, dentro de los tubos.

Es importante observar que la selección del material es de sumo interés en la prevención de estos fenómenos de corrosión y erosión, por lo que la experiencia del diseñador en los tipos de fallas producidas por estos fenómenos es tan relevante como información referente a las propiedades y retas de corrosión del metal.

2.3.7.4. Derrame de fluidos

En un intercambiador, el derrame de un fluido en otro puede ocasionar grandes pérdidas de producción o altos costos de operación o mantenimiento, por lo que en la etapa de diseño, basado en su conocimiento y experiencia en el proceso, el

diseñador puede recomendar una unidad que elimine o minimice las posibilidades de un derrame y/o sus efectos. Por ejemplo, el uso de enfriadores de aire en lugar de enfriadores con agua de mar.

Las causas de un derrame de fluido son debidos a los ciclos térmicos frecuentes, a los diferenciales de expansión térmica y la vibración de los tubos.

En la etapa de diseño, para minimizar y/o evitar los derrames de fluido por ciclos o expansión térmica, se debe considerar lo siguiente:

- Restringir el uso de placas de tubos fijas a aquellos casos donde la diferencia entre la temperatura media del metal del tubo y la de la carcasa no exceda a los 28°C (50°F).
- En operación por carga o en aquellos casos donde son frecuentes las paradas y arranques de planta, se recomienda el uso de un cabezal flotante o tubo en U.^[6]

2.3.8. Optimización de los sistemas de integración de calor

En cualquier planta existe un número de corrientes de procesos que necesitan ser calentadas o enfriadas de acuerdo a los requerimientos del proceso. En general se pueden usar vapor u otro medio de transferencia de calor para calentar las corrientes frías; y aire o agua de enfriamiento para enfriar las corrientes calientes. Sin embargo, si las corrientes que necesitan ser enfriadas transfieren su calor o energía hacia las corrientes que requieren ser calentadas, se reducirían en gran magnitud los costos de capital, la inversión y de operación; debido a la reducción de los requerimientos de servicios (vapor, agua de enfriamiento) y del número de equipos de transferencia de calor.

La optimización de tales sistemas, llamada optimización de los sistemas de integración de calor u optimización de redes de intercambiadores de calor (heat exchanger network optimization), consiste en encontrar la combinación óptima de unidades, la cual permite reducir al mínimo, tanto el número de intercambiadores y como la cantidad de servicios requeridos por el proceso en consideración.

Las ventajas de esta integración térmica son:

- Mínimos costos de capital y de operación, puesto que reduce el número de equipos. También se reducen los gastos por mantenimiento, fundación, etc.
- Reducción en el consumo de energía externa en término de vapor.
- Reducción de las pérdidas de energía hacia el agua de enfriamiento o el aire.^[6]

2.3.9. Guía general para el diseño de intercambiadores

Las características críticas del proceso de diseño es la estructura lógica y básica de un procedimiento de diseño, la cual es la misma si se usa un modo de cálculo manual o computarizado. La diferencia radica en sustituir la lógica del pensamiento humano por la de un programa de computación, rápida pero inflexible. Esta estructura consiste en cuatro etapas, a saber:

2.3.9.1. Identificación del problema:

El problema debe ser definido lo más completo y claro posible; no solamente desde el punto de vista de la información requerida, sino de cuestiones tan importantes como que debe hacerse o cual es el requerimiento real a satisfacer, lo cual es responsabilidad del ingeniero de proceso.

2.3.9.2. Selección del tipo de intercambiador

Una vez definido los requerimientos y con la información disponible se debe decidir sobre el punto más simple e importante del proceso:

¿Cuál es la configuración básica del intercambiador a utilizarse?. En algunas aplicaciones el ingeniero de proceso decide al respecto, sin embargo es recomendable considerar las experticias y conocimiento del diseñador.

2.3.9.3. Procedimiento de cálculo

Definido el problema y decidido el tipo de unidad a usarse, la próxima decisión es sobre el método de diseño, manual o computarizado. El uso de métodos manuales sigue siendo una alternativa válida de diseño quizás en un 90% de los casos.

2.3.9.4. Diseño mecánico y costos

Una vez aceptado el diseño térmico e hidráulico encontrado en las etapas previas, el proceso continúa con el diseño mecánico detallado, planos de fabricación, requerimiento de material y estimación de costos.

2.3.10. Criterios de selección para intercambiador de calor

Tradicionalmente la selección automática ha sido intercambiadores de tubo y carcasa, para los cuales están muy establecidos los códigos para el diseño mecánico y existe una gran experiencia operacional. Sin embargo con la necesidad de obtener una mejor eficiencia térmica y minimizar los costos de capital se ha ampliado el

rango de intercambiadores usados, por lo que el proceso de selección de intercambiadores adquiere mayor relevancia.

Este proceso debe tomar en consideración una serie de factores relacionados con la aplicación específica (no existe una regla general). Estos factores pueden resumirse en los siguientes criterios:

- **Requerimientos térmicos e hidráulicos.** El problema central del proceso de diseño de un intercambiador es crear una unidad capaz de satisfacer los requerimientos de proceso, es decir, lograr los cambios térmicos de las corrientes dentro de los límites permisibles de caída de presión, aun en presencia de ensuciamiento de la superficie de transferencia y capaz de operar hasta la próxima parada programada por mantenimiento.
- **Compatibilidad con los fluidos y las condiciones de operación.** La unidad seleccionada debe ser capaz de resistir la corrosión debida a las corrientes de proceso y servicios y al medio ambiente, lo cual es básicamente un problema de selección de un material de construcción capaz de contener los fluidos sin una excesiva corrosión. Es deseable que resista el ensuciamiento, por lo que la tendencia a ello debe ser trazada apropiadamente para que la unidad sea capaz de operar en el tiempo requerido, debe ser diseñada y construida para resistir la tensión o fatiga producto de la presión del fluido y de la diferencia de temperatura (fatiga térmica).
- **Mantenimiento.** En base a las características de las corrientes se debe determinar los requerimientos de limpieza (mecánica o química) y el remplazamiento periódico total o parcial unidad. Este requerimiento puede limitar la orientación (vertical u horizontal) del intercambiador y puede afectar la disponibilidad de espacio libre

alrededor de él. La facilidad de modificaciones puede ser un factor importante, si las condiciones de proceso son eventualmente cambiables.

- **Disponibilidad.** El tiempo de ejecución de un proyecto puede dictaminar el uso de unidades estándar con tiempos de entrega cortos. La fecha de entrega dada por el fabricante debe ser considerada bajo la visión de su record de cumplimiento. Otro factor a considerarse, es si existen limitaciones en cuanto a la disponibilidad de los métodos de diseño.

- **Factores económicos.** El costo debe ser tan bajo como sea posible, pero sin sacrificar los requerimientos previamente establecidos y respetando los requisitos especiales que el cliente haya establecido, el costo de instalaciones puede ser a menudo significativo.^[13]

2.4. TORRES DE ENFRIAMIENTO

La operación de una torre de enfriamiento consiste en el contacto continuo de dos fases: una líquida y otra gaseosa. Cuando las fases entran en contacto se transfiere calor y masa de una fase a la otra, por ende, este enfriamiento tiene su fundamento en el fenómeno de evaporación, el cual no es más que el paso de un líquido al estado de vapor y solo se realiza en superficie libre de un líquido.

En la transferencia de masa, generalmente uno de los componentes se transfiere en mayor medida que el otro. Cuando el agua se evapora sin recibir calor del exterior es necesario que tome de sí misma el calor que necesita; esto origina que el agua se enfríe y por lo tanto que su temperatura disminuya.^[14]

La característica más importante para lograr un enfriamiento efectivo es el área de contacto entre el gas y el líquido, siendo la forma más eficiente de hacerlo, fraccionar el agua en la mayor cantidad de gotas posibles; sin embargo se debe tener cuidado de no reducir exageradamente el tamaño de las mismas porque pueden ser arrastradas por la corriente de aire que atraviesa la torre, con la siguiente pérdida de agua del sistema (Figura 2.26).

El agua que se pierde por evaporación dentro de una torre de enfriamiento generalmente no llega al 3% de total.^[27]

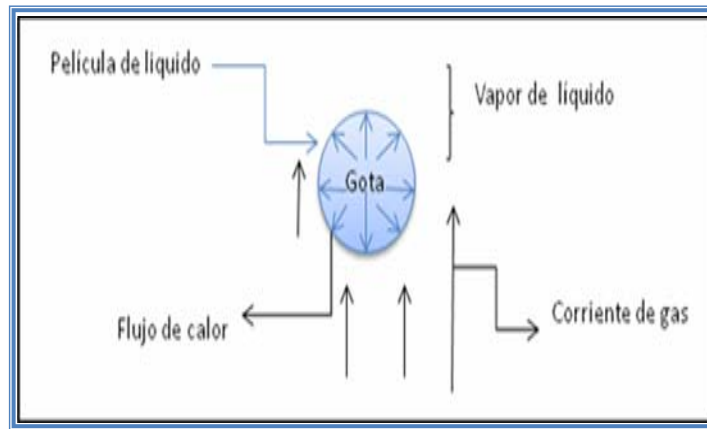


Figura 2.26. Esquema de enfriamiento por evaporación.^[27]

2.4.1. Clasificación de las torres de enfriamiento

2.4.1.1. Torre de circulación natural

El flujo de aire en este tipo de torres se deben en su mayor parte, a la diferencia de densidad entre el aire fresco de la entrada y el aire tibio de la salida. El aire

expulsado por la columna es más ligero que el ambiente y el tiro se crea por el efecto de chimenea, eliminando con ello la necesidad de ventiladores mecánicos.

2.4.1.1.1. Atmosféricas

Utilizan las corrientes de aire de la atmósfera. El aire se mueve de forma horizontal y el agua cae verticalmente (flujo cruzado). El movimiento del aire depende del viento y del efecto aspirante de las boquillas aspersoras, al igual que de los vientos predominantes para el movimiento de aire. Son torres de gran altura y pequeña sección transversal. Este tipo de torres se encuentra en desuso.

2.4.1.1.2. Hiperbólica

El flujo de aire necesario se obtiene como resultado de la diferencia de densidades, entre el aire fresco de la entrada y el aire tibio en el interior de la torre y se utilizan chimeneas de gran altura para lograr el tiro deseado (figura 2.27). Debido al inmenso tamaño de estas torres (500 pies de alto y 400 pies de diámetro), se utilizan por lo general para flujos de agua por encima de 2.000.000 gpm^[29]. Estas torres son muy utilizadas en centrales térmicas.

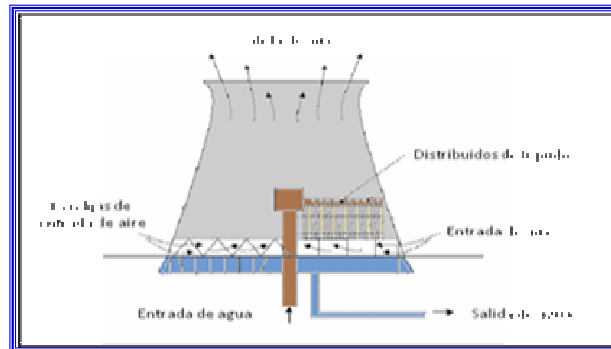


Figura 2.27. Esquema de una torre de tipo hiperbólica.^[11]

2.4.1.2. Torres de tiro mecánico

Proporcionan un control total sobre el caudal de aire suministrado. Se trata de torres compactas, con una sección transversal y una altura de bombeo pequeñas en comparación con las torres de tiro natural. El agua caliente que llega a la torre puede distribuirse por boquillas aspersoras o compartimientos que dejan pasar el fluido de agua hacia abajo a través de unos orificios. El aire para enfriar el agua caliente es succionado a través de la torre por medio de ventiladores.^[21]

2.4.1.2.1. Tiro inducido

En estas torres se puede controlar de forma precisa la temperatura del agua de salida, y se pueden lograr valores de acercamiento muy pequeños (hasta de 1 o 2 °C, aunque en la práctica acostumbra a ser de 3 o 4 °C). El aire se succiona a través de la torre mediante un ventilador situado en la parte superior de la misma. Son las más utilizadas.

2.4.1.2.1.1. Flujo a contracorriente

El aire se mueve verticalmente a través del relleno, de manera que los flujos de agua y de aire tiene la misma dirección pero en sentido opuesto. La ventaja que tiene este tipo de torres es que el agua más fría se pone en contacto con el aire seco, lográndose un máximo rendimiento. En estas, el aire puede entrar a través de una o más rendijas, con lo cual se consigue reducir en gran medida la altura de la entrada de aire (figura 2.28).

Ventajas:

- Optimiza el espacio físico del equipo en función de la capacidad térmica
- Uso más eficiente del aire
- El movimiento vertical del aire contra la caída del agua maximiza el desenvolvimiento del equipo.^[24]

Desventajas:

- El sistema de distribución de agua es más complejo y difícil de mantener
- La resistencia extra que ejerce el agua cayendo contra el flujo de aire produce la necesidad de motores de mayor potencia en comparación con las torres de enfriamiento de flujo cruzado.
- La menor de entrada de aire requiere de mayor velocidad de aire, lo cual incrementa las pérdidas y recirculaciones.
- La elevada succión a la entrada de aire, provoca que mayor cantidad de partículas suspendidas en el aire puedan entrar a la torre de enfriamiento.^[24]

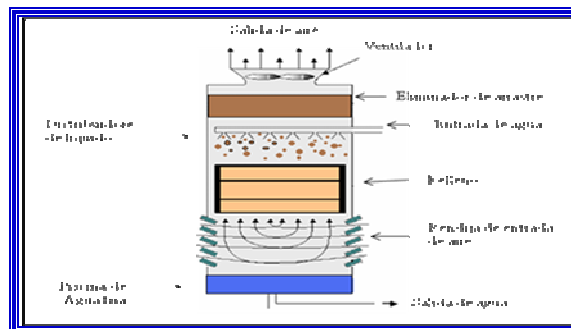


Figura 2.28. Esquema de una torre de enfriamiento a tiro inducido a contracorriente.

2.4.1.2.1.2. Flujo cruzado

El aire circula en dirección perpendicular respecto al agua que desciende (figura 2.29). En comparación con las torres a flujo en contracorriente tienen una altura menor que la altura total de la torre es prácticamente igual a la del relleno y el mantenimiento es menos complicado debido a la facilidad con la que se pueden inspeccionar los distintos componentes internos de la torre.^[24]

Ventajas:

- Baja altura de bombeo de sistema hidráulico.
- Menor costo de inversión en el sistema de bombeo.
- Menor costo de consumo de energía.
- Menor costo operativo.
- Permite grandes variaciones en el flujo de agua sin efectos adversos en el sistema de distribución.
- Fácil acceso para el mantenimiento del sistema de distribución de agua.
- Menor riesgo de circulación.
- Menor necesidad de celdas por contar con amplios diámetros de ventiladores.
- Bajo consumo de energía eléctrica y costos operativos.^[25]

Desventajas:

- Riesgo de incrustaciones en el sistema de distribución por operar con baja presión.

- Crecimiento acelerado de algas por ser una torre de enfriamiento más expuesta al ambiente en comparación con los equipos a contra flujo.
- Menor aprovechamiento del espacio físico en función de la capacidad térmica.
- No son recomendables para aquellos casos en lo que se requiera un gran salto térmico y un valor de acercamiento pequeño, puesto que ello significaría más superficie transversal y más potencia de ventilación, que en el caso de una torre de flujo a contracorriente.^[25]

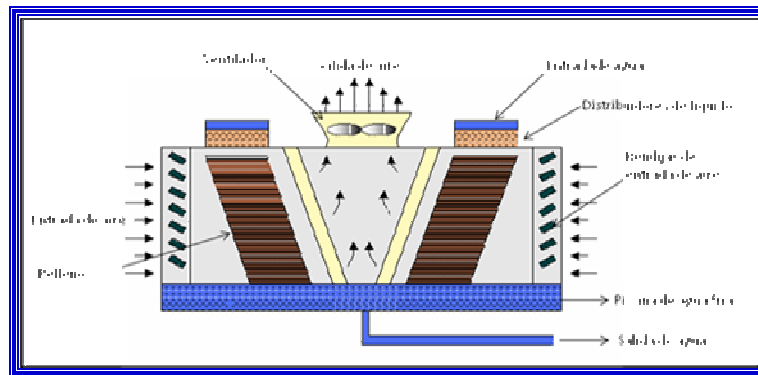


Figura 2.29. Esquema de una torre de enfriamiento de tiro inducido a flujo cruzado.^[13]

2.4.1.2.2. Tiro forzado

El aire se fuerza por un ventilador situado en el fondo de la torre y se descarga por la parte superior (figura 2.30). Estas torres están sujetas particularmente a la recirculación del aire caliente y húmedo que es descargado dentro de la toma del ventilador, debido a la baja velocidad de descarga y que materialmente reduce la efectividad de la torre. Esta disposición tiene la ventaja de ubicar al ventilador y motor propulsor fuera de la torre, sitio muy conveniente para la inspección, el mantenimiento y la reparación de los mismos.

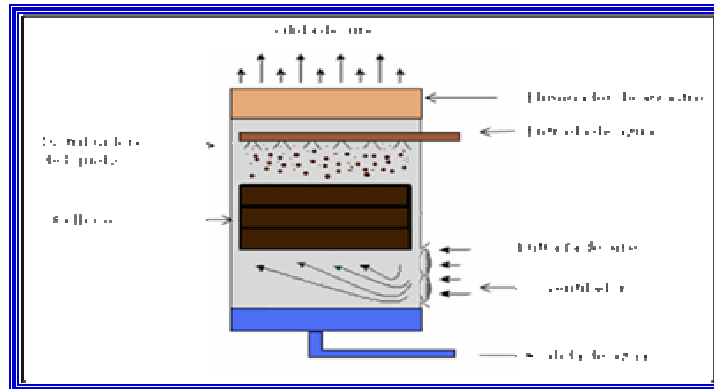


Figura 2.30. Esquema de una torre de enfriamiento de tiro forzado. ^[24]

2.4.2. Componentes de una torre de enfriamiento

2.4.2.1. Sistema de distribución de agua

Son sistemas de tuberías y conducciones que se encuentran en la parte superior de la torre; se encarga de repartir el flujo de agua caliente de modo uniforme por encima del relleno con el fin de aumentar su superficie de contacto. Existen dos sistemas de distribución de agua: por gravedad y por presión. ^[27]

2.4.2.2. Sistema de distribución por gravedad

El agua caliente cae sobre el relleno por su propio peso, por lo cual se requiere poca altura de bombeo. El funcionamiento es muy simple, el agua caliente llega al compartimiento situado sobre el relleno; una vez allí cae por gravedad a través de unas toberas fijadas en la parte inferior del mismo. ^[27]

En la figura 2.31 se muestra un sistema de este tipo: el agua caliente llega a un compartimiento abierto provisto de toda una serie de orificios laterales, a estos se les unen unos canales de distribución también abiertos por la parte superior, la profundidad de los mismos va disminuyendo con la finalidad de que el agua, una vez que inunde los canales, caiga hacia abajo a la misma velocidad en cualquier punto del canal. Debajo de cada uno se coloca una placa de plástico ondulada, para abrir con un determinado ángulo la película de agua que cae y poder mojar así toda la sección transversal de relleno. Es un sistema que acepta grandes variaciones del caudal del agua y el mantenimiento es mínimo pudiendo realizarse incluso con la torre funcionando.^[27]

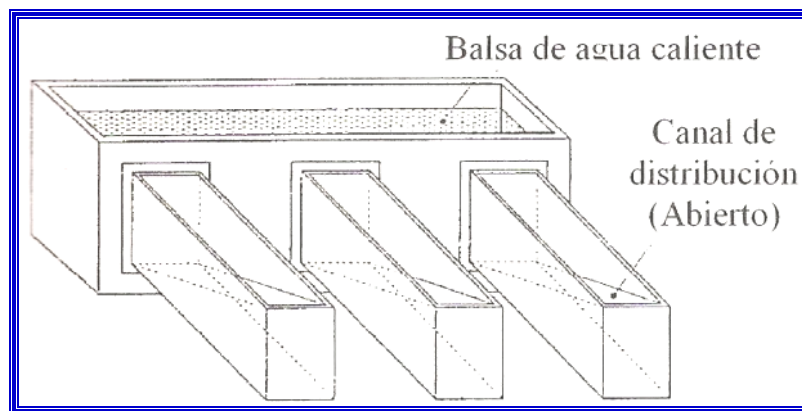


Figura 2.31. Sistema de distribución por gravedad.

2.4.2.3. Sistema de distribución por presión

Es aquel en el que el agua caliente cae sobre el relleno a ras de las boquillas o pulverizadores conectados a unos ramales por los que circula el agua. La presión de trabajo es inferior a los 5 bar. Es un sistema que no actúa únicamente de distribuidor sino que aumenta el rendimiento de la torre, debido a que disgrega el agua en pequeñas gotas aumentando así la superficie de transferencia e calor (figura 2.32).

Los sistemas de distribución por presión más utilizados están compuestos de una tubería central, de la que parten toda una serie de ramales equidistantes y simétricos que cubren el área transversal de la torre; el caudal queda repartido de forma homogénea. El principal inconveniente de este sistema es el mantenimiento; es muy difícil limpiar la suciedad acumulada en los ramales y pulverizadores, que además se encuentran situados debajo del separador de gotas. En el caso de torres con varias celdas es muy habitual que el flujo de agua se desequilibre, causando una disminución de rendimiento.^[27]

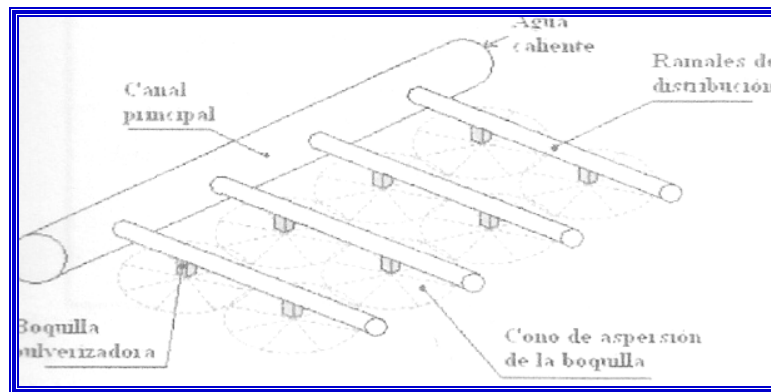


Figura 2.32. Sistema de distribución por presión.

2.4.2.4. Relleno

Es el elemento más importante durante el intercambio de calor. Se encuentra distribuido en el interior de la torre, con el propósito de aumentar la superficie de contacto entre el agua caliente y el aire que se enfría.

Los rellenos o empaques se definen por una ecuación característica que depende del material con el que está construido, de su forma y su disposición geométrica. Conociendo esta ecuación característica, podrá dimensionarse la torre;

por lo tanto, el tamaño o volumen de la misma y su costo dependerá del tipo de relleno utilizado.

El relleno cumple dos funciones:

a. Proporcionar una superficie de intercambio lo más grande posible entre el agua que cae y el aire ascendente.

b. Retardar el tiempo de caída del agua, asegurando una mayor duración del proceso de intercambio, que se traducirá en un aumento de calor cedido.

El relleno debe ser de un material de bajo costo y de fácil instalación. La relación entre superficie y volumen de relleno debe ser lo más grande posible.

Tipos de relleno: los rellenos pueden clasificarse de la siguiente forma:

2.4.2.4.1. Rellenos de goteo o salpicadura.

Es este tipo de relleno el agua cae sobre una serie de pisos superpuesto, de listones o rejillas (figura 2.33). Al chocar con los listones, el agua se va fraccionando en gotas cada vez más pequeñas, mientras que el aire se mueve en sentido vertical (flujo a contracorriente) o en sentido horizontal (flujo cruzado).^[27]

La finalidad del relleno de goteo es fraccionar el agua en pequeñas gotas, cuya superficie constituirá el área de intercambio de calor. Al salir del sistema de distribución, el agua caliente cae sobre una serie de listones.^[27]

Ventajas:

- Provocan menor pérdida de carga que los rellenos de película.
- No se obstruyen debido a la suciedad y a las incrustaciones
- Son los rellenos más adecuados para saltos térmicos de más de 15°C.

Desventajas:

- La superficie de intercambio por unidad de volumen en estos rellenos es menor que en los rellenos de película, por lo que, para unas condiciones de diseños determinadas, la altura necesaria será mayor si se utiliza un relleno de goteo que uno de película.
- En este tipo de relleno, el arrastre de agua es importante, por lo que este debe reducirse considerablemente utilizando separadores de gotas de altos rendimientos.
- Los largueros deben colocarse nivelados para que la distribución de agua sobre el relleno sea correcta y uniforme. Si no fuera así, el agua se deslizará por los largueros debido a la pendiente, desequilibrando la distribución de agua creando zonas secas de relleno que harían descender notablemente el rendimiento de la torre.^[27]

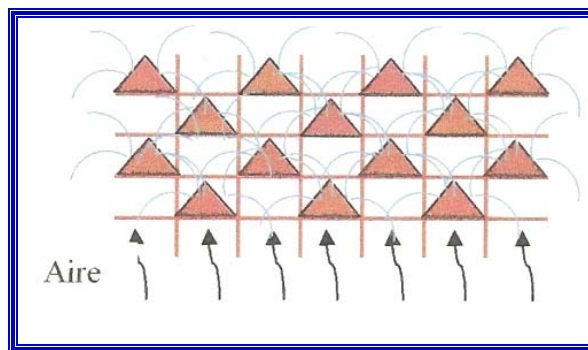


Figura 2.33. Disposición típica de relleno de goteo o salpicadura con listones de sección en V invertida.^[27]

2.4.2.4.2. Rellenos laminares o de película

Este tipo de relleno distribuye el agua en una fina película que fluye por su superficie, proporcionando la exposición de la película de agua a la corriente de aire. La película de agua debe ser muy delgada y debe cubrir la máxima superficie de relleno posible, para que así la evaporación sea mayor. La lámina de agua descende adherida a la superficie de relleno. La tensión superficial del líquido impide que la corriente de aire desprenda la película de agua del relleno. Si esto ocurriera, el rendimiento de la torre descendería bruscamente, ya que una porción de superficie de relleno dejaría de estar mojada.^[27]

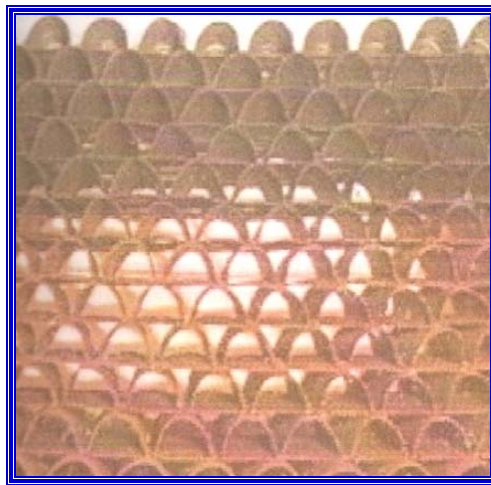


Figura 2.34. Relleno de tipo laminar o de película.^[23]

Ventajas:

- Como acaba de indicarse, para una misma condiciones de diseño, una torre con relleno de película tendrá menor volumen que una torre con relleno de goteo y, por lo tanto será más económica.^[24]
- Las pérdidas de arrastre son muy inferiores a las producidas en rellenos goteo, debido a la inexistencia de gotas. La velocidad que puede darse al aire es, en consecuencia, muy elevada, disminuyendo la altura del relleno, y por lo tanto, la altura de bombeo.^[27]

Desventajas:

- El relleno de película acumula suciedad y residuos entre las láminas o paquetes que lo constituyen. Estos residuos podrían obstruir muchas zonas de relleno, impidiendo la circulación del aire y del agua, provocando una disminución notable del rendimiento de la torre.
- Este tipo de relleno es muy sensible a las variaciones de los caudales de agua y aire, y la distribución de la película de agua, por lo que la torre deberá diseñarse garantizando una correcta distribución del agua y del aire para todo relleno.^[27]

2.4.2.4.3. Relleno mixto

Son aquellos que se basan en la pulverización y en la formación de película. De hecho, son básicamente rellenos de salpicadura formados por listones, la superficie lateral de los cuales es más ancha que en el caso de rellenos de goteos.

2.4.2.5. Eliminador de arrastre

Tiene como misión principal retener las pequeñas gotas de agua que el aire arrastra consigo al salir de la torre; estos actúan generando cambios súbitos de dirección en la corriente de aire, los cuales provocan que las pequeñas gotas de agua queden depositadas en la superficie del eliminador, cayendo posteriormente de nuevo al relleno (figura 2.35). Pueden ser fabricadas de madera, metal o cloruro de polivinilo (PCV).

El eliminador de niebla se constituye con una estructura de capas de tejido tricotado, generalmente superpuesta. Una combinación entre el diámetro del hilo empleado, el tipo del punto de malla y la profundidad de ondulación de las capas de tejido, ofrece una gran variedad de tipos específicos. La pérdida de presión del gas o vapor a través del eliminador es prácticamente nula, debido a la gran proporción del volumen libre del eliminador.^[21]

Entre los eliminadores de arrastres más comunes se tiene:

2.4.2.5.1. Tipo aletas

Se emplean para separar gas de las gotitas del líquido arrastradas, cuando tiene un tamaño de 10 micrones o mayor. Muchos fabricantes aseguran el 100% de remoción de las gotitas. La eficiencia de estas unidades disminuye rápidamente con la presencia de partículas de un tamaño más pequeño de 10 micrones. El drenaje del líquido en este tipo de eliminador ocurre fuera del flujo de gas, eliminándose el arrastre del líquido.^[21]

2.4.2.5.2. Tipo malla de alambre

Hoy se usan con frecuencia los eliminadores de niebla que contienen una malla de alambre. Este diseño se caracteriza por ser eficiente en la remoción de las gotas presentes en el aire.

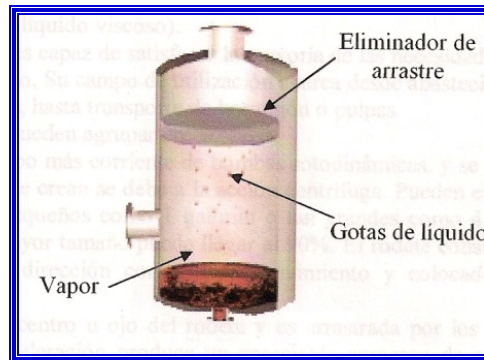


Figura 2.35. Esquema de funcionamiento de un eliminador de arrastre.^[19]

2.4.2.6. Piscina de agua fría:

Se encuentra en la parte inferior de la torre y cumple con la función de recolectar y almacenar el agua antes de ser retornada a los equipos.

2.4.2.7. Equipo mecánico

Este engloba el equipo encargado de crear el flujo de aire (transmisión y ventilador) así como el equipo encargado de impulsar el agua (bomba).

2.4.2.7.1. Sistema de transmisión

Se encarga de transmitir el movimiento del motor al ventilador.

2.4.2.7.2. Ventilador

Este favorece el movimiento del aire en el interior de la torre de enfriamiento de tiro mecánico. Existen dos tipos: axiales y centrífugos, generalmente fabricados con aspas de aluminio o de resina de poliéster reforzado con fibras de vidrio.

2.4.2.7.3. Bombas

Se utilizan para conducir el agua caliente hacia la parte superior de la torre y para enviar el agua ya enfriada a los procesos a los cuales esta sirva. Absorben energía mecánica que puede provenir de un motor eléctrico, térmico, etc., y la transforman en energía que la transfiere a un fluido como energía hidráulica la cual permite que el fluido pueda ser transportado de un lugar a otro, a un mismo nivel y/o a diferentes niveles y velocidades. Las bombas generalmente utilizadas son las centrifugas, de flujo axial y de flujo mixto.

2.4.2.8. Deflectores de aire

Son unos elementos que se instalan en la entrada de aire en las torres de tiro inducido. Dirigen el aire hacia el interior de forma eficiente y evitan que el agua sea arrastrada por el viento.

2.4.2.9. Chimenea y difusor

Se instalan en la torre de tiro inducido para proteger al ventilador y evitar la recirculación del aire caliente y saturado que sale de la torre; además permite al ventilador un buen rendimiento, al proporcionarle un espacio libre de turbulencia y de mayor seguridad en las operaciones de mantenimiento.

2.4.3. Conceptos básicos en la operación de enfriamiento de líquido

2.4.3.1. Humedad absoluta másica (y)

Es igual a las masas de vapor de agua transportada por una masa de aire seco, y viene expresada por la siguiente ecuación:^[27]

$$y = \frac{M_A P_A}{M_B (P_T - P_A)} \quad \text{Ec. 2.10}$$

Donde:

M_A : peso molecular del vapor de agua (kg vapor de agua/ kg mol de agua).

M_B : peso molecular del aire seco (kg aire seco/kg mol aire seco).

P_A : presión parcial del vapor de agua (psi).

P_T : presión total (psi)

2.4.3.2. Psicrómetro

Es un equipo giratorio utilizado para medir las temperaturas atmosféricas; se compone de un termómetro de bulbo húmedo, el cual mide la temperatura de equilibrio dinámico (tw) obtenida por una superficie de agua cuando la transferencia de calor por convección a la misma, es igual que la velocidad de transferencia de

masa que se aleja de tal superficie. Esta temperatura es teóricamente la más baja que se puede conseguir en el proceso de enfriamiento evaporativo. El psicrómetro se compone además de un termómetro de bulbo seco montado en una eslinga, que se hace girar manualmente para darle la velocidad deseada al gas que atraviesa el bulbo, el cual mide la temperatura de una mezcla vapor- gas (tg) determinada en la forma ordinaria por inmersión de un termómetro en la mezcla.^[17]

2.4.3.3. Gráfica de la humedad

Para determinar las características de mezclas gaseosas, se utilizan una gráfica denominada carta psicrométrica, en ella se representan la humedad absoluta frente a la temperatura, y normalmente se muestran en líneas de humedad relativa constante y la saturación adiabática.^[15]

Un diagrama apropiado para mostrar las propiedades para las mezclas de aire y agua a 1 atm de presión, trazadas cada una es mostrado en el figura E.2, donde se representa en forma grafica la temperatura en el eje de las abscisas y la humedad en el eje de las ordenadas. Cualquier punto de la grafica representa una mezcla definida de aire y vapor de agua. La line curva marcada con 100% representa la humedad de aire saturado en función a la temperatura del aire, y cualquier punto por debajo de ella representa aire no saturado. Un punto sobre el eje de las temperaturas, da el aire seco.

Las líneas oblicuas que descienden hacia la derecha de la línea de saturación son las llamadas líneas de enfriamiento adiabático, trazadas cada una para un valor contante de temperatura de saturación adiabática.^[15]

El volumen específico del aire seco y el volumen saturado están representados por dos curvas, respectivamente, y sus valores se leen en la escala de la izquierda.

2.4.3.4. Calor Húmedo (C_s)

Es la energía calorífica necesaria para aumentar la temperatura de 1 lb o 1 kg. de gas mas el vapor que la acompaña, para elevar 1°F o 1 °C su temperatura, manteniendo constante la presión. Por lo tanto, para una mezcla de humedad absoluta se tiene:^[17]

$$C_s = C_B + C_A \cdot Y \quad \text{Ec. 2.11}$$

Donde:

C_B : capacidad calorífica del aire seco (kcal/ kg aire seco °C)

C_A : capacidad calorífica del vapor de agua. (kcal/ kg aire seco °C)

Y : humedad absoluta (kg vapor de agua/ kg aire seco)

El calor húmedo promedio se determina con:

$$\overline{C_s} = \frac{C_{s_1} + C_{s_2}}{2} \quad \text{Ec.2.12}$$

Donde:

C_{s_1} = Calor húmedo a la salida del gas (kcal/kg AS °C)

C_{s_2} = Calor húmedo a la entrada del gas (kcal/kg AS °C)

2.4.3.5. Entalpía Específica (H_g)

Es la entalpía de una unidad de masa de gas más el vapor que le acompaña. Para calcular H_g , es preciso elegir dos estados de referencia, uno para el gas y otro para el vapor. Sea T_0 , la temperatura de referencia elegida para ambos componentes, basando la entalpía del componente B sobre B líquido, T la temperatura del gas y su humedad; la entalpía total es la suma de los tres términos: el calor sensible del vapor, el calor latente del líquido a T_0 , y el calor sensible del gas exento de vapor. Por lo tanto:^[17]

$$H_g = C_B(T - T_0) + Y \cdot \lambda_0 + C_A(T - T_0) + Y \quad \text{Ec. 2.13}$$

Donde:

H_g : entalpía total de la mezcla gaseosa (kcal/ kg aire seco)

C_B : capacidad calorífica del aire seco (kcal/ kg aire seco °C)

C_A : capacidad calorífica del vapor de agua. (kcal/kg aire seco °C)

Y: humedad absoluta (kg vapor de agua/kg aire seco)

λ_0 : calor latente del líquido a T_0 . (kcal/ kg vapor de agua)

A partir de la ecuación 2.13 resulta:

$$H_g = C_S(T - T_0) + Y \cdot \lambda_0 \quad \text{Ec. 2.14}$$

Donde:

H_g : entalpía total de la mezcla gaseosa (kcal/ kg aire seco)

C_S : calor húmedo de la mezcla (kcal/ kg aire seco)

Y: humedad absoluta (kg vapor de agua/ kg aire seco)

λ_0 : calor latente del líquido a T_0 . (kcal/ kg vapor de agua)

T: temperatura de bulbo seco de trabajo (°C)

T_0 : temperatura de referencia (°C)

Otra manera de determinar la entalpía del gas es:

$$H_g = H_B + (H_{sat} - H_B) \frac{\%y}{100} \quad \text{Ec.2.15}$$

Donde:

H_B : entalpía del aire seco (kcal/ kg vapor de agua)

H_{sat} : entalpía del aire saturado. (kcal/ kg vapor de agua)

$\%y$: porcentaje de humedad del aire.

2.4.3.6. Volumen Húmedo (V_H)

Es el volumen ocupado por la mezcla que contiene un 1 lb de aire seco, y viene dado por la siguiente ecuación.^[15]

$$V_H = \left(\frac{1}{M_B} + \frac{y}{M_A} \right) \frac{RT}{P} \quad \text{Ec. 2.16}$$

Donde:

V_H : volumen específico del gas húmedo (m^3 / kg aire seco)

M_A : peso molecular del vapor de agua (kg vapor de agua/ kg mol de agua).

M_B : peso molecular del aire seco (kg aire seco/kg mol aire seco).

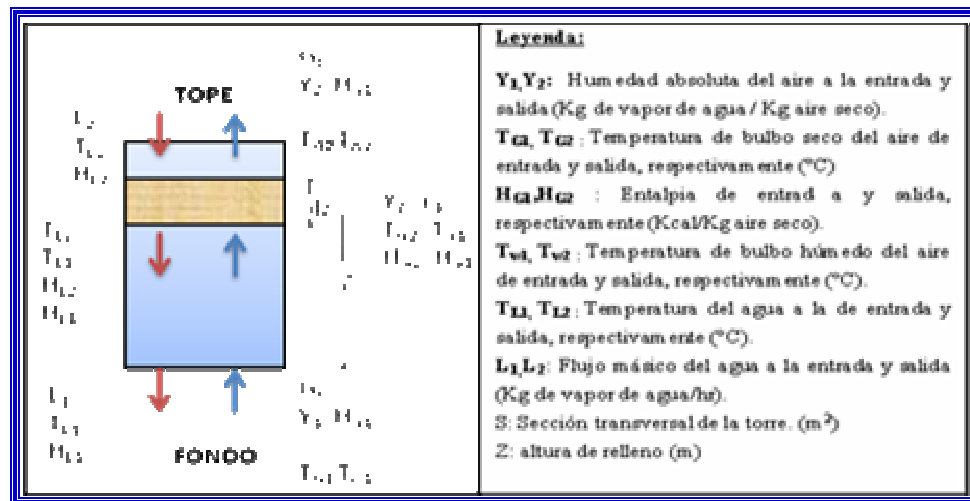
R : constante universal de los gases.

T : temperatura de bulbo seco de trabajo ($^{\circ}C$)

P_T : presión total (psi)

2.4.3.7. Deducción de la línea de operación

La línea de operación representa la trayectoria de las condiciones de las fases, a medida que pasan a través de una torre de enfriamiento.^[17] La ecuación representativa de dicha línea se obtiene mediante un balance global de energía en la torre de enfriamiento (figura 2.36).



Esquema 2.36. Diagrama de flujo para una torre de enfriamiento en contracorriente.

$$L_2 H_{L_2} + G_s H_{g_1} = L_1 H_{L_1} + G_s H_{g_2} + Q \quad \text{Ec. 2.17}$$

Luego, considerando que la torre funciona adiabáticamente ($Q=0$) y que para efectos de este balance la velocidad másica del agua por unidad de área se mantiene constante, debido a que la cantidad de agua evaporada es pequeña en comparación con la masa total del líquido que entra ($L = L_1 = L_2$), se obtiene la siguiente expresión para la línea de operación; luego de reordenar algunos términos en función de su magnitud.

$$H_{G2} = \frac{L \cdot c_{L1}}{G_s} \cdot (T_{L2} - T_{L1}) + H_{G1} \quad \text{Ec. 2.18}$$

A partir de la ecuación de la línea de operación se puede obtener el flujo de aire seco (Gs) que circula a través de la torre de enfriamiento.

$$G_s = \frac{L \cdot C_1 (T_{L2} - T_{L1})}{(H_{G2} - H_{G1})} \quad \text{Ec. 2.19}$$

2.4.3.8. Fuerza Impulsora

La línea de la fuerza impulsora permite determinar las condiciones en la interface líquido- gas (temperatura y entalpia). Viene dada por la siguiente ecuación, la cual, se obtiene partiendo del hecho de que la transferencia de calor desde el liquido hasta la interface se representa por medio de un calor sensible que se expresa por la definición de entalpia en esa fase liquida.^[14]

$$(H_i - H_g) = -\frac{h_{la}}{K_{ya}} (T_i - T_L) \quad \text{Ec. 2.20}$$

Donde:

H_i : entalpía del aire en la interface (kcal/kg AS)

K_{ya} : coeficiente volumétrico de transferencia de masa (kg aire seco/m³)

h_{la} : coeficiente volumétrico de transferencia de calor en la fase liquida (kcal/h m³ °C)

T_i : temperatura en la interface (°C)

En la figura 2.37 se muestra la línea de operación, la línea de la fuerza impulsora y las curvas de equilibrio en un diagrama entalpia – temperatura.

La línea de equilibrio proporciona la entalpía de aire saturado como vapor de agua como una función de la temperatura. El diagrama de entalpía- temperatura para la torre de enfriamiento es similar al de la columna de desorción, con la diferencia de que se transfiere energía, en lugar de un soluto desde el agua hacia el aire.

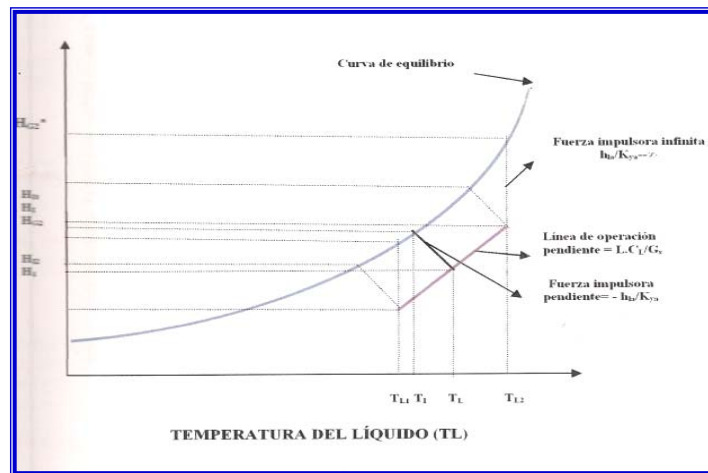


Figura 2.37. Gráfica de fuerza impulsora.

2.4.3.9. Temperatura de Bulbo Seco (T_G)

Es la temperatura de una mezcla vapor-gas determinada en la forma ordinaria por inmersión de un termómetro en la mezcla ^[30].

2.4.3.10. Temperatura de bulbo Húmedo (T_w)

Es la temperatura en estado estacionario alcanzada por una pequeña cantidad de líquido que se evapora en una gran cantidad de mezcla vapor-gas no saturada ^[30]. Con este propósito, un termómetro cuyo bulbo se ha cubierto con un material fibroso

humedecido con el líquido, se sumerge en una corriente de la mezcla gaseosa, la cual se está moviendo rápidamente. La temperatura obtenida por este termómetro es inferior a la temperatura de bulbo seco del gas, si este último no está saturado.

2.4.3.11. Rango

Es medido con la corriente de líquido y se basa en la diferencia de temperatura entre el agua caliente y el agua fría. El rango depende directamente de la carga de calor o cantidad de calor (energía en el líquido) que la torre de enfriamiento es capaz de disipar.

Los conceptos y definiciones antes descritos se presentan por lo general en forma gráfica en una carta de humedad, las cuales son aplicables a un solo gas incondensable y a un solo componente condensable, a una presión total fija. La carta debe construirse de tal manera que la información sobre humedad, saturación relativa y porcentual, volumen y calor húmedo o entalpía total, sean fáciles de obtener a partir de cantidades medidas de manera conveniente, como las temperaturas de bulbo húmedo y seco.

2.4.3.12. Aproximación

Es la diferencia entre la temperatura de salida del agua fría, y la temperatura de bulbo húmedo del aire a la entrada de la torre.

$$A = T_{L1} - T_{W1}$$

Ec. 2.21

Idealmente, la temperatura de bulbo húmedo debería ser la temperatura mínima a la cual una corriente de líquido se puede enfriar, pero como esto no se cumple, por diseño se recomienda que esta temperatura sea $\geq 5^{\circ}\text{C}$ de la temperatura de aproximación.

2.4.3.13. Eficiencia:

Es la relación del enfriamiento experimental respecto al enfriamiento teórico

$$\varepsilon = \frac{T_{L2} - T_{L1}}{T_{L2} - T_{w1}} \times 100 \quad \text{Ec. 2.22}$$

Donde:

ε : Eficiencia de la torre de enfriamiento.(adimensional)

TL1: Temperatura del agua fría ($^{\circ}\text{C}$)

TL2: Temperatura del agua caliente ($^{\circ}\text{C}$)

TW1: Temperatura de bulbo húmedo a la entrada del gas.($^{\circ}\text{C}$)

2.4.4. Determinación del punto de diseño

El punto de diseño representa la mejor condición a la cual debe operar una torre de enfriamiento a las condiciones dadas. Se obtiene a partir de un método establecido por el instituto de torres (TI), graficando la curva característica de enfriamiento con la curva del tipo de relleno seleccionado, para diferentes valores de la relación líquido- gas. (L/Gs).^[28]

El punto de intersección de las curvas indica el punto de diseño de la torre en el cual se localiza la relación de flujo agua- aire y las características termodinámicas a las condiciones de temperatura de agua fría y caliente. (figura 2.38)^[15]

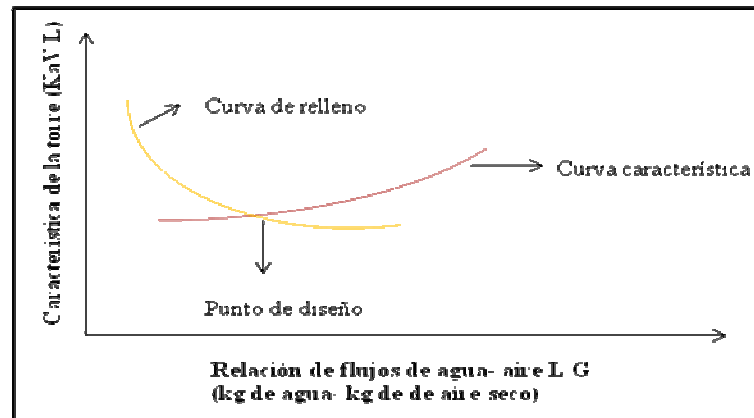


Figura 2.38 Método empleado en la obtención del punto de diseño.

2.4.4.1 Ecuación característica de relleno

Esta es indispensable para poder dimensionar correctamente una torre de enfriamiento; es una expresión que permite conocer el comportamiento del relleno dentro de una amplia gama de condiciones de funcionamiento.

2.4.4.2 Ecuación característica para rellenos salpicadura por Kelly y – sweson

Analizaron distintos tipos y disposiciones de rellenos y salpicaduras, y adaptaron una misma expresión de la ecuación característica para todos ellos.^[15] La expresión es la siguiente:

$$\left(\frac{K_{av}}{L}\right) = 0,07 + AN\left(\frac{L}{G}\right)^{-n} \quad \text{Ec.2 23}$$

Donde:

$\frac{K_{av}}{L}$: Característica termodinámica (adimensional)

A, n = Constantes que dependen del tipo de relleno y del espaciado vertical de este.

N= Número de pisos de largueros o rejillas utilizadas en la torre (adimensional).

L: flujo másico de agua(Kg/S)

Gs: Flujo másico del aire seco (kg/s).

En la figura 2.39, se muestran las características de las distintas disposiciones ensayadas para los tipos de rellenos. Los valores de A y n para cada uno de ellos se indican en la tabla 2.2.

Tabla 2.2. Valores de A y n de la ecuación de Kelly y Sweson.^[15]

RELENO	A	n
A	0,060	0,62
B	0,070	0,62
C	0,092	0,60
D	0,119	0,58
E	0,100	0,46
F	0,110	0,51
G	0,114	0,57
H	0,127	0,47
I	0,135	0,57
J	0,103	0,54

2.4.4.3 Ecuación característica de una torre de enfriamiento

La teoría del proceso de transferencia de calor en una torre de enfriamiento que ha merecido una aceptación mas generalizada es la que desarrollo Merkel^[17]. Este análisis se basa en la diferencia del potencial de entalpia como fuerza impulsora. Se supone que cada partícula de agua esta rodeada por una película de aire y que la diferencia de entalpia entre la misma y el aire circundante proporciona la fuera impulsora para el proceso de enfriamiento. Esta varia en función de la relación (L/Gs) y viene expresado por la siguiente ecuación:

$$\frac{KaV}{L} = \int_{T_{l1}}^{T_{l2}} \frac{dT}{H^* - Hg} \quad \text{Ec. 2.24}$$

Donde:

$$\frac{KaV}{L} = \text{Característica de enfriamiento. (adimensional)}$$

Ka= Coeficiente volumétrico de transferencia de masa referido al agua. (kg agua/h m³)

V=Volumen de relleno de la torre. (m³)

L=Flujo másico del agua. (kg agua/h)

Hg=entalpia de la corriente de aire. (Kcal/kg AS)

H*=Entalpia del aire saturado a la temperatura del agua. (Kcal/kg AS)

La característica termodinámica de una torre $\left(\frac{KaV}{L} \right)$ se determina mediante una integración, el método que se emplea con mayor frecuencia es el Tchebycheff.^[15]

2.4.4.3.1 Método de Tchebycheff

Es el método de los cuatros puntos de Tchebycheff ^[15] es un sistema de integración numérica y la aproximación efectuada es la siguiente:

$$\frac{KaV}{L} = \frac{T_{L2} - T_{L1}}{4} \left(\sum_{i=1}^4 \frac{1}{\Delta hi} \right) \quad \text{Ec.2.25}$$

Donde:

$$\frac{KaV}{L} = \text{Característica de enfriamiento. (adimensional)}$$

TL1: Temperatura del agua fría (°C)

TL2: Temperatura del agua caliente (°C)

Δhi : valor de la entalpia potencial en un punto de la torre (Kcal/kg de aire seco)

Para el calculo de la entalpia potencial se emplea la formula siguiente:

$$\Delta hi = Hi^* - hi \quad \text{Ec. 2.26}$$

Donde:

Hi^* : entalpia de saturación de la mezcla aire- vapor de agua (Kcal/Kg de aire seco)

La entalpia de saturación Hi^* se obtiene de la carta psicrométrica, entrando a la misma con los valores de temperaturas obtenidos por medio de las formulas mostradas a continuación:

$$T1 = TL1 + 0,1(TL2 - TL1) \quad \text{Ec.2. 27}$$

$$T2 = TL1 - 0,1(TL2 - TL1) \quad \text{Ec. 2.28}$$

$$T3=TL2+0,1(TL2- TL1) \quad \text{Ec. 2.29}$$

$$T4=TL2 - 0,1(TL2- TL1) \quad \text{Ec. 2.30}$$

Para el calculo de *hi* se emplea las siguientes ecuaciones:

$$h1= Hg1 + 0,1(L/Gs)(TL2 - TL1) \quad \text{Ec. 2.31}$$

$$h2= Hg1 + 0,4(L/Gs)(TL2 - TL1) \quad \text{Ec. 2.32}$$

$$h3= Hg1 - 0,4(L/Gs)(TL2 - TL1) \quad \text{Ec. 2.33}$$

$$h4= Hg1 - 0,1(L/Gs)(TL2 - TL1) \quad \text{Ec. 2.34}$$

Donde:

Hg1: entalpía mezcla aire- vapor de agua a la temperatura del gas de entrada (kcal/Kg AS)

Hg2: entalpía mezcla aire- vapor de agua a la temperatura del gas de salida (kcal/Kg AS).

L/Gs: relación liquido- gas (kg de agua/ kg de aire seco)

CAPITULO III

DESARROLLO DEL PROYECTO

3.1. METODOLOGIA

Para la realización de este trabajo, se siguió la metodología mostrada a continuación:

3.1.1. Revisión bibliográfica

Se consultó información en libros, artículos técnicos, trabajos de grado realizados anteriormente e internet sobre los mecanismos de enfriamiento que pueden utilizarse para adecuar una corriente de gas, así como la metodología de diseño de cada uno de esos sistemas.

3.1.2. Descripción de las condiciones actuales de la corriente de entrada a la planta de extracción de líquidos WX-1

Con las condiciones de flujo, composición, temperatura y presión que presenta la corriente a la entrada de la planta WX-1, se utilizó el programa de simulación Hysys Plant para obtener las características fisicoquímicas de dicha corriente.

3.1.3. Descripción de los distintos tipos de sistemas de enfriamiento que pueden implementarse para la disminución de la temperatura de la corriente de entrada a la planta WX-1

Con la información sobre sistemas de enfriamiento obtenida de la revisión bibliográfica, se describen detalladamente, desde el punto de vista de funcionamiento y condiciones de operación, los diferentes tipos de sistemas de enfriamiento que pueden ser utilizados para adecuar la corriente de gas de entrada a las condiciones de diseño de la planta.

3.1.4. Evaluación de las posibles opciones de enfriamiento que pueden ser utilizadas para la disminución de la temperatura de la corriente de entrada a la planta de extracción de líquidos WX-1

3.1.4.1. Dimensionamiento de los aerofriadores

El procedimiento de diseño se basa en un enfriador de aire cuya configuración de tubos sea horizontal y los tubos sean aleteados. Se diseñaran dos aerofriadores, los cuales colocados en serie lograran disminuir la temperatura de la corriente de gas de entrada hasta dentro del rango deseado. Para el diseño de aerofriadores se aplica la guía general que ofrece la GPSA.

3.1.4.1.1. Cálculo del calor perdido por el gas en el aerofriador

Para determinar este calor perdido se utiliza la siguiente ecuación:

$$Q = m_g C_{p_g} (T_1 - T_2) \quad \text{Ec. 3.1}$$

3.1.4.1.2. Temperatura de diseño del aire a la entrada del aerofriador.

A la temperatura promedio del aire, a condiciones ambientales, se debe añadir un mínimo de 3°F al tomar en cuenta que se pueda presentar recirculación y añadir 6°F considerando los aumentos de temperaturas que se puedan presentar en los meses más calientes del año. Por lo tanto:

$$t_1 = t_{pa} + 3^{\circ}\text{F} + 6^{\circ}\text{F} \quad \text{Ec. 3.2}$$

3.1.4.1.3. Coeficiente de transferencia de calor total en los tubos (U_x)

El primer valor del coeficiente de transferencia de calor total se toma como referencia de la tabla C.1.

3.1.4.1.4. Cálculo aproximado del aumento de la temperatura del aire

Para determinar el cambio de temperatura del aire se usa la ecuación:

$$\Delta ta = \left(\frac{Ux + 1}{10} \right) \left(\frac{T_1 - T_2}{2} - t_1 \right) \quad \text{Ec. 3.3}$$

3.1.4.1.5. Cálculo de la temperatura de salida del aire

Si $\Delta ta = t_2 - t_1$, despejando

$$t_2 = \Delta ta + t_1 \quad \text{Ec. 3.4}$$

3.1.4.1.6. Cálculo de la media logarítmica de la diferencia de temperaturas (LMTD)

El cálculo de la media logarítmica de la diferencia de temperaturas se hace utilizando la ecuación:

$$\mathbf{LMTD = DTMe.Ft} \quad \text{Ec. 3.5}$$

Como los fluidos están en contracorriente, para el cálculo de DTMe se usa la siguiente ecuación:

$$DTMe = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \left[\frac{(T_1 - t_2)}{(T_2 - t_1)} \right]} \quad \text{Ec. 3.6}$$

El factor de corrección Ft se calcula utilizando los parámetros R y P y la figura C.3.

$$R = \left(\frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} \right) \quad \text{Ec. 3.7}$$

$$P = \left(\frac{t_2 - t_1}{T_2 - t_1} \right) \quad \text{Ec. 3.8}$$

3.1.4.1.7. Cálculo de la superficie requerida

La superficie requerida para la transferencia de calor se determina por medio de la siguiente ecuación, donde el calor y la media logarítmica de la diferencia de temperaturas ya se conocen:

$$Ax = \frac{Q}{U_x LMTD} \quad \text{Ec. 3.9}$$

3.1.4.1.8. Cálculo del área de flujo

$$Fa = \frac{Ax}{APSF} \quad \text{Ec. 3.10}$$

El factor APSF, es la relación del área externa del tubo aleteado y el área de flujo de la unidad, tomándolo de la tabla C.2.

3.1.4.1.9. Cálculo de la anchura de la unidad

$$Width = \frac{Fa}{L} \quad \text{Ec. 3.11}$$

3.1.4.1.10. Cálculo del número de tubos del aerofriador

$$Nt = \frac{Ax}{(APF)(L)} \quad \text{Ec. 3.12}$$

El factor APF, es el área externa total por pie de tubo aleteado (pie²/pie), su valor es tomado de la tabla C.2.

3.1.4.1.11. Cálculo de la velocidad másica en los tubos

La velocidad másica en los tubos se determina según el número de pasos del fluido por los tubos y el tipo de tubo utilizado, usando la ecuación:

$$Gt = \frac{(144)(m_g)(Np)}{(3600)(Nt)(At)} \quad \text{Ec. 3.13}$$

3.1.4.1.12. Número de Reynolds modificado

$$\text{Re} = \frac{(Di)(Gt)}{\mu_g} \quad \text{Ec. 3.14}$$

3.1.4.1.13. Caída de presión en el lado de los tubos

$$\Delta P_t = \frac{fYLNp}{\phi_g} + BNp \quad \text{Ec. 3.15}$$

El factor Y y el factor de corrección de la caída de presión B es leído en la figura C.5, el factor de fricción f es leído en la figura C.4 el factor ϕ es tomado de la tabla C.3, para agua, gases y vapores de hidrocarburos.

Si la caída de presión en los tubos calculada es menor a la caída de presión permitida, entonces se prosigue a calcular el coeficiente de transferencia de calor total; en caso contrario, se puede modificar la longitud de los tubos y/o el numero de pasos del fluido por estos.

3.1.4.1.14. Coeficiente de película en el lado de los tubos.

$$\text{Si } J = \frac{ht \cdot Di}{K_g \left(\frac{Cp_g \mu_g}{\kappa_g} \right)^{1/3} \phi_g}, \text{ despejando:}$$

$$ht = \frac{JK_g \left(\frac{Cp_g \mu_g}{\kappa_g} \right)^{1/3} \phi_g}{Di} \quad \text{Ec. 3.16}$$

Utilizando la figura C.6 se obtiene el factor J , y se usa el promedio de las propiedades físicas del fluido.

3.1.4.1.15. Cálculo de la cantidad de aire que fluye en el aerofriador

Se tiene que $Q = m_a Cp_a \Delta ta$, despejando:

$$ma = \frac{Q}{Cp_a \Delta ta} \quad \text{Ec. 3.17}$$

3.1.4.1.16. Cálculo de la velocidad másica del aire

$$Ga = \frac{ma}{Fa} \quad \text{Ec. 3.18}$$

3.1.4.1.17. Coeficiente de película del lado del aire (ha)

Se determina usando la figura C.7.

3.1.4.1.18. Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor

Para determinar el coeficiente global de transferencia de calor se usa la ecuación:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{ht} \left(\frac{Ax}{Ai} \right) + rdt \left(\frac{Ax}{Ai} \right) + rmx + \frac{1}{ha} \quad \text{Ec. 3.19}$$

Donde:

$$\frac{Ax}{Ai} = \frac{AR \cdot Do}{Di} \quad \text{Ec. 3.20}$$

El factor AR , es la relación del área del tubo aleteado con respecto al área del tubo sin aletas, es leído de la tabla C.2.

$$rmx = rw \cdot AR \quad \text{Ec. 3.21}$$

$$rw = \left(\frac{Do}{24kw} \right) \ln \left(\frac{Do}{Di} \right) \quad \text{Ec. 3.22}$$

El coeficiente global de transferencia de calor calculado se compara con el coeficiente de transferencia de calor asumido al comienzo del diseño; si se obtiene un porcentaje de error por el orden de 10^{-3} , y la caída de presión dentro de los tubos calculada es menor a la permitida, entonces se prosigue con el diseño térmico del aerofriador.

3.1.4.1.19. Cálculo del área mínima del ventilador

El área mínima que abarca un ventilador es el 40% del área de flujo de diseño, por lo tanto:

$$Fanarea / fan = FAPF = \frac{0,40 Fa}{N^o Fans} \quad \text{Ec. 3.23}$$

3.1.4.1.20. Diámetro del ventilador

$$D_{fn} = \left[\frac{4(FAPF)}{\pi} \right]^{0.5} \quad \text{Ec. 3.24}$$

3.1.4.1.21. Cálculo de caída de presión estática del aire

$$\Delta Pa = \frac{Fp(N^{\circ} fans)}{D_R} \quad \text{Ec. 3.25}$$

A la temperatura promedio del aire en el aerofriador y utilizando la figura C.8, se obtiene el factor D_R y el factor de caída de presión Fp es obtenido utilizando la figura C.9.

3.1.4.1.22. Cálculo del volumen real del aire en el aerofriador

$$ACFM = \frac{ma}{(D_R)(60)(0,0749)} \quad \text{Ec. 3.26}$$

El factor D_R es leído en la figura C.8, a la temperatura de entrada del aire.

Para cada ventilador se tiene:

$$ACFM /_{Fan} = \frac{ACFM}{N^{\circ} fans} \quad \text{Ec. 3.27}$$

3.1.4.1.23. Cálculo de la presión del ventilador

$$PF = \Delta Pa + \left[\frac{ACFM / F_{an}}{4.005 \frac{(\pi D_{fn}^2)}{4}} \right]^2 (D_R) \quad \text{Ec. 3.28}$$

3.1.4.1.24. Cálculo de la potencia aproximada de cada ventilador

$$BHP = \frac{(ACFM / F_{an})(PF)}{(6.370)Ef} \quad \text{Ec. 3.29}$$

Donde el factor de conversión:

$$6.370 = \left(33.000 \frac{lb \cdot pie}{hp \cdot min} \right) \left(\frac{12 \text{ plg}}{pie} \right) \left(\frac{pie^3}{62,3 lb} \right)$$

Nota: 62,3 lb es el peso de un pie cubico de agua a 60 °F.

El motor del ventilador necesita una eficiencia de 92% de reductor de velocidad, entonces, la potencia real viene dada por:

$$BHP_r = \frac{BHP}{0,92} \quad \text{Ec. 3.30}$$

3.1.4.2. Diseño del sistema de enfriamiento intercambiador de calor-torre de enfriamiento

Este sistema de enfriamiento consiste en usar intercambiadores de calor para lograr la disminución de temperatura deseada en la corriente de gas, lo cual se logra

usando agua como fluido de enfriamiento; dicha agua es acondicionada para devolverla al proceso de enfriamiento usando una torre de enfriamiento.

3.1.4.2.1. Dimensionamiento de los intercambiadores de calor

Se diseñarán dos intercambiadores de calor que operarán en paralelo.

3.1.4.2.1.1. Cálculo de la temperatura de salida del gas

Para determinar la temperatura de salida del gas es necesario saber cuál es la cantidad de calor transferida por el gas en el intercambiador de calor, determinándose entonces el calor ganado por el agua, haciendo uso de la ecuación 3.1, con las propiedades promedio del agua.

Luego, de la misma ecuación, pero usando las propiedades del gas, se despeja la temperatura de salida de este.

3.1.4.2.1.2. Cálculo de la media logarítmica de la diferencia de temperatura (LMTD)

El cálculo de la media logarítmica de la diferencia de temperatura se hace utilizando la misma ecuación que para el caso de los aerofriadores (Ec. 3.5).

Para el cálculo de DTM_e se utiliza la Ec. 3.6.

El factor de corrección de la temperatura en el intercambiador de calor se calcula, de igual manera, utilizando los parámetros R y P y la figura D.3.

3.1.4.2.1.3. Cálculo del área de transferencia de calor

El área de transferencia de calor se calcula a partir de la ecuación 3.9, en donde los términos Q y $LMTD$ en la ecuación son conocidos. Para obtener el área de transferencia de calor A , se necesita evaluar solamente el coeficiente de transferencia de calor total U . Desafortunadamente el coeficiente U , es función del diseño y del factor de ensuciamiento, por esta razón, el diseño de un intercambiador de calor, al igual que el diseño del aerofriador, requiere un cálculo de ensayo y error del valor de U .^[2]

3.1.4.2.1.4. Valor del coeficiente de transferencia de calor total (iterado)

El valor inicial de U se toma como referencia de la tabla D.1., tomando como consideración el tipo de fluido que pasa por la carcaza y los tubos, y la presión de operación.

3.1.4.2.1.5. Longitud requerida para la transferencia de calor

Se sabe que $A = \pi D_0 L$

Ec. 3.31

Por lo tanto:

$$L = \frac{A}{\left(\frac{\pi D_0}{12} \right)}$$

Ec. 3.32

3.1.4.2.1.6. Números de tubos del intercambiador

$$Nt = \text{Longitud requerida} / \text{Longitud estándar} \quad \text{Ec. 3.33}$$

3.1.4.2.1.7. Cálculo del coeficiente de transferencia de calor convectivo en los tubos

3.1.4.2.1.7.1. Estimación del número de pasos por los tubos

El número de pasos por los tubos se determinan de forma iterativa, de manera que se obtenga una caída de presión dentro del límite establecido.

3.1.4.2.1.7.2. Cálculo del área de flujo en los tubos

$$a_t = \frac{Nt \, At}{144 Np} \quad \text{Ec. 3.34}$$

3.1.4.2.1.7.3. Cálculo de la velocidad másica en los tubos

$$Gt = \frac{m_g}{a_t} \quad \text{Ec. 3.35}$$

3.1.4.2.1.7.4. Cálculo del Número de Reynolds

El número de Reynolds para el lado de los tubos se determina usando la ecuación 3.14.

3.1.4.2.1.7.5. Coeficiente de transferencia de calor convectivo en los tubos

$$hi = J_{Ht} \phi_g \left(\frac{k_g}{Di} \right) \left(\frac{Cp_g \mu_g}{k_g} \right)^{1/3} \quad \text{Ec. 3.36}$$

Se usan los promedios de las propiedades físicas del gas y con la figura D.4, se determina el factor de transferencia de calor J_H para el fluido en los tubos.

3.1.4.2.1.8. Cálculo del coeficiente de transferencia de calor convectivo en la carcaza

3.1.4.2.1.8.1. Diámetro de la carcaza

El diámetro de la carcaza se determina haciendo uso de la tabla D.2, usando como referencia el número de tubos, el tipo de arreglo y el espaciamiento.

3.1.4.2.1.8.2. Numero de pasos del fluido por la carcaza

El número de pasos de fluido por la carcaza se establece de acuerdo a la revisión bibliográfica realizada, tomando en cuenta los diseños más comunes en la industria.

3.1.4.2.1.8.3. Cálculo del área de flujo en la carcaza

$$a_s = \frac{DsC' B}{144Pt} \quad \text{Ec. 3.37}$$

Para cálculo del factor C' se utiliza la siguiente ecuación:

$$C' = Pt - D_o \quad \text{Ec. 3.38}$$

El espaciado de deflectores (B), utilizado para mantener una buena distribución de flujo, y se fijó como el 32% del diámetro interno de la carcaza, por lo tanto:

$$B = 0,32 D_s \quad \text{Ec 3.39}$$

3.1.4.2.1.8.4. Cálculo de la velocidad másica en la carcaza

$$Gc = \frac{m_w}{a_s} \quad \text{Ec.3.40}$$

3.1.4.2.1.8.5. Cálculo del número de Reynolds

De igual manera se utiliza la ecuación 3.14, pero en este caso se usa el diámetro equivalente, el cual se obtiene con la siguiente ecuación:

$$De = 4 R_H \quad \text{Ec. 3.41}$$

Donde:

$R_H = \text{área de flujo/perímetro húmedo}$

$$R_H = \frac{\left(\frac{Pt^2 - \pi D_o^2}{4} \right)}{\pi D_o} \quad \text{Ec. 3.42}$$

Sustituyendo la ecuación 3.42 en la ecuación 3.41 se tiene:

$$De = 4 \frac{\left(\frac{Pt^2 - \pi Do^2}{4} \right)}{\pi Do} \quad \text{Ec. 3.43}$$

3.1.4.2.1.8.6. Coeficiente de transferencia de calor convectivo en la carcaza

$$ho = J_{Hs} \phi_w \left(\frac{k_w}{De} \right) \left(\frac{Cp_w \mu_w}{k_w} \right)^{1/3} \quad \text{Ec. 3.44}$$

Se usan los promedios de las propiedades físicas del agua y con la figura D.5, se determina el factor de transferencia de calor J_{Hs} para el fluido en la carcaza.

3.1.4.2.1.9. Corrección del coeficiente de transferencia de calor convectivo en los tubos

Para corregir el coeficiente de transferencia de calor convectivo en los tubos se multiplica el valor obtenido con la ecuación 3.36 por la relación entre los diámetros interno y externo de los tubos.

$$hio = hi \frac{Di}{Do} \quad \text{Ec. 3.45}$$

3.1.4.2.1.10. Cálculo del coeficiente de transferencia de calor total limpio

$$Uc = \frac{hio \cdot ho}{hio + ho} \quad \text{Ec. 3.46}$$

Si el U_c calculado es mayor que el U supuesto, entonces se prosigue a calcular el factor de ensuciamiento, si no se debe tomar otro valor de U supuesto y se repite el procedimiento hasta que se cumpla la condición mencionada.

3.1.4.2.1.11. Cálculo del factor de ensuciamiento

3.1.4.2.1.11.1. Factor de ensuciamiento permitido

El factor de ensuciamiento total permitido en el intercambiador de calor se determina:

$$Rd_p = ri + ro \quad \text{Ec. 3.47}$$

3.1.4.2.1.11.2. Factor de ensuciamiento de diseño

Es obtenido a partir del coeficiente de transferencia de calor total de diseño y limpio, usando la siguiente ecuación:

$$Rd = \frac{Uc - U}{Uc * U} \quad \text{Ec. 3.48}$$

El factor de ensuciamiento de diseño debe ser mayor o igual al permitido, lo que garantiza que el intercambiador de calor funcione por un periodo de tiempo razonable.

3.1.4.2.1.12. Cálculo del coeficiente de transferencia de calor total de diseño a partir de las propiedades físicas de los fluidos y los factores de ensuciamiento en el intercambiador de calor

El coeficiente de transferencia de calor total de diseño se determina con la ecuación:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{U_c} + r_i + r_o \quad \text{Ec. 3.49}$$

El valor del coeficiente de transferencia de calor total calculado debe ser igual o muy parecido al supuesto, en caso contrario se toma este valor calculado como supuesto y se repite el procedimiento hasta que se cumpla esta condición.

3.1.4.2.1.13. Caída de presión en el intercambiador de calor

La caída de presión en un intercambiador de calor es producto de tres tipos de pérdidas: las pérdidas por fricción debido al fluido, las pérdidas debido a cambios en la dirección del flujo y las pérdidas causadas por la expansión y contracción en las entradas y salidas de las boquillas y tubos.^[10]

La caída de presión máxima permitida en el lado de los tubos es 10 lb/pulg² y en la carcaza hasta 20 lb/pulg².^[5]

3.1.4.2.1.13.1. Caída de presión en el lado de la carcaza

La caída de presión a través de la carcaza de un intercambiador de calor es proporcional al número de veces que el fluido cruza el haz entre los deflectores.

También es proporcional a la distancia a través del haz, cada vez que lo cruza; el diámetro equivalente usado para calcular la caída de presión es el mismo que se utiliza para la transferencia de calor, se desprecia la fricción adicional de la carcaza, la ecuación isotérmica para la caída de presión de fluidos que se calientan o enfrían y que incluye las pérdidas de entrada y salida es ^[8]:

$$\Delta P_s = \frac{f_s G c^2 D s (N + 1)}{5,22 \times 10^{10} D e S_w \phi_w} \quad \text{Ec. 3.50}$$

El factor de fricción f_s se determina usando la figura D.6.

Para el cálculo de la gravedad específica se utiliza la siguiente ecuación:

$$S_w = \frac{\rho_{\text{fluido}}}{\rho_{\text{referencia}}} \quad \text{Ec. 3.51}$$

Para este caso el fluido de referencia es el agua, donde $\rho_{\text{agua}} = 62,43 \text{ lb/pe}^3$.^[16]

El número de cruces del fluido en la carcaza es:

$$(N + 1) = 12 \frac{L}{B} \quad \text{Ec. 3.52}$$

3.1.4.2.1.13.2. Caída de presión en los tubos

La caída de presión total en los tubos se divide en dos tipos, una de ellas es la caída de presión por fricción, la cual se determina con la ecuación:

$$\Delta P_t = \frac{f_t G t^2 L N p}{5,22 \cdot 10^{10} D e S_g \phi_g} \quad \text{Ec. 3.53}$$

Donde el factor de fricción f_t se determina con la figura D.7. La gravedad específica del gas se calcula con la ecuación:

$$S_g = \frac{M_{\text{fluido}}}{M_{\text{referencia}}} \quad \text{Ec. 3.54}$$

Como se está determinando la gravedad específica del gas el fluido de referencia es el aire, siendo su peso molecular igual a 28,96 *lb/lbmol*.

Al fluir de un paso al otro, pasando por el carrete y el cabezal, el fluido cambia bruscamente por 180°, aun cuando el área de flujo en el carrete y la cubierta del cabezal no deberán ser menores que el área de flujo combinada de todos los tubos de un solo paso. El cambio de dirección introduce una caída de presión adicional ΔP_r , llamada pérdida de regreso y se consideran cuatro cabezas de velocidad por paso como pérdida. La cabeza por velocidad ha sido graficada en la figura D.8 contra la velocidad másica para un fluido con gravedad específica de 1, y la pérdida de regreso para cualquier fluido será:

$$\Delta P_r = \frac{4n}{S_g} \left(\frac{V^2}{2g} \right) \left(\frac{62,5}{144} \right) \quad \text{Ec. 3.55}$$

Entonces, la caída de presión total del lado de los tubos es:

$$\Delta P_T = \Delta P_t + \Delta P_r \quad \text{Ec. 3.56}$$

Un diseño térmico aceptable de intercambiadores de calor se obtiene realizando un balance razonable entre la caída de presión permitida en el equipo y la caída de presión calculada, variando el número de pasos de los fluidos en los tubos y carcaza para el coeficiente de transferencia de calor total iterado.

3.1.4.2.2. Dimensionamiento de la torre de enfriamiento

Se diseñará una torre de enfriamiento, la cual logra disminuir la temperatura de la corriente de agua caliente que sale de los intercambiadores de calor.

3.1.4.2.2.1. Flujo volumétrico de agua

El flujo total de agua es el proveniente de los intercambiadores de calor.

3.1.4.2.2.2. Flujo másico de agua

En primer lugar se deben transformar los valores de flujo volumétrico de agua obtenido en la corriente de salida del agua de los intercambiadores de calor, a unidades m^3/h ; por lo que se utiliza el factor de conversión:

$$q = q_w \cdot \frac{1 m^3}{264,17 \text{ galones}} \cdot \frac{60 \text{ min}}{1 h} \quad \text{Ec. 3.57}$$

Luego con la siguiente ecuación se determina el flujo másico del agua:

$$L_w = q \cdot \rho_w \quad \text{Ec. 3.58}$$

3.1.4.2.3. Condiciones del aire a la entrada y salida de la torre

3.1.4.2.3.1. Humedad absoluta másica del aire

Para determinar la humedad absoluta másica del aire, se hace uso de la carta psicrométrica, figura E.2; se deben ubicar en la misma los valores de temperatura del bulbo húmedo y bulbo seco del aire que ya son conocidos, para luego leer el valor de humedad.

- Aire a la entrada: los valores de T_{wl} y T_{gl} , tomados de la tabla 3.3, se ubican en la carta psicrométrica figura E.2 y se lee el valor de y en el punto de corte de ambas temperaturas.
- Aire a la salida: se supone que sale saturado dado que es la mayor humedad que puede tener el aire saliendo de una torre de enfriamiento; por lo tanto la temperatura de bulbo seco es igual a la de bulbo húmedo.

Para determinar la humedad absoluta másica del aire a la salida de la torre de enfriamiento, se ubica el valor de temperatura de bulbo seco del gas a la salida y se corta con la curva de 100% de humedad (debido a que se supone que el gas sale saturado).

3.1.4.2.3.2. Calor húmedo del gas

Se utiliza la ecuación 2.11, y se sustituye la humedad absoluta para la entrada y la salida.

3.1.4.2.2.3.3 Entalpia del aire a la entrada y salida

Para calcular la entalpia de la mezcla gaseosa aire-vapor de agua, se hace uso de la ecuación 2.15. Para determinar la entalpia de saturación del aire a la entrada de la torre de enfriamiento, en la figura E.2, se ubica el valor de temperatura de bulbo húmedo y se corta con la curva de 100% de humedad, luego se desciende con la línea de curva de saturación adiabática hasta cortar con la temperatura de bulbo seco. Posteriormente, se asciende hasta cortar con la curva de entalpia del aire saturado, del mismo modo se encuentra la entalpia del aire seco, con la diferencia que se corta con la línea de entalpia del aire seco.

3.1.4.2.2.3.4 Flujo másico del aire seco

Partiendo de la ecuación 2.19 de la línea de operación se despeja el flujo másico del aire seco.

$$G_s = \frac{L_w 4,184(t_2 - t_1)^\circ\text{C}}{(H_{g_2} - H_{g_1})} \quad \text{Ec. 3.59}$$

3.1.4.2.2.4. Relación del flujo másico del agua y del aire

Consiste en dividir el flujo másico del líquido entre el flujo másico del aire.

3.1.4.2.2.5. Cálculo de la curva característica de relleno

Para obtener la curva característica de enfriamiento, se aplica el método de Merkel.^[15]

3.1.4.2.5.1. Entalpia potencial

Para determinar la entalpia potencial se debe seguir los siguientes pasos:

- Se determina a partir de las ecuaciones 2.27, 2.28, 2.29 y 2.30 los valores de T_1 , T_2 , T_3 y T_4 respectivamente.
- Se calcula las entalpias de saturación a las temperaturas T_1 , T_2 , T_3 y T_4 . Una vez determinadas los cuatro valores de temperatura por el paso 1, se procede a ubicar el valor de las mismas en la carta psicrométrica, figura E.2, para leer la entalpia de saturación correspondiente. Esta se determina interceptando la línea de temperatura con la curva de entalpia del aire saturado; se realiza para T_1 , T_2 , T_3 y T_4 y se obtiene H_1^* , H_2^* , H_3^* y H_4^* , respectivamente.

Posteriormente se transforma los valores de entalpia de saturación a unidades de Kcal/kg aire seco, ya que el método utiliza estas unidades.

$$H \text{ (kcal/kg aire seco)} = H \text{ (kJ/kg aire seco)} \frac{1 \text{ kcal}}{4,184 \text{ kJ}} \quad \text{Ec. 3.60}$$

- Se calcula a partir de las ecuaciones 2.31, 2.32, 2.33, 2.34 los valores de h_1 , h_2 , h_3 y h_4 respectivamente.
- Finalmente se determina la entalpia potencial a partir de la ecuación 2.26, sustituyendo el valor de H_1^* y h_1 .
- Se determina el inverso del valor anterior y se repite el cálculo para las diferentes relaciones L_w/G_s .

3.1.4.2.2.5.2. Cálculo de la característica termodinámica

Para determinar la característica termodinámica de la torre, se aplica el método de Tchebycheff^[11] (ecuación 2.25).

Posteriormente se realizan variaciones de la relación L_w/Gs (desde 0,25 a 2,5) y se determina el valor de $Ka.V/L_w$, siguiendo el mismo procedimiento antes explicado.

3.1.4.2.2.5.3. Curva característica de relleno

Para la construcción de la curva de relleno, en primer lugar se debe identificar el tipo y disposición del relleno, en el caso de la torre de enfriamiento en estudio el tipo de relleno es de salpicadura tipo H (figura E.1).

Se aplica la ecuación 2.24 para determinar el valor de $Ka.V/L_w$ para la relación L_w/Gs determinada; y se lee de la tabla E.2 los valores de la constante de la ecuación 2.24 según el tipo y disposición del relleno.

3.1.4.2.2.6. Determinación del punto de diseño

Una vez calculados los valores de $Ka.V/L_w$ con la ecuación característica de enfriamiento y con la característica de relleno, para cada corrida y con las distintas variaciones de la relación L_w/Gs en cada una, se grafica en el eje de las abscisas el valor de $Ka.V/L_w$ y en eje de la ordenadas los valores de L_w/Gs . Finalmente se lee el punto de intersección entre ambas curvas y es este el punto de diseño para las condiciones dadas.

3.1.4.2.2.7. Cálculo del rango

El rango de enfriamiento se calcula restando las temperaturas del agua que entra y del agua que sale de la torre.

3.1.4.2.2.8. Cálculo de la aproximación

La ecuación 2.21 es utilizada para a determinar la aproximación en una torre de enfriamiento.

3.1.4.2.2.9. Calor húmedo promedio

Consiste en determinar un promedio aritmético entre el calor húmedo del aire a la entrada y el calor húmedo del aire a la salida, a partir de la ecuación 2.12.

3.1.4.2.2.10. Cálculo del número de unidades de transferencia

Para el cálculo de la unidad de transferencia, la integral de la ecuación 3.61 se resuelve con el método de Simpson para siete puntos.

$$\text{Unt} = \int_{H_{g1}}^{H_{g2}} \frac{dH_g}{(H_i - H_g)} \quad \text{Ec. 3.61}$$

Aplicando Simpson para 7 puntos,

$$n = \frac{H_{g2} - H_{g1}}{6} \quad \text{Ec.3.62}$$

Dicho valor de n se le suma al valor de la entalpia del aire de entrada, y al valor calculado se le suma de nuevo h hasta llegar a valor de la entalpia del aire de salida.

$$H_g = (H_{g1} + n) \quad \text{Ec. 3.63}$$

Luego con las entalpias del aire determinadas por la ecuación 3.63 se determina el valor de H_i^* , para lo que se usa la figura E.3, de esta se lee el valor de H_g , chocando el valor de H_i^* con la línea de operación, luego se asciende hasta chocar con la curva de equilibrio y finalmente se lee el valor de H_g en el eje de las abscisas. Se repite el cálculo para las diferentes entalpias del aire.

Posteriormente se determina la entalpia potencial a partir de la ecuación 3.64. Se repite el cálculo para las diferentes entalpias, para posteriormente determinar el inverso.

$$\Delta h = H_i^* - h_i \quad \text{Ec. 3.64}$$

3.1.4.2.2.11. Cálculo de altura de la unidad de transferencia

La altura de la unidad de transferencia se determina con la siguiente ecuación:

$$H_t = \frac{Z}{U_{nt}} \quad \text{Ec.3.65}$$

3.1.4.2.2.12. Coeficiente de transferencia de masa

La transferencia de calor es un proceso en el que se intercambia energía en forma de calor entre distintos cuerpos, o entre diferentes partes de un mismo cuerpo que están a distintas temperatura.

Para el sistema aire-vapor de agua la relación de Lewis^[17] se expresa de la siguiente forma:

$$C_s = \frac{hca}{K_{ya}} \quad \text{Ec. 3.66}$$

Para determinar el coeficiente de transferencia de masa se emplea la ecuación siguiente:

$$K_{ya} = \frac{G_s}{H_t} \quad \text{Ec. 3.67}$$

3.1.4.2.2.13. Volumen del relleno

Por último se determina el volumen de relleno a utilizar con la ecuación:

$$V = Z \cdot S \quad \text{Ec. 3.68}$$

3.1.4.3. Diseño del sistema de enfriamiento con propano

En la planta actualmente existe un sistema de refrigeración con propano, el cual enfría otra corriente de gas.

Las condiciones de operación del sistema de refrigeración son conocidas, por lo tanto, haciendo uso del simulador Hysys Plant se evalúa el proceso y se determina realmente cuanto propano es utilizado por ese sistema de refrigeración, de manera que la cantidad de propano que no se usa pueda utilizarse para adecuar la corriente de gas que entra a la planta en sobre especificación de temperatura.

Se simula el proceso completo, incluyendo el intercambiador de calor nuevo, donde se va a introducir la corriente de gas de entrada de manera de determinar que ajustes se deben hacer al sistema de refrigeración que opera actualmente para poder usar esa cantidad de propano sobrante.

3.1.5. Estimación de costos de los sistemas de enfriamiento evaluados

Para la estimación de los costos de los aerofriadores y los intercambiadores de calor se utiliza el Método de Guthrie, el cual consiste en lo siguiente:

3.1.5.1. Costo base

Haciendo uso de la figura C.10 para aerofriadores, y la figura D.9 para intercambiadores. Con el área de transferencia de calor se determina el valor del costo base de una geometría de acero al carbono para el año 1968 (C_b).^[9]

3.1.5.2. Ajuste del costo

Se ajusta el costo base por efecto de la geometría requerida para el equipo y el material de construcción, donde no se incluyen costos de transporte y se aplica al año 1968.

Para aerofriadores se usa la ecuación:

$$C_{fob} = C_b(F_p + F_t + F_m) \quad \text{Ec. 3.69}$$

Para intercambiadores se utiliza la ecuación:

$$C_{fob} = C_b F_m (F_d + F_p) \quad \text{Ec. 3.70}$$

Donde los factores de ajuste F_d y F_p se toman de la tabla D.3 y el factor F_m de la tabla D.4, para los intercambiadores de calor; para los aerofriadores, los tres factores se encuentran en la tabla C.7. ^[9]

3.1.5.3. Costo del módulo

Viene dado por:

$$C_{md} = C_b \cdot F_{md} \quad \text{Ec. 3.71}$$

El factor de modulo se toma de la tabla C.6. ^[9]

3.1.5.4. Ajuste del costo del módulo

El costo de la unidad deseada se obtiene sumando al costo del modulo la diferencia entre el costo base y el costo base ajustado, lo cual da lugar al costo del modulo desnudo ajustado.

$$C_{mda} = C_{md} + (C_{fob} - C_b) \quad \text{Ec. 3.72}$$

3.1.5.5. Costo actual

Se usan índices de costos suministrados por la *Chemical Engineering*, del año 1968 y de la actualidad.^[20]

$$C_a = C_{mda} \frac{I_a}{I_p} \quad \text{Ec. 3.73}$$

3.1.5.6. Costo total del equipo

Se añade un 15% de contingencia (recomendado por Guthrie) al costo actual, entonces:

$$C_t = 1,15C_a \quad \text{Ec. 3.74}$$

El costo de la torre de enfriamiento se obtiene de MATCHE.COM, un sitio de internet que aporta la información de costos de equipos de procesos (ver figura E.5).^[22]

3.2. DESCRIPCIÓN DE LAS CONDICIONES ACTUALES DE LA CORRIENTE DE ENTRADA A LA PLANTA DE EXTRACCIÓN DE LÍQUIDOS WX-1

Para determinar el sistema de enfriamiento que se debe implementar para disminuir la temperatura de la corriente de entrada hasta un rango 90 a 110 °F se requiere la caracterización de la corriente. Según los datos de campo obtenidos, en la planta WX-1 a una temperatura de 130 °F y una presión de 1304,7 *psia* entran 350 *MMPCSD* de gas natural, cuya composición se presenta en la tabla 3.1.

Tabla 3.1. Composición de la corriente de entrada a la planta de extracción de líquidos WX-1.

Componentes	% Molar
N ₂	0,089
CO ₂	4,754
C ₁	68,08
C ₂	11,71
C ₃	8,740
i-C ₄	1,588
n- C ₄	3,006
i-C ₅	0,689
n-C ₅	0,809
C ₆	0,369
C ₇	0,040
H ₂ S	0,019
H ₂ O	0,105
COS	0,0002

Con estos datos de composición y condición y haciendo uso del simulador Hysys Plant, se obtuvieron los valores de las propiedades fisicoquímicas del gas, las cuales se muestran en la tabla 3.2.

Tabla 3.2. Propiedades físicas del gas de entrada a la planta de extracción de líquidos WX-1.

	Entrada (130
PM (lb/lbmol)	24,83
ρ (lb/pe3)	6,715
Z	0,7624

Viscosidad (cP)	0,0166
Capacidad calorífica másica	0,6382
Conductividad térmica (BTU/h pie)	0,0239

Otros parámetros suministrados por la información de campo son los datos climatológicos de la zona donde se encuentra ubicada la planta de extracción de líquidos WX-1, los cuales se detallan en la tabla 3.3.

Tabla 3.3. Datos climatológicos de la zona donde está ubicada la planta de extracción de líquidos WX-1.

PARÁMETRO	MÁXIMA	MÍNIMA	PROMEDIO
Temperatura bulbo	100,40	66,20	80,60
Temperatura bulbo	86,00	35,00	68,70
Humedad relativa	100,00	35,00	67,00
Presión barométrica	14,69	-----	14,54
Pluviosidad	1295,00	33,00	-----
Viento (km/h)	114,00	-----	11,00

3.3. DESCRIPCIÓN DE LOS DISTINTOS TIPOS DE SISTEMAS DE ENFRIAMIENTO QUE PUEDEN IMPLEMENTARSE PARA LA

DISMINUCIÓN DE LA TEMPERATURA DE LA CORRIENTE DE ENTRADA A LA PLANTA WX-1

3.3.1. Enfriadores por aire

El primer sistema de enfriamiento a evaluar para disminuir la temperatura de la corriente de gas de entrada a la planta WX-1 es el uso de aerofriadores.

Se ha utilizado el aire atmosférico durante muchos años para enfriar y condensar fluidos de procesos en las regiones donde escasea el agua. En algunas plantas todo el enfriamiento se hace con aire.^[16]

Un enfriador por aire es un intercambiador de calor que enfría y condensa los fluidos mediante el aire atmosférico.^[5] En un enfriador por aire el fluido a ser enfriado fluye por el interior de un haz de tubos aleteados, mientras que el aire fluye sobre la superficie exterior de los tubos con un patrón de flujo transversal. Los enfriadores de aire están compuestos de haces rectangulares que contienen varias filas de tubos en un espaciado triangular. La transferencia de calor es generalmente transversal, el fluido caliente entra por la parte de arriba del haz y el aire fluye verticalmente hacia arriba a través del haz.

La mayoría de estos intercambiadores de calor son instalados horizontalmente, sin embargo algunas unidades son instaladas de manera inclinada o vertical.^[5]

Los enfriadores por aire usualmente están compuestos de haces rectangulares que contienen varias filas de tubos en un espacio triangular (Fig. 3.1). Estas haces de tubos generalmente tienen aletas devanadas en forma de espiral sobre los tubos y un ventilador que impulsa el aire a través de los tubos y está dotado con un impulsor. Los motores eléctricos son los impulsores más comunes; los arreglos típicos de

impulsión requieren una banda V o un engranaje directo de ángulo recto. Los soportes estructurales y una cámara plena son componentes básicos en estos intercambiadores.

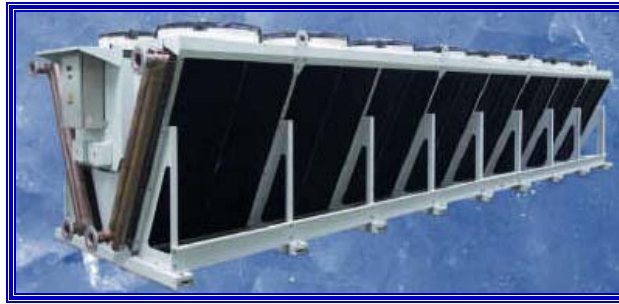


Figura 3.1. Intercambiador de calor enfriado por aire.

Los cuatro términos más usados en esta unidad son:

- **Haz de Tubos.** Conjunto de cabezales, tubos y armazón. También se le llama “sección”.
- **Bahía.** Uno o más haces de tubos servidos por uno o más ventiladores incluyendo la estructura, el pleno y otros equipos presentes.
- **Unidad.** Una o más haces de tubos en una o más bahías para un servicio único.
- **Banco.** Una o más bahías incluyendo una o más unidades arregladas en una estructura continua.

3.3.1.1. Descripción de los componentes de los enfriadores por aire

3.3.1.1.1. Ventiladores

Los ventiladores usados son de flujo axial y tienen dos componentes básicos: el centro y las aspas. El centro puede estar fabricado de hierro fundido, aluminio fundido o acero. Pueden ser de dos tipos: ajustado manualmente, en el cual el ángulo del ventilador se puede alterar solo si el ventilador está estacionario y autovariable en el que se incluye un dispositivo (usualmente un controlador neumático) que puede alterar el ángulo de las aspas mientras el ventilador está en movimiento.

Las aspas pueden ser de metal (usualmente aluminio) o fibra de vidrio reforzado con plástico. Las aspas de plástico son adecuadas solo para temperaturas por encima de 70 °C. El ángulo de inclinación de las aspas del ventilador no deberá exceder 45° de la línea del centro del haz de tubos. El impulsor del ventilador provee la potencia requerida para mover el aire a través de los tubos. Este impulsor puede ser un motor eléctrico, turbina de vapor, máquina de gas, gasolina o un motor hidráulico.^[1]

Los tamaños usuales de ventiladores van de 1,2 a 5,5 m (4 a 18 pies) de diámetro, a pesar que el diámetro mayor disponibles es de 9 m (30 pies). El máximo del diámetro del espaciado de ventiladores es de 4,2 m (14 pies) y el mínimo es de 1,8 m (6 pies). La única restricción en los tamaños permitidos de ventiladores está dada por el requerimiento de que cada enfriador de aire sea servido por dos o más ventiladores alineados en la dirección de la longitud de los tubos, para asegurar enfriamiento parcial en caso de que un ventilador se dañe. Existen dos clasificaciones generales de ventiladores de aire: de tiro forzado en los cuales el aire es empujado a través de los tubos, y de tiro inducido donde el aire es succionado a través del haz.^[5] Las ventajas y desventajas de cada tipo se presentan en la tabla 3.4.

Tabla 3.4. Ventajas y desventajas de cada tipo de ventilador.

Tiro forzado	Tiro inducido
<p>Ventajas:</p> <ol style="list-style-type: none"> 1. Los equipos mecánicos están más accesibles para el mantenimiento. 2. Ningún equipo mecánico está expuesto al aire caliente de escape. 3. Adaptable para el invierno. 4. La temperatura de salida del aire no está limitada, va de acuerdo al tipo de aletas utilizadas sobre los tubos. 	<p>Ventajas:</p> <ol style="list-style-type: none"> 1. Mejor distribución del aire a través de la sección. 2. Menor posibilidad de recirculación de aire caliente y la velocidad del aire de escape es aproximadamente 2 ½ veces de la de tiro forzado. 3. Ofrece protección para el haz contra la intemperie, sol y lluvia.
<p>Desventajas:</p> <ol style="list-style-type: none"> 1. Distribución pobre del aire encima de la sección. 2. Posibilidad muy grande de recirculación de aire caliente. 3. Exposición total de los tubos al sol, lluvia y granizo. 4. Emisión de ruido mayor que el de tiro inducido. 	<p>Desventajas:</p> <ol style="list-style-type: none"> 1. La temperatura del aire de salida está limitada a 120 °C (259 °F), para prevenir daños potenciales en las aletas del ventilador. 2. Los componentes del impulsor del ventilador son menos accesibles para su mantenimiento. 3. Es adecuado cuando la temperatura de salida del fluido de proceso es lo más cercana posible a la temperatura del aire frío.

3.3.1.1.2. Tubos

Los tubos en los enfriadores por aire son generalmente aleteados, aletas que pueden ser de hasta 16 mm (5/8 pulg) de altura, o no poseer aletas, dependiendo del servicio. Ellas pueden ser forzadas sobre el tubo, incrustadas, revestidas en cortes canalizados en espirales o solamente revestidas alrededor del tubo. El diámetro mínimo aceptable del tubo es 25 mm (1 pulg). El material de los tubos es generalmente acero al carbono o acero inoxidable, y las aletas son de sección circular y generalmente fabricadas de aluminio o de acero al carbono (para temperaturas

mayores a 400 °C). Las aletas incrustadas se permiten con temperaturas de diseño de hasta 400 °C (750 °F), las aletas forzadas hasta 260 °C (500 °F), las aletas con pie de tensión hasta 150 °C (300 °F) y las aletas con pegado de canto hasta 120 °C (250 °F) pero son prohibidas en servicios donde condensa vapor de agua.^[5]

Los haces de tubos pueden estar arreglados en un armazón tipo A, para satisfacer las restricciones del área de construcción, pero este arreglo es bastante susceptible a los problemas de recirculación y por esto normalmente se utilizan arreglos planos de haces.

3.3.1.1.3. Cabezales

En los cabezales se introduce el fluido caliente dentro de los tubos y se recoge el fluido frío. Ellos conducen a la entrada y salida de las boquillas, como también a la división de platos para crear el número de pasos requeridos.^[3]

La mayoría de las unidades de servicio usan el cabezal tipo tapón: un diseño de un recipiente usando tapones en un extremo de cada tubo, permitiendo así el acceso a cada hueco de tubo para limpiarlo. Un segundo tipo, el cabezal con placa de cubierta, sustituye los tapones de tubos y la lámina de tapones por una placa de cubiertas con bridas. Los cabezales con placa de cubierta se usan con precisiones moderadas (hasta 2.100 kPa (300 psi)) y servicios de alto ensuciamiento. Una modificación del diseño de placa de cubierta es el tipo sombrero, usando la construcción de una mitad del extremo de un tubo en vez de una placa plana con las juntas de cierre en la última placa de tubo. Para un servicio con presiones altas, hasta 42.000 kPa (6.000 psi), se usa un cabezal tipo colector de tubos.

3.3.1.2. Consideraciones generales de diseño de los aeroenfriadores

Para el diseño de enfriadores por aire es necesario que se consideren los aspectos siguientes:

- Economía de superficie versus potencia requerida por el ventilador.
- Configuración de los tubos.
- Consideraciones de procesos, tales como caída de presión permitida, características del fluido (punto de rocío, viscosidad, calor específico, conductividad térmica, densidad, etc.) y condiciones climatológicas (la corrosividad del medio ambiente).
- Tipos de ventiladores, tamaños y limitaciones de presión estática (profundidad máxima del haz para un requerimiento dado de aire).
- Área de construcción disponible.
- Consideraciones mecánicas, tales como expansión térmica y soportes estructurales.
- Estandarización de tubos, partes de repuestos, etc.
- Ruido.
- Seguridad.
- Ensuciamiento del lado del aire.
- Costos.

3.3.1.2.1. Superficie vs. potencia

La economía de superficie vs potencia es una relación simple. Las variables significativas en este aspecto son: el nivel de enfriamiento y el flujo total de transferencia de calor. Estas variables determinan la cantidad relativa de aire requerido para una carga de calor dada. La caída máxima de presión estática suplida por los ventiladores para los enfriadores por aire es 0,7 pulg de H₂O.^[5]

3.3.1.2.2. Configuración de los tubos en la operación

La selección de la configuración depende de los requerimientos de diseño. Sin embargo, hay restricciones impuestas por la velocidad del fluido por ejemplo, la velocidad del fluido en los tubos debe ser lo suficientemente grande para evitar la deposición de partículas y limitar el ensuciamiento o formación de incrustaciones. Una velocidad del fluido mayor de 1 m/s (3 pie/s) es recomendable. La velocidad del aire debe ser tal que el ventilador sea capaz de vencer las pérdidas de presión asociadas a lo cual se traduce en una velocidad de aproximación del aire en el rango de 2 a 4 m/s (6 a 13 pie/s).

El número de filas es también un factor que afecta el rendimiento térmico de la unidad. Por ejemplo, en la medida de que el número de filas se incrementa, el rendimiento térmico mejora y, en consecuencia, más bajas temperaturas de salida del fluido se alcanzan; sin embargo, la caída de presión en ambos lados del enfriador (del aire y del fluido enfriándose) es, a groso modo, proporcional al número de filas. También hay una reducción en la diferencia de temperatura efectiva en la medida que se aumenta el número de filas. Usualmente este número se encuentra en el rango de 4 a 8.^[3]

3.3.1.2.3. Consideraciones de proceso

Las consideraciones de proceso, tales como la caída de presión permitida y las propiedades del fluido, corrosividad del medio ambiente, afectan el número de pasos de tubos por haz y el arreglo del haz. Existen, ciertas consideraciones exclusivas para enfriadores por aire, las cuales deben ser tomadas en cuenta para el diseño total de la unidad.

3.3.1.2.4. Temperatura de diseño del aire de entrada

Es por lo general, próxima a la temperatura ambiente. La máxima temperatura de entrada para diseño debe ser determinada por aquella temperatura igual o mayor en 1 a 2 ½ % de la temperatura promedio del año. Para tomar en cuenta una posible recirculación, un mínimo de 3 °C (5 °F) debe ser añadido a este valor. Como una aproximación se puede estimar la máxima temperatura como el promedio de las máximas temperaturas mensuales de los meses más calientes de año, o añadir 6 °C (11 °F) o más para recirculación.^[5]

3.3.1.2.5. Servicios con alto punto de fluidez

El problema básico en este tipo de servicio (alto punto de fluidez = viscosidad alta) es prevenir que el fluido se “asiente” en los tubos con bajas velocidades de flujo y/o bajas temperaturas del aire ambiental. Para este problema se tienen las siguientes recomendaciones:

El enfriador debe ser diseñado con tubos descubiertos en vez de tubos con aletas, para proveer una temperatura de pared mayor para un coeficiente de transferencia de calor dado.

La caída de presión a través de los tubos debe ser maximizada.

Se deben poner serpentines de vapor ubicados debajo de la unidad para calentar el aire que entra durante las operaciones de arranque e interrupción. El control del flujo de aire debe ser hecho con rejillas y/o el espaciado variable de ventiladores. La unidad puede ser diseñada en flujo en contracorriente o para convertirse de flujo en contracorriente a flujo cocorriente.^[5]

3.3.1.2.6. Recirculación del aire caliente

La recirculación de aire caliente es la condición por la cual parte del aire caliente de salida se recircula con la corriente de aire fresco de entrada, y cuando se mezclan se eleva la temperatura de entrada. Los problemas asociados con la recirculación de aire caliente son el efecto directo de un pobre diseño de enfriador y de su ubicación. Para combatir la recirculación de aire caliente se pueden usar ventiladores de tiro forzado, que forcen el aire hacia afuera del haz, deflectores y/o una chimenea encima del haz en una unidad de tiro forzado, secciones de humidificación o lavadores de aire.

3.3.1.2.7. Elevación

La elevación debe ser suficiente para proveer un área periférica alrededor de la base de la unidad, por lo menos igual a 1,5 veces el área de la cara de la misma.^[5] Los enfriadores deben estar instalados relativamente altos sobre el nivel del suelo, preferiblemente por encima de la vía de los tubos. Si el enfriador se encuentra demasiado cerca del suelo, ello ocasionará una alta velocidad de aproximación del aire a la entrada del ventilador, lo que podría dar lugar a la recirculación de aire caliente.

3.3.1.2.8. Ruido

El nivel de ruido en el sitio de ubicación del equipo se ve afectado por la posición del intercambiador, las superficies relativas cercanas al ventilador, la dureza de esas superficies y el ruido proveniente de equipos adyacentes. El ruido asociado a la operación de un enfriador se limita a un máximo de 85 -90 dVA (nivel de presión del sonido).

3.3.1.2.9. Seguridad

Las fugas de unidades enfriadas por aire van directamente a la atmosfera y pueden provocar riesgos de incendios o humos tóxicos; sin embargo, el flujo elevado de aire a través de un intercambiador de calor enfriado por aire, reduce considerablemente cualquier concentración de fluidos. Las unidades no deben ser ubicadas cerca de fuentes de calor, ya que ella puede incrementar la temperatura de entrada del aire.^[16]

3.3.1.2.10. Ensuciamiento del lado del aire

El coeficiente de ensuciamiento del lado del aire suele ser despreciable.^[16]

3.3.1.2.11. Costos

El costo de mantenimiento de los equipos enfriados por aire es 0,3 a 0,5 de aquellos correspondientes a los equipos enfriados por agua. El costo de operación corresponde al costo de la potencia requerida para hacer que el aire fluya a través de los haces de tubos. La demanda anual de potencia para un intercambiador es una función de los medios de control del flujo de aire, el servicio del intercambiador y la elevación de la temperatura del aire.^[16]

Debido a las limitaciones con respecto a la aproximación del equipo, se propone la utilización de dos aeroenfriadores.

3.3.2. Sistema de enfriamiento intercambiador de calor-torre de enfriamiento.

En este caso se evaluará un tren de enfriamiento que consiste en hacer pasar la corriente de gas a través de un intercambiador de tubo y coraza de cabezal fijo, utilizando agua, a condiciones ambientales, como fluido de enfriamiento, y el agua que sale del proceso se volverá a las condiciones ambientales mediante el uso de una torre de enfriamiento.

3.3.2.1. Descripción de los componentes de los intercambiadores de tubo y coraza

Según la norma TEMA el intercambiador de calor de tubo y carcaza se divide en tres partes:

- Cabezal fijo o anterior.
- Carcaza.
- Cabezal posterior.

Cada parte identificada con una letra, lo que permite definir el intercambiador de calor con un código universal de solo tres letras.

Para el cabezal fijo o anterior el tipo A, es el más común entre los cabezales fijos, presenta un canal removible con una cubierta también removible, el cabezal es usado con placa de tubos fija, tubos en U y con diseños de intercambiadores de haz removible.

La carcasa de un paso (TEMA E), es la más usada para intercambiadores de tubos y carcasa, las boquillas de entrada y salida están ubicadas en extremos opuestos o adyacentes de la carcasa.

Para el cabezal posterior el tipo S, es construido con una placa de tubo flotante entre un anillo dividido y una cubierta de placa de tubo. El ensamblado de la placa de tubo se puede mover libremente dentro de la cubierta de la carcasa, por tal motivo este tipo de cabezal posterior es recomendable para un diseño de haces removibles.

La otra parte del sistema es la torre de enfriamiento, la cual será de tiro mecánico de tipo inducido con flujo de fluidos a contracorriente.

En esta, el agua se bombea a la parte superior de la torre de enfriamiento y de ahí fluye hacia abajo a través del relleno. Esto genera la formación de gotas. Cuando el agua fluye hacia abajo, emite calor que se mezcla con el aire que es succionado desde arriba, provocando un enfriamiento de 10 a 20°C. El agua cae en un recipiente y se retraerá desde ahí para al proceso de producción. ^[28]

El resultado del funcionamiento de una torre de enfriamiento viene determinado por la relación entre las densidades de agua y aire y el tiempo de contacto entre uno y otro. La variación de esta relación se obtiene, en primer lugar, manteniendo constante la velocidad del aire a unos 350 pie/(min.pie²de área activa de la torre) y haciendo variar el caudal de agua (gal/min.pie²de área de torre). En segundo lugar, se mantiene constante el caudal de agua y se varía la velocidad del aire. Por lo tanto, el tamaño de la torre de enfriamiento depende de manejar el caudal apropiado de agua para alcanzar los resultados deseados.

3.3.3. Sistema de refrigeración con propano

Otro sistema de enfriamiento a evaluar es el sistema de refrigeración con propano que existe en la planta, cuyo diagrama se representa en la figura B.1.

Las condiciones del proceso son se presentan en la tabla 3.5:

Las composiciones del refrigerante y del gas enfriado en el sistema existente se ven en la tabla 3.6.

Tabla 3.5. Condiciones de operación del sistema de refrigeración con propano existente en la planta.

Equipo	Variable	Valor
Compresor de propano C-1900B	Temperatura de succión (°F)	44,00
	Presión de succión (psig)	46,10
	Presión de descarga (psig)	186,00
	Temperatura de descarga (°F)	149,00
	% Carga	60,00
	% de rpm.	93,00
Depurador I etapa V-1930	Presión de operación (psig)	46,10
	Temperatura de operación (°F)	44,00
	Presión diferencial (pulg H ₂ O)	30,00
Depurador II etapa V-1990	Presión de operación (psig)	100,00
	Temperatura de operación (°F)	73,90
	Presión diferencial (pulg H ₂ O)	45,00
Condensador de propano E-1920	Temperatura de entrada (°F)	148,00
	Temperatura de salida (°F)	112,00
	N° de ventiladores encendidos	9

Economizador de propano V-1940	Presión de operación (psig)	110,00
	Temperatura de operación (°F)	63,00
“Chiller” de gas E-1350	Flujo de gas lado tubo (MMPCND)	218,105
	Presión de entrada lado tubo (psig)	1.123,80
	Caída de presión lado tubo (psi)	8,10
	Temperatura de entrada lado tubo	54,60
	Temperatura de salida lado tubo	43,30
	Presión de carcaza (psig)	51,40
	Temperatura de carcaza (°F)	21,10
	Flujo de propano lado carcaza	136.391,00

Tabla 3.6. Composición del refrigerante y del gas enfriado en el sistema existente.

Componentes	% Molar	% Molar gas
Metano	0,149	71,385
Etano	1,059	11,446
Propano	97,399	6,778
i-Butano	1,369	1,233
n-Butano	-----	2,158
i-Pentano	-----	0,618
n-Pentano	-----	0,532
Hexano	-----	0,477
CO₂	0,024	5,037
Nitrógeno	-----	0,335

Este proceso de refrigeración se puede explicar utilizando un diagrama presión – entalpía, pudiendo separarse el proceso en 4 pasos:

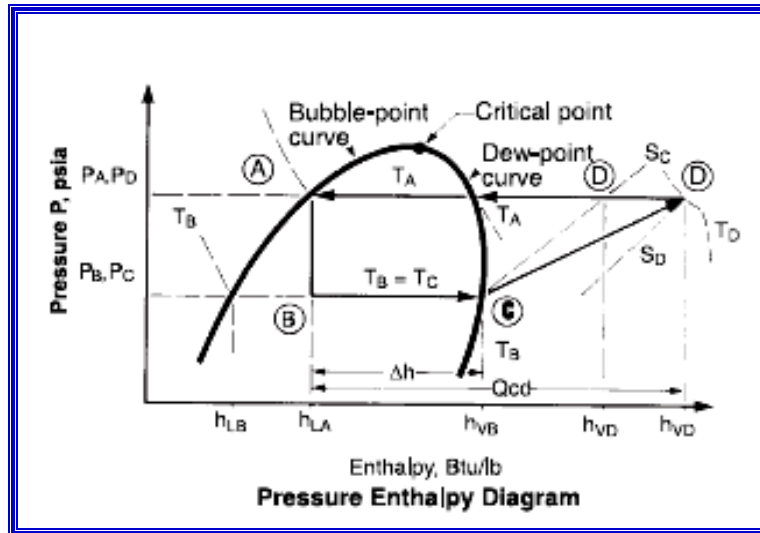


Figura 3.2. Diagrama presión-entalpía del proceso de refrigeración.

3.3.3.1. Paso de expansión

El punto de partida en un ciclo de refrigeración es la disponibilidad de refrigerante líquido. En la figura el punto A representa el punto de burbuja del líquido a la presión de saturación, P_A , y la entalpía, h_{LA} . En el paso de expansión la presión y la temperatura son reducidas al dirigir el líquido por una válvula de control hasta alcanzar una presión P_B . La presión inferior, P_B , es determinada por la temperatura deseada refrigerante, T_B (punto B). En el punto la B la entalpía del líquido saturado es h_{LB} , mientras la entalpía de vapor saturada es h_{VB} . Ya que el paso de expansión (A - B) ocurre a través de una válvula de expansión y ninguna energía ha sido cambiada, el proceso, se considera, es isoentálpico. Así la entalpía de corriente total en la salida de la válvula es la misma como la entrada, h_{LA} .

3.3.3.2. Paso de evaporación

El vapor formado en el proceso de expansión (A-B) no proporciona ninguna refrigeración al proceso. El calor es absorbido del proceso por la evaporación de la parte líquida del refrigerante. Como se ve en la figura, en el paso (B-C) ocurre a temperatura y presión constantes. La entalpía del vapor en el punto C es h_{VB} . Físicamente, la evaporación ocurre en un intercambiador de calor como un evaporador o un chiller.

3.3.3.3. Paso de compresión

Los vapores refrigerantes dejan el chiller a la presión de saturación P_C . La temperatura correspondiente es igual a T_C a una entalpía de h_{VB} . La entropía en este punto es S_C . Estos vapores son comprimidos isentrópicamente a la presión P_A a lo largo de la línea C - D'. (figura 3.2). El trabajo isentrópico ideal, W_i , se emplea para comprimir el refrigerante de P_B a P_A . La cantidad h_{VD} es determinada por las propiedades refrigerantes en P_A y una entropía de S_C .

3.3.3.4. Paso de condensación

En este paso los vapores del refrigerante se envían a un condensador donde se transforma en 100% líquido a presión constante, hasta alcanzar el punto inicial (punto A) y posteriormente se almacena en un acumulador para repetir el ciclo. ^[5]

3.4. EVALUACIÓN DE LAS POSIBLES OPCIONES DE ENFRIAMIENTO QUE PUEDEN SER UTILIZADAS PARA LA DISMINUCIÓN DE LA TEMPERATURA DE LA CORRIENTE DE ENTRADA A LA PLANTA DE EXTRACCIÓN DE LÍQUIDOS WX-1

3.4.1. Dimensionamiento de los aeroenfriadores.

Para el diseño de aeroenfriadores se aplica la guía general que ofrece la GPSA.

Con el programa de simulación Hysys Plant se determinaron las propiedades físicas del gas a la entrada y salida de equipo, presentándose en la tabla 3.7.

Tabla 3.7. Condiciones de operación y propiedades físicas de los fluidos en el aeroenfriador A-1.

FLUIDO	Gas natural		
ESTADO DEL	Gaseoso		
LOCALIZACIO	ENTRAD	SALID	PROMEDI
Temperatura (°F)	130	115	122,5
Peso molecular	24,830	24,830	24,830
Densidad (lb/pie³)	6,715	7,128	6,922
Cond. térmica	0,024	0,024	0,024
Calor específico	0,638	0,660	0,649
Viscosidad (cP)	0,017	0,017	0,017
Factor de comp.	0,762	0,737	0,750

De acuerdo a registros de experiencia en la industria se pueden establecer los siguientes parámetros de diseño:

Tabla 3.8. Parámetros de diseño establecido para los aeroenfriadores.

Tipo de ventilador	Tiro forzado
Número de ventiladores	3
Diámetro externo de los tubos	1
Tipo de tubo	Acero al carbón BWG 16
Altura de aleta (pulg)	5/8
Pitch de arreglo triangular (pulg)	2 ½
Longitud del tubo (pie)	35
Número de pasos por los tubos	1
Número de filas	4

3.4.1.1. Cálculo del calor perdido por el gas en el aeroenfriador

Se usan las propiedades físicas promedio del gas, encontradas en la tabla 3.7, en la ecuación 3.1. Para un flujo de gas de 954.412,669 *lb/h*:

$$Q = 954.412,669 \text{ lb} / \text{h} \cdot 0,649 \text{ BTU} / \text{lb}^\circ \text{F} (130 - 115)^\circ \text{F}$$

$$Q = 9.291.207,333 \text{ BTU/h}$$

3.4.1.2. Temperatura de diseño del aire a la entrada del aeroenfriador

A la temperatura promedio del aire, a condiciones ambientales, se debe añadir un mínimo de 3°F al tomar en cuenta que se pueda presentar recirculación y añadir 6°F considerando los aumentos de temperaturas que se puedan presentar en los meses más calientes del año. Por lo tanto, para una temperatura promedio del aire de 81°F, de la ecuación 3.2 se tiene:

$$t_1 = 81^\circ\text{F} + 3^\circ\text{F} + 6^\circ\text{F}$$

$$t_1 = 90^\circ\text{F}$$

3.4.1.3. Coeficiente de transferencia de calor total en los tubos

El primer valor del coeficiente de transferencia de calor total se toma como referencia de la tabla C.1, para hidrocarburos gaseosos, siendo este de $4,2 \text{ BTU}/\text{hpie}^2\text{°F}$, luego de un proceso de iteraciones, se llegó a un valor de:

$$U_x = 4,863 \text{ BTU}/\text{h pie}^2\text{°F}$$

3.4.1.4. Cálculo aproximado del aumento de la temperatura del aire

Usando la ecuación 3.3 y los valores respectivos de U_x y temperaturas de los fluidos involucrados:

$$\Delta ta = \left(\frac{4,863 \text{ BTU} / \text{hpie}^2\text{°F} + 1}{10} \right) * \left(\frac{130 - 115}{2} - 90 \right)$$

$$\Delta ta = 19,055^\circ\text{F}$$

3.4.1.5. Cálculo de la temperatura de salida del aire

Con la ecuación 3.4:

$$t_2 = (19,055 + 90)^\circ\text{F}$$

$$t_2 = 109,055 \text{ }^\circ\text{F}$$

3.4.1.6. Cálculo de la media logarítmica de la diferencia de temperaturas (LMTD)

La media logarítmica de la diferencia de temperaturas se determina usando la ecuación 3.5, entonces para el cálculo de DTMe se introducen los valores de temperaturas en la ecuación 3.6:

$$DTMe = \frac{(130 - 109,055) - (115 - 90)}{\text{Ln}\left[\left(\frac{130 - 109,055}{115 - 90}\right)\right]}$$

$$DTMe = 22,913 \text{ }^\circ\text{F}$$

Para determinar el factor de corrección Ft se utilizan las ecuaciones 3.7 y 3.8 para calcular los parámetros R y P:

$$R = \left(\frac{130 - 115}{109,055 - 90}\right) \quad R = 0,79$$

$$P = \left(\frac{109,055 - 90}{115 - 90}\right) \quad P = 0,48$$

Con estos dos valores se lee de la figura C.3 el factor Ft.

$$Ft = 0,92$$

Introduciendo el valor de Ft y $DTMe$ en la ecuación 3.5:

$$LMTD = 22,913 \text{ } ^\circ\text{F} \text{ (0,92)}$$

$$LMTD = 21,080 \text{ } ^\circ\text{F}$$

3.4.1.7. Cálculo de la superficie requerida

Con los valores de calor, media logarítmica de diferencia de temperaturas y coeficiente de transferencia de calor, usando la ecuación 3.9:

$$Ax = \frac{9.291.207,333 \text{ BTU} / h}{4,863 \text{ BTU} / h \text{ pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F} * 21,080 \text{ } ^\circ\text{F}}$$

$$Ax = 90.636,001 \text{ pie}^2$$

3.4.1.8. Cálculo del área de flujo

Se usa la ecuación 3.10, donde el factor APSF se toma de la tabla C.2, para cuatro filas de tubos de 1 pulg de diámetro con aletas de 5/8 de altura.

$$APSF = 107,2 \text{ pie}^2 / \text{pie}^2$$

$$Fa = \frac{90.636,001 \text{ pie}^2}{107,2 \text{ pie}^2 / \text{pie}^2}$$

$$Fa = 845,485 \text{ pie}^2$$

3.4.1.9. Cálculo de la anchura de la unidad

Utilizando la ecuación 3.11, para una longitud de tubo de 35 pie:

$$Width = \frac{845,485 \text{ pie}^2}{35 \text{ pie}}$$

$$Width = 24,157 \text{ pie}$$

Por efectos técnicos este valor se aproxima, teniéndose entonces una anchura real de la unidad de:

$$Width = 24 \text{ pie}$$

Para lo cual, se tiene un valor real de área de flujo de:

$$Fa_d = Width.L$$

$$Fa_d = 24 \text{ pie (35 pie)}$$

$$Fa_d = 840,00 \text{ pie}^2$$

Este último valor de Fa_d es el que se utilizará para el resto del diseño.

3.4.1.10. Cálculo del número de tubos del aerofriador

Se hace uso de la ecuación 3.12, donde el factor APF es tomado de la tabla C.2, para tubos de 1 pulg de diámetro y aletas de 5/8 de altura.

$$APF = 5,58 \text{ pie}^2/\text{pie}$$

$$Nt = \frac{90.636,001 \text{ pie}^2}{5,58 \text{ pie}^2 / \text{pie}(35 \text{ pie})}$$

$$Nt = 464,086$$

$$Nt \cong 464 \text{ tubos}$$

3.4.1.11. Cálculo de la velocidad másica en los tubos

Se usa un paso por los tubos y el tipo de tubo utilizado es de BWG 16; de la tabla C.4, para tubos de 1 pulg de diámetro se obtiene el área de flujo de cada tubo:

$$At = 0,5945 \text{ pulg}^2$$

Sustituyendo los valores en la ecuación 3.13:

$$Gt = \frac{(144)(954.412,669 \text{ lb} / \text{h})(1)}{(3.600)(464)(0,5945 \text{ pulg}^2)}$$

$$Gt = 138,397 \text{ lb}/\text{pie}^2 \text{ s}$$

3.4.1.12. Número de Reynolds modificado

Según la tabla C.4, para tubos BWG 16 de 1 pulg de diámetro externo, se tiene un diámetro interno de 0,870 *pulg*, y se usa la viscosidad promedio del gas que se encuentra en la tabla 3.7, introduciendo estos valores en la ecuación 3.14:

$$Re = \frac{(0,870 \text{ pulg})(138,397 \text{ lb} / \text{pie}^2 \text{ s})}{0,017 \text{ cp}}$$

$$Re = 7.082,665 \text{ Adimensional}$$

3.4.1.13. Caída de presión en el lado de los tubos

Para determinar la caída de presión en el lado de los tubos se utiliza la ecuación 3.15; con el número de Reynolds se lee el factor de fricción de la figura C.4 y con la velocidad másica y la densidad del gas en la figura C.5 se leen los factores Y y B . El valor de ϕ , se toma de la tabla C.3, para vapores de hidrocarburos, gases y agua.

$$f = 0,001$$

$$Y = 98,00 \text{ psia/pie}$$

$$B = 0,98 \text{ psia}$$

$$\phi_g = 1$$

$$\Delta P_t = \frac{(0,001)(98,00 \text{ psia} / \text{pie})(35 \text{ pie})(1)}{1} + 0,98 \text{ psia}(1)$$

$$\Delta P_t = 4,410 \text{ psia}$$

La caída de presión en los tubos calculada es menor que la permitida (10 *psi*), entonces se prosigue a calcular el coeficiente de transferencia de calor total.

3.4.1.14. Coeficiente de película en el lado de los tubos

Se lee el factor J de la figura C.6, usando el número de Reynolds, las propiedades promedio del gas se toman de la tabla 3.7, se sustituyen los valores en la ecuación 3.16:

$$J = 22.000$$

$$ht = \frac{(22.000)(0,024 \text{ BTU} / \text{h pie}^{\circ} \text{F}) \left(\frac{(0,649 \text{ BTU} / \text{lb}^{\circ} \text{F})(0,017 \text{ cP})}{0,024 \text{ BTU} / \text{h pie}^{\circ} \text{F}} \right)^{1/3}}{0,87 \text{ pulg}} \quad (1)$$

$$ht = 462,750 \text{ BTU/h pie}^2 \text{F}$$

3.4.1.15. Cálculo de la cantidad de aire que fluye en el aroenfriador

El calor específico del gas es de $0,240 \text{ BTU/lb}^{\circ} \text{F}$ ^[16], introduciendo los valores en la ecuación 3.17 se tiene:

$$ma = \frac{9.291.207,333 \text{ BTU} / \text{h}}{(0,240 \text{ BTU} / \text{lb}^{\circ} \text{F})(19,055^{\circ} \text{F})}$$

$$ma = 2.031.690,990 \text{ lb/h}$$

3.4.1.16. Cálculo de la velocidad másica del aire

Usando la ecuación 3.18:

$$Ga = \frac{2.031.690,990 \text{ lb} / \text{h}}{840,00 \text{ pie}^2}$$

$$Ga = 2.418,680 \text{ lb/pie}^2\text{h}$$

3.4.1.17. Coeficiente de película del lado del aire (ha)

Con la velocidad másica del gas calculada se lee en la figura C.7 el coeficiente de película del aire dando:

$$ha = 8,1 \text{ BTU/h pie}^2\text{°F}$$

3.4.1.18. Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor

Con la ecuación 3.20, el factor AR se toma de la tabla C.2, para tubos de 1 pulg de diámetro con aletas de 5/8 de altura:

$$AR = 21,4$$

$$\frac{Ax}{Ai} = \frac{21,4(1 \text{ pulg})}{0,870 \text{ pulg}}$$

$$\frac{Ax}{Ai} = 24,598$$

Luego se determina la resistencia del metal, con la ecuación 3.21, para lo que se debe conocer r_w , que se determina con la ecuación 3.22. Según la tabla C.5 la conductividad térmica del metal es $28,00 \text{ BTU/h pie}^\circ\text{F}$, entonces:

$$r_w = \left(\frac{1 \text{ pulg}}{24(28 \text{ BTU/h pie}^\circ\text{F})} \right) \ln \left(\frac{1 \text{ pulg}}{0,870 \text{ pulg}} \right)$$

$$r_w = 0,0002 \text{ h pie}^2\text{°F/BTU}$$

Entonces:

$$r_{mx} = 0,0002 \text{ h pie}^2\text{°F / BTU} * 21,4$$

$$r_{mx} = 0,0044 \text{ h pie}^2\text{°F/BTU}$$

El factor de ensuciamiento para gases de hidrocarburos es de $0,001 \text{ h pie}^2\text{°F/BTU}$ ^[5].

Sustituyendo todos estos valores en la ecuación 3.19:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{462,750 \text{ BTU/h pie}^2\text{°F}} (24,598) + 0,001 \text{ h pie}^2\text{°F / BTU} (24,598) + 0,0044 \text{ h pie}^2\text{°F / BTU} + \frac{1}{8,1 \text{ BTU/h pie}^2\text{°F}}$$

$$\frac{1}{U} = 0,206 \text{ h pie}^2\text{°F / BTU}$$

$$U = 4,863 \text{ BTU/h pie}^2\text{°F}$$

El coeficiente de transferencia de calor total calculado es igual al supuesto, y la caída de presión en los tubos calculada está por debajo de la permitida en el equipo, entonces la solución es aceptable, por lo que se continúa con el diseño térmico del enfriador por aire.

3.4.1.19. Cálculo del área mínima del ventilador

Para determinar esta área se usa la ecuación 3.23; uno de los parámetros de diseño establecido es el número de ventiladores y la longitud, ya que se está estableció una longitud de 35 pie, para dicha longitud normalmente se utilizan 3 ventiladores. ^[16]

$$FAPF = \frac{0,40(840,00 \text{ pie}^2)}{3}$$

$$FAPF = 112,00 \text{ pie}^2$$

3.4.1.20. Diámetro del ventilador

Con la ecuación 3.24:

$$D_{fn} = \left[\frac{4(112,00 \text{ pie}^2)}{\pi} \right]^{0,5}$$

$$D_{fn} = 11,942 \text{ pie}$$

Debido a que la longitud del equipo es de 35 pie, se establece el diámetro de los ventiladores en:

$$D_{fn} = 11,00 \text{ pie}$$

3.4.1.21. Cálculo de caída de presión estática del aire

Se determina el promedio aritmético entre la temperatura de entrada y salida del aire:

$$t_{pa} = \frac{t_1 + t_2}{2} = \left(\frac{90 + 109,055}{2} \right) ^\circ F = 99,527 ^\circ F$$

Con la temperatura promedio del aire, a nivel del mar, se lee el factor D_R en la figura C.8, y con la velocidad másica del aire se lee el factor F_p en la figura C.9.

$$D_R = 0,94$$

$$F_p = 0,09$$

Se introducen estos valores en la ecuación 3.25:

$$\Delta Pa = \frac{0,09 (3)}{0,94}$$

$$\Delta Pa = 0,383 \text{ psi}$$

3.4.1.22. Cálculo del volumen real del aire en el aroenfriador

De la figura C.8, a la temperatura de entrada del aire, 90 °F, se lee el factor D_R a utilizar en esta oportunidad, luego se sustituyen los valores respectivos en la ecuación 3.26.

$$D_R = 0,96$$

$$ACFM = \frac{2.031.690,990 \text{ lb/h}}{(0,96)(60)(0,0749)}$$

$$ACFM = 470.926,743 \text{ lb/h}$$

El volumen de aire en cada ventilador se obtiene con la ecuación 3.27:

$$ACFM /_{Fan} = \frac{470.926,473 \text{ lb/h}}{3}$$

$$ACFM /_{Fan} = 156.975,581 \text{ lb/h}$$

3.4.1.23. Cálculo de la presión del ventilador

La ecuación utilizada es la 3.28, el factor D_R es el mismo que en el paso anterior.

$$PF = 0,383 \text{ psia} + \left[\frac{156.975,581 \text{ lb/h}}{4005 \frac{(\pi(11,00 \text{ pie})^2)}{4}} \right]^2 (0,96)$$

$$PF = 0,546 \text{ psia}$$

3.4.1.24. Cálculo de la potencia aproximada de cada ventilador

La eficiencia del ventilador es de 70%, sustituyendo valores en la ecuación 3.29 se tiene:

$$bhp = \frac{(156.975,581 \text{ lb / h})(0,546 \text{ psia})}{(6370)0,70}$$

$$bhp = 19,231 \text{ HP}$$

El motor del ventilador necesita una eficiencia de 92% de reductor de velocidad, entonces, para determinar la potencia real se usa la ecuación 3.30:

$$bhp_r = \frac{19,274 \text{ HP}}{0,92}$$

$$bhp_r = 20,903 \text{ HP}$$

Aproximando se tiene:

$$bhp_r \cong 20 \text{ hp}$$

El otro aerofriador que se pondrá en serie a este, basándose en que las propiedades físicas del fluido no varían notablemente y que se busca obtener el mismo gradiente de temperatura, se asume que poseerá las mismas dimensiones y

características, permitiendo llevar la corriente de gas desde una temperatura de 115 °F a 100 °F, la cual se encuentra dentro del rango de diseño de la planta.

3.4.2. Diseño del sistema de enfriamiento intercambiador de calor-torre de enfriamiento

3.4.2.1. Dimensionamiento de los intercambiadores de calor

Para el diseño de intercambiadores de calor de tubo y coraza se hace según la norma TEMA.

Utilizando el programa de simulación Hysys Plant se determinaron las propiedades físicas de las corrientes de entrada y salida del intercambiador, del lado de los tubos y del lado de la carcaza, y se presentan en la tabla 3.9.

Tabla 3.9. Condiciones de operación y propiedades físicas de los fluidos en los intercambiadores de calor I-1 e I-2.

	LADO TUBOS			LADO CARCAZA		
FLUIDO	Gas natural			Agua		
ESTADO DEL FLUIDO	Gaseoso			Líquido		
LOCALIZACION	ENTRADA	SALIDA	PROMEDIO	ENTRADA	SALIDA	PROMEDIO
Temperatura	130	103,69	116,85	81,00	105,00	93,00
Peso molecular	24,830	24,830	24,830	18,02	18,02	18,02
Densidad	6,715	7,504	7,110	62,78	62,15	62,47
Cond. térmica (BTU/h.pie ² °F)	0,024	0,024	0,024	0,3549	0,3653	0,3601
Calor específico (BTU/lb°F)	0,638	0,682	0,660	1,03	1,03	1,03
Viscosidad (cP)	0,017	0,017	0,017	0,847	0,645	0,746

3.4.2.1.1. Cálculo de la temperatura de salida del gas

Sustituyendo los valores promedio de las propiedades físicas del fluido de la carcasa, encontrados en la tabla 3.9, en la ecuación 3.1 se determina el calor ganado por este, para un flujo de agua de 335.335,873 lb/h, dicho valor es estimado de acuerdo al gradiente de temperatura que se desea alcanzar, estableciendo una temperatura de salida de gas, y usando la ecuación 3.1, con ese valor procede a realizar los cálculos para determinar los valores reales:

$$Q = 335.335,873 \text{ lb/h} * 1,03 \text{ BTU/lb}^\circ\text{F}(105 - 81)^\circ\text{F}$$

$$Q = 8.289.502,787 \text{ BTU/h}$$

Ahora usando los valores promedio de las propiedades físicas del gas, encontradas en la tabla 3.9, para un flujo de gas de 477.206,335 lb/h, y despejando el valor de la temperatura de salida de la ecuación 3.1 se tiene:

$$T_2 = T_1 - \frac{Q}{m_g C_{p_g}} = 130 - \frac{8.289.502.787 \text{ BTU/h}}{(477.206,335 \text{ lb/h})(0,660 \text{ BTU/lb}^\circ\text{F})}$$

$$T_2 = 103,69^\circ\text{F}$$

Se demuestra que el equipo enfriará hasta una temperatura dentro del rango de diseño de la planta, el cual está entre 90 °F y 110 °F

3.4.2.1.2. Cálculo de la media logarítmica de la diferencia de temperatura (LMTD)

Los valores de temperatura de los fluidos se introducen en la ecuación 3.6 para determinar DTMe:

$$DTMe = \frac{(130 - 105) - (103,69 - 81)}{\ln \left[\left(\frac{130 - 105}{103,69 - 81} \right) \right]}$$

$$DTMe = 23,826 \text{ °F}$$

De igual forma para determinar el factor de corrección Ft se utilizan las ecuaciones 3.7 y 3.8 para calcular los parámetros R y P:

$$R = \left(\frac{130 - 103,69}{105 - 81} \right) \quad R = 1,10$$

$$P = \left(\frac{105 - 81}{103,69 - 81} \right) \quad P = 0,45$$

Con estos dos valores se lee de la figura D.3 el factor Ft.

$$Ft = 0,80$$

Introduciendo el valor de Ft y DTMe en la ecuación 3.5:

$$LMTD = 23,826 \text{ °F (0,80)}$$

$$LMTD = 19,061 \text{ } ^\circ F$$

3.4.2.1.3. Cálculo del área de transferencia de calor

El área de transferencia de calor se calcula a partir de la ecuación 3.9, en donde los términos Q y $LMTD$ en la ecuación son conocidos. Para obtener el área de transferencia de calor A , se necesita evaluar solamente el coeficiente de transferencia de calor total U . Desafortunadamente el coeficiente U , es función del diseño y del factor de ensuciamiento, por esta razón, el diseño de un intercambiador de calor, al igual que el diseño del aerofriador, requiere un cálculo de ensayo y error del valor de U . [2]

3.4.2.1.4. Valor del coeficiente de transferencia de calor total (iterado)

El primer valor del coeficiente de transferencia de calor total se toma como referencia de la tabla D.1, para servicio de enfriamiento agua/gas a presiones de 1.000 psi, tomándose el valor de $100 \text{ BTU}/h\text{pie}^2\text{ } ^\circ F$, luego de un proceso de iteraciones, se llegó a un valor de:

$$U_x = 151,77 \text{ BTU}/h \text{ pie}^2\text{ } ^\circ F$$

Entonces introduciendo este valor, el de la media logarítmica y el calor en la ecuación 3.9 se obtiene el área de transferencia de calor:

$$A_x = \frac{8.289.502,787 \text{ BTU}/h}{151,77 \text{ BTU}/h \text{ pie}^2\text{ } ^\circ F * 19,061\text{ } ^\circ F}$$

$$A_x = 2.865,466 \text{ pie}^2$$

3.4.2.1.5. Longitud requerida para la transferencia de calor

Por referencias bibliográficas se decide utilizar tubos de acero al carbono BWG 16 de 1 pulg de diámetro, sustituyendo valores en la ecuación 3.32 se tiene una longitud total:

$$L = \frac{2.865,466 \text{ pie}^2}{\left(\frac{\pi (1 \text{ pulg})}{12}\right)}$$

$$L = 10.945,248 \text{ pie}$$

3.4.2.1.6. Números de tubos del intercambiador

La selección de la longitud de los tubos es afectada por la disponibilidad y el costo del mismo, los tubos de 20 pie de longitud es la medida comúnmente preferida en las industrias petroleras, petroquímicas y carboníferas nacional (IPPCN).^[7] Usando la ecuación 3.33:

$$Nt = \frac{10.945,248 \text{ pie}}{20 \text{ pie}}$$

$$Nt = 547,262$$

Aproximando:

$$Nt = 547 \text{ tubos}$$

3.4.2.1.7. Cálculo del coeficiente de transferencia de calor convectivo en los tubos

3.4.2.1.7.1. Estimación del número de pasos por los tubos

Realizando los cálculos, se fijan diferentes pasos por los tubos y se observan las caídas de presión, cuando se obtiene un valor aceptable se establece ese número de pasos como el adecuado, de esta forma se establece la cantidad de 2 pasos por los tubos.

3.4.2.1.7.2. Cálculo del área de flujo en los tubos

Se utiliza la ecuación 3.34, donde el área de flujo de cada tubo se obtiene de la tabla C.4, para tubos de BWG 16 de 1 pulg de diámetro externo.

$$a_t = \frac{547(0,5945 \text{ pulg}^2)}{(144)(2)}$$

$$a_t = 1,129 \text{ pie}^2$$

3.4.2.1.7.3. Cálculo de la velocidad másica en los tubos

Sustituyendo los valores respectivos en la ecuación 3.35:

$$G_t = \frac{477.206,335 \text{ lb} / \text{h}}{1,129 \text{ pie}^2}$$

$$Gt = 422.629,203 \text{ lb/h pie}^2$$

3.4.2.1.7.4. Cálculo del número de Reynolds

Para tubos BWG 16 de 1 pulg de diámetro interno, según la tabla C.4, se tiene un diámetro interno de tubo de 0,870 *pulg.* Introduciendo los valores correspondientes en la ecuación 3.14:

En este caso se transforma la viscosidad promedio del gas de *cP* a *lb/hpie*:

$$\mu_g = 2,42 \mu = 2,42(0,017 \text{ cP})$$

$$\mu_g = 0,040 \text{ lb/hpie}$$

$$Re = \frac{0,870 \text{ pulg}(422.629,203 \text{ lb / hpie}^2)}{0,040 \text{ lb / hpie}}$$

$$Re = 760.445,170$$

3.4.2.1.7.5. Coeficiente de transferencia de calor convectivo en los tubos

El factor de transferencia de calor J_{Ht} se lee de la figura D.4 con el número de Reynolds, y el diámetro interno debe transformarse a *pie*.

$$J_{Ht} = 1.316,00$$

$$Di = \frac{Di \text{ pulg}}{12} = \frac{0,870 \text{ pulg}}{12}$$

$$Di = 0,073 \text{ pie}$$

El valor del factor ϕ_g según la tabla C.3, para gases, vapores de hidrocarburos y agua es 1.

Estos valores y los valores promedio de las propiedades físicas del gas tomadas de la tabla 3.9 se sustituyen en la ecuación 3.36:

$$hi = 1.316,00(1) \left(\frac{0,024 \text{ BTU} / \text{h pie}^\circ \text{F}}{0,073 \text{ pie}} \right) \left(\frac{(0,660 \text{ BTU} / \text{lb}^\circ \text{F})(0,040 \text{ lb} / \text{h pie})}{0,024 \text{ BTU} / \text{h pie}^\circ \text{F}} \right)^{1/3}$$

$$hi = 448,964 \text{ BTU}/\text{hpie}^2\text{°F}$$

3.4.2.1.8. Cálculo del coeficiente de transferencia de calor convectivo en la carcaza

3.4.2.1.8.1. Diámetro de la carcaza

Para 547 tubos de 1 *pulg* de diámetro con arreglo triangular 30° dispuestos en la carcaza, con un espaciamiento de 1^{1/4} *pulg* y 2 pasos del gas por los tubos, por interpolación, se tiene que el diámetro interno de la carcaza es 34 *pulg*, utilizando la tabla D.2.

3.4.2.1.8.2. Número de pasos del fluido por la carcasa

Se establece 1 paso por la carcasa, de acuerdo a información de lo que usualmente se usa en la industria.

3.4.2.1.8.3. Cálculo del área de flujo en la carcasa

Se usa la ecuación 3.38 para el cálculo del factor C' :

$$C' = (1,25 - 1) \text{ pulg}$$

$$C' = 0,25 \text{ pulg}$$

El espaciado de deflectores se determina con la ecuación 3.39:

$$B = 0,32(34 \text{ pulg})$$

$$B = 10,880 \text{ pulg}$$

Entonces el área de flujo es calculada con la ecuación 3.37:

$$a_s = \frac{(34 \text{ pulg})(0,25 \text{ pulg})(10,88 \text{ pulg})}{(144)(1,25 \text{ pulg})}$$

$$a_s = 0,514 \text{ pie}^2$$

3.4.2.1.8.4. Cálculo de la velocidad másica en la carcaza

Usando la ecuación 3.40:

$$Gs = \frac{335.335,873 \text{ lb} / \text{h}}{0,514 \text{ pie}^2}$$

$$Gs = 652.686,605 \text{ lb/hpie}^2$$

3.4.2.1.8.5. Cálculo del número de Reynolds

Se determina el diámetro equivalente con la ecuación 3.43:

$$De = 4 \frac{\left(\frac{(1,25 \text{ pulg})^2 - \pi(1 \text{ pulg})^2}{4} \right)}{\pi 1 \text{ pulg}}$$

$$De = 0,592 \text{ pulg}$$

Llevando este valor a pie se tiene:

$$De = 0,049 \text{ pie}$$

De igual forma que para el lado de los tubos, se transforma la viscosidad promedio del agua de *cP* a *lb/hpie*:

$$\mu_w = 2,42 \mu = 2,42(0,746 \text{ cP})$$

$$\mu_w = 1,805 \text{ lb/hpie}$$

Sustituyendo los valores en la ecuación 3.14:

$$Re = \frac{(0,049 \text{ pulg})(652.686,605 \text{ lb / hpie}^2)}{1,805 \text{ lb / hpie}}$$

$$Re = 17.826,826$$

3.4.2.1.8.6. Coeficiente de transferencia de calor convectivo en la carcaza

El factor de transferencia de calor J_{Hs} se lee de la figura D.5 con el número de Reynolds:

$$J_{Hs} = 77$$

El valor del factor ϕ_w según la tabla C.3, para gases, vapores de hidrocarburos y agua es 1.

Estos valores, junto con los promedios de las propiedades físicas del agua, tomadas de la tabla 3.9, se sustituyen en la ecuación 3.44:

$$ho = 77(1) \left(\frac{0,360 \text{ BTU / h pie}^2 \text{ } ^\circ F}{0,049 \text{ pie}} \right) \left(\frac{(1,03 \text{ BTU / lb} \text{ } ^\circ F)(1,805 \text{ lb / hpie})}{0,36 \text{ BTU / h pie}^2 \text{ } ^\circ F} \right)^{1/3}$$

$$ho = 972,129 \text{ BTU/h pie}^2 \text{ } ^\circ F$$

3.4.2.1.9. Corrección del coeficiente de transferencia de calor convectivo en los tubos

Para la corrección del coeficiente de transferencia de calor convectivo en los tubos se usa la ecuación 3.45:

$$h_{io} = 448,964 \text{ BTU} / \text{h pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F} \frac{0,870 \text{ pulg}}{1 \text{ pulg}}$$

$$h_{io} = 390,599 \text{ BTU/h pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

3.4.2.1.10. Cálculo del coeficiente de transferencia de calor total limpio

Se utiliza la ecuación 3.46:

$$U_c = \frac{(390,599 \text{ BTU} / \text{h pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F})(972,129 \text{ BTU} / \text{h pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F})}{(390,599 + 972,129) \text{ BTU} / \text{h pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}$$

$$U_c = 278,642 \text{ BTU/h pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

El U_c calculado es mayor que el U supuesto, entonces se prosigue a calcular el factor de ensuciamiento.

3.4.2.1.11. Cálculo del factor de ensuciamiento

3.4.2.1.11.1. Factor de ensuciamiento permitido

El factor de ensuciamiento del fluido en la carcaza (agua) es de 0,002 $hpie^2\text{°F}/BTU$ y el de los tubos (gas) es 0,001 $hpie^2\text{°F}/BTU$; estos valores se estiman basados en la experiencia de servicios o procesos con los mismos fluidos. Entonces el factor de ensuciamiento total permitido en el intercambiador de calor, determinado con la ecuación 3.47, es:

$$Rd_p = (0,001 + 0,002) h pie^2\text{°F}/BTU$$

$$Rd_p = 0,003 h pie^2\text{°F}/BTU$$

3.4.2.1.11.2. Factor de ensuciamiento de diseño

Es obtenido a partir de la ecuación 3.48:

$$Rd = \frac{(278,642 - 151,77)BTU / h pie^2\text{°F}}{(278,642 BTU / h pie^2\text{°F})(151,77 BTU / h pie^2\text{°F})}$$

$$Rd = 0,003 BTU/h pie^2\text{°F}$$

El factor de ensuciamiento de diseño es igual al factor de ensuciamiento permitido, lo que debe garantizar que el intercambiador de calor funcione por un periodo de tiempo razonable.

3.4.2.1.12. Cálculo del coeficiente de transferencia de calor total de diseño a partir de las propiedades físicas de los fluidos y los factores de ensuciamiento en el intercambiador de calor

El coeficiente de transferencia de calor total de diseño se determina con la ecuación 3.49:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{278,642 \text{ BTU} / \text{h pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}} + (0,001 + 0,002) \text{ h pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F} / \text{BTU}$$

$$\frac{1}{U} = 0,0066 \text{ h pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F} / \text{BTU}$$

$$U = 151,77 \text{ BTU/h pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

El coeficiente de transferencia de calor total calculado es igual al supuesto, lo que implica que el área de transferencia de calor calculada es la correcta, entonces se prosigue a calcular la caída de presión en el intercambiador de calor.

3.4.2.1.13. Caída de presión en el intercambiador de calor

3.4.2.1.13.1. Caída de presión en el lado de la carcasa

La caída de presión en los tubos se determina con la ecuación 3.50; se necesita conocer la gravedad específica del agua, la cual se determina con la ecuación 3.51, tomando el valor de la densidad de la tabla 3.9.

$$S = \frac{62,465 \text{ lb} / \text{pie}^3}{62,465 \text{ lb} / \text{pie}^3}$$

$$S = 1$$

El factor de fricción leído de la figura D.6, usando el número de Reynolds es:

$$f_s = 0,0018$$

Con la ecuación 3.52, el número de cruces del fluido en la carcaza es:

$$(N + 1) = 12 \frac{20 \text{ pie}}{10,88 \text{ pulg}}$$

$$(N + 1) = 22,059$$

Aproximando:

$$(N + 1) \cong 22$$

Sustituyendo los valores en la ecuación 3.50:

$$\Delta P_s = \frac{0,0018 (652.686,605 \text{ lb} / \text{h})^2 (34 \text{ pie})(22)}{(5,22 \times 10^{10})(0,049 \text{ pie})(1)(1)}$$

$$\Delta P_s = 18,575 \text{ psia}$$

3.4.2.1.13.2. Caída de presión en los tubos

Para determinar la caída de presión por fricción se usa la ecuación 3.53. La gravedad específica del gas se determina con la ecuación 3.54, tomando el peso molecular del gas de la tabla 3.9:

$$S_g = \frac{24,83 \text{ lb} / \text{lbmol}}{28,96 \text{ lb} / \text{lbmol}}$$

$$S_g = 0,857$$

El factor de fricción se lee de la figura D.7:

$$f_t = 0,000083$$

Sustituyendo valores en la ecuación 3.53:

$$\Delta P_t = \frac{0,000083(422.629,203 \text{ lb} / \text{h})^2 (20 \text{ pie})(2)}{(5,22 \times 10^{10})(0,049 \text{ pie})(0,857)(1)}$$

$$\Delta P_t = 0,183 \text{ psia}$$

La pérdida por regreso se determina con la ecuación 3.55. La cabeza por velocidad se lee en la figura D.8 con la velocidad másica del gas:

$$\left(\frac{V^2}{2g} \right) \left(\frac{62,5}{144} \right) = 0,025 \text{ psi}$$

Introduciendo valores en la ecuación:

$$\Delta P_r = \frac{4(2)}{0,857} (0,025 \text{ psi})$$

$$\Delta P_r = 0,233 \text{ psi}$$

Entonces, la caída de presión total del lado de los tubos se calcula con la ecuación 3.56:

$$\Delta P_T = (0,183 + 0,233) \text{ psi}$$

$$\Delta P_T = 0,416 \text{ psi}$$

Las caídas de presión calculadas en los tubos y en la carcasa son menores a las permitidas, por lo que se establece que es un diseño aceptable.

Ya que los dos intercambiadores trabajaran en paralelo, con el mismo flujo de gas, entonces estos poseerán las mismas dimensiones y características.

3.4.2.2. Dimensionamiento de la torre de enfriamiento

3.4.2.2.1. Flujo Volumétrico

El flujo volumétrico proveniente de los intercambiadores de calor es de:

$$q_w = 1340 \text{ gpm}$$

3.4.2.2.2. Flujo másico de agua

Sustituyendo el valor de flujo volumétrico de agua en la ecuación 3.57 se calcula el flujo másico del agua.

$$q = 1340 \frac{\text{galones}}{\text{min}} \frac{1 \text{ m}^3}{264,17 \text{ galones}} \cdot \frac{60 \text{ min}}{1 \text{ h}}$$

$$q = 304,35 \text{ m}^3/\text{h}$$

Posteriormente a la transformación de las unidades de flujo volumétrico, se determina el flujo másico de agua, usando la ecuación 3.58.

$$L_w = 304,349 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \cdot 1000 \frac{\text{kg agua}}{\text{m}^3}$$

$$L_w = 304.349,00 \text{ kg agua/h}$$

3.4.2.2.3. Condiciones del aire a la entrada y salida de la torre

3.4.2.2.3.1. Humedad absoluta másica del aire

- Aire a la entrada. La temperatura de bulbo húmedo del aire es de 20,39 °C y un valor de T_{g1} de 27,00 °C, empleando la figura E.2:

$$y_1 = 0,012 \text{ kg agua/kg AS}$$

- Aire a la salida. Para un valor de T_{g_2} de $33,89\text{ }^\circ\text{C}$ empleando la carta psicrométrica (figura E.2).

$$y_2 = 0,035 \text{ kg agua/kg AS}$$

3.4.2.2.3.2. Calor húmedo del gas

Sustituyendo en la ecuación 2.11, la humedad absoluta másica del aire para la entrada y la salida se tiene:

Para el aire a la entrada de la torre:

$$Cs_1 = 0,24 \frac{\text{kcal}}{\text{kg aire seco}} + 0,45 \frac{\text{kcal}}{\text{kg aire seco}} \cdot 0,012 \frac{\text{kg agua}}{\text{kg aire seco}}$$

$$Cs_1 = 0,47 \frac{\text{kcal}}{\text{kg aire seco}}$$

Para el aire a la salida:

$$Cs_2 = 0,24 \frac{\text{kcal}}{\text{kg aire seco}} + 0,45 \frac{\text{kcal}}{\text{kg aire seco}} \cdot 0,035 \frac{\text{kg agua}}{\text{kg aire seco}}$$

$$Cs_2 = 0,353 \frac{\text{kcal}}{\text{kg aire seco}}$$

3.4.2.2.3.3. Entalpia del aire a la entrada y salida

Para calcular la entalpia de la mezcla gaseosa aire-vapor de agua, se hace uso de la ecuación 2.15. La temperatura de aire a la entrada del bulbo húmedo es de 20,39 °C, y del bulbo seco es 27 °C (tomado de la tabla E.2), teniéndose que el valor de la entalpia del aire saturado (H_{sat}) y entalpia de aire seco (H_B) es:

$$H_{B1} = 28 \frac{\text{kJ}}{\text{kg aire seco}}$$

$$H_{sat1} = 88 \frac{\text{kJ}}{\text{kg aire seco}}$$

Sustituyendo los valores tomados de la tabla E.2 en la ecuación 2.15, para la entrada y salida de la torre de enfriamiento, se tiene:

Para el aire a la entrada:

$$H_{g1} = 28 \frac{\text{kJ}}{\text{kg aire seco}} + \left(88 \frac{\text{kJ}}{\text{kg aire seco}} - 28 \frac{\text{kJ}}{\text{kg aire seco}} \right) \frac{50}{100}$$

$$H_{g1} = 58 \frac{\text{kJ}}{\text{kg aire seco}}$$

Para el aire a la salida:

$$H_{g2} = 34 \frac{\text{kJ}}{\text{kg aire seco}} + \left(122 \frac{\text{kJ}}{\text{kg aire seco}} - 34 \frac{\text{kJ}}{\text{kg aire seco}} \right) \frac{100}{100}$$

$$H_{g2} = 122 \frac{\text{kJ}}{\text{kg aire seco}}$$

3.4.2.2.3.4. Flujo másico del aire seco

Sustituyendo los valores en la ecuación 2.19 correspondientes a flujo másico de agua, temperatura de agua a la entrada y salida y entalpia de la mezcla a la entrada y a la salida, a una temperatura de agua caliente de 40,56 °C, tomados de la tabla E.2 se tiene:

$$G_s = \frac{349,77 \frac{\text{kg agua}}{\text{h}} \cdot \frac{4,184}{1} \frac{\text{kJ}}{\text{kg agua } ^\circ\text{C}} (40,56 - 27,22 \text{ } ^\circ\text{C})}{\left(58 \frac{\text{kJ}}{\text{kg aire seco}} - 54 \frac{\text{kJ}}{\text{kg aire seco}} \right)}$$

$$G_s = 29.476,764 \frac{\text{kg aireseco}}{\text{h m}^2}$$

3.4.2.2.4. Relación del flujo másico del agua y del aire

Para la temperatura del agua caliente de 40,56 °C con los valores de la tabla E.2, se tiene:

$$\frac{L_w}{G_s} = \frac{33.816,556 \frac{\text{kg agua}}{\text{h m}^2}}{29.476,764 \frac{\text{kg aire seco}}{\text{h m}^2}}$$

$$\frac{L_w}{G_s} = 1,147 \frac{\text{kg agua}}{\text{kg aireseco}}$$

3.4.2.2.5. Cálculo de la curva característica de relleno

3.4.2.2.5.1. Entalpia potencial

- Sustituyendo los valores de temperatura promedio de agua fría y agua caliente, tomados de la tabla E.2, en las ecuaciones 2.27, 2.28, 2.29, 2.30 respectivamente se tiene:

$$T_1 = 27,22 \text{ °C} + 0,1(40,56 \text{ °C} - 27,22 \text{ °C})$$

$$T_1 = 28,556 \text{ °C}$$

$$T_2 = 27,22 \text{ °C} - 0,1(40,56 \text{ °C} - 27,22 \text{ °C})$$

$$T_2 = 32,556 \text{ °C}$$

$$T_3 = 40,56 \text{ °C} + 0,1(40,56 \text{ °C} - 27,22 \text{ °C})$$

$$T_3 = 35,222 \text{ °C}$$

$$T_4 = 40,56 \text{ °C} - 0,1(40,56 \text{ °C} - 27,22 \text{ °C})$$

$$T_4 = 39,222 \text{ °C}$$

- Se determinan las entalpias de saturación a las temperaturas T_1 , T_2 , T_3 y T_4 .

$$H_1^* = 22,945 \text{ kJ/kg aire seco}$$

$$H_2^* = 28,203 \text{ kJ/kg aire seco}$$

$$H_3^* = 31,071 \text{ kJ/kg aire seco}$$

$$H_4^* = 37,763 \text{ kJ/kg aire seco}$$

Para transformar las unidades los valores de entalpia de saturación determinados anteriormente, estos se sustituyen en la ecuación 3.60:

$$H_1^* = 22,945 \text{ kcal/kg aire seco}$$

$$H_2^* = 28,203 \text{ kcal/kg aire seco}$$

$$H_3^* = 31,071 \text{ kcal/kg aire seco}$$

$$H_4^* = 37,763 \text{ kcal/kg aire seco}$$

- Tomando los valores de la tabla E.2 correspondientes a la temperatura de agua caliente de 40,56 °C, y sustituyendo en las ecuaciones 2.31, 2.32, 2.33 y 2.34 se tiene:

$$h_1 = 58 \text{ Kcal/Kg aire seco} + 0,1(1,147)(40,56 - 27,22) \text{ °C}$$

$$h_1 = 15,392 \text{ Kcal/Kg aire seco}$$

$$h_2 = 58 \text{ Kcal/Kg aire seco} + 0,4(1,147)(40,56 - 27,22) \text{ °C}$$

$$h_2 = 19,981 \text{ Kcal/Kg aire seco}$$

$$h_3 = 122 \text{ Kcal/Kg aire seco} - 0,4(1,147)(40,56 - 27,22) \text{ °C}$$

$$h_3 = 23,040 \text{ Kcal/Kg aire seco}$$

$$h_4 = 122 \text{ kcal/kg aire seco} - 0,1(1,147)(40,56 - 27,22) \text{ °C}$$

$$h_4 = 27,629 \text{ kcal/kg aire seco}$$

- A partir de la ecuación 2.26, sustituyendo el valor de H_I^* y h_I tomados de las tablas E.3 y E.4, correspondientes a una temperatura de agua caliente de 40,56 °C, se tiene:

$$\Delta h_I = (22,945 - 15,392) \text{ kcal/kg aire seco}$$

$$\Delta h_I = 7,553 \text{ kcal/kg aire seco}$$

Se repite el cálculo para las diferentes relaciones L_w/G_s . Posteriormente se determina el inverso del valor anterior:

$$1/\Delta h_I = 0,132 \text{ kg aire seco/kcal}$$

Todos los resultados se muestran en la tabla E.5.

3.4.2.2.5.2. Cálculo de la característica termodinámica

Sustituyendo en la ecuación 2.25 los valores correspondientes tomados de las tablas E.2 y E.4, para la relación L_w/G_s de operación, se tiene:

$$\frac{K_a \cdot V}{L_w} = 1,591$$

Posteriormente se realizaron variaciones de la relación L_w/G_s (desde 0,25 a 2,5) y se determinaron los valores de $K_a \cdot V/L_w$, siguiendo el mismo procedimiento antes explicado. Los resultados se muestran en la tabla E.5.

3.4.2.2.5.3. Curva característica de relleno

Se aplica la ecuación 2.24 para determinar el valor de $Ka.V/L_w$ para la relación L_w/Gs determinada. Aplicando la ecuación para el primer valor de la relación L_w/Gs tomados de la tabla E.5, se tiene:

$$\frac{Ka.V}{L_w} = 0,07 + 0,147 \cdot (0,5)^{-0,47}$$

$$\frac{Ka.V}{L_w} = 2,570$$

Se repite el mismo procedimiento para los restantes valores de relación L_w/Gs de la tabla mencionada y los resultados se muestran en la tabla E.6.

3.4.2.2.6. Determinación del punto de diseño

Se grafican los valores de $Ka.V/L_w$ vs. L_w/Gs , encontrados en las tablas E.5 y E.6, obteniéndose la figura E.4. El punto de intersección entre ambas curvas es el correspondiente al punto de diseño, y este es:

Punto de Diseño = 2.

3.4.2.2.7. Cálculo del rango

Utilizando los valores correspondientes a las temperaturas de entrada y salida de la torre, encontrados en la tabla E.2, se tiene que el rango es:

$$Ra = (40,76 - 27,22) \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$Ra = 13,33 \text{ } ^\circ\text{C}$$

3.4.2.2.8. Cálculo de la aproximación

Sustituyendo en la ecuación 2.21 los valores correspondientes, tomados de la tabla E.2.

$$Ap = (27,22 - 20,39) \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$Ap = 6,83 \text{ } ^\circ\text{C}$$

3.4.2.2.9. Calor húmedo promedio

Usando la ecuación 2.12 y sustituyendo los valores correspondientes, tomados de la tabla E.2, se tiene:

$$\overline{Cs} = \left(\frac{0,47 + 0,24}{2} \right) \frac{\text{kcal}}{\text{kg aire sec o}}$$

$$\overline{Cs} = 0,353 \frac{\text{kcal}}{\text{kg aire sec o}}$$

3.4.2.2.10. Cálculo del número de unidades transferencia

Sustituyendo los valores de la tabla E.2 en la ecuación 3.62, se tiene:

$$n = \frac{122-58}{6} = 10,67$$

- Los valores de la entalpia H_g se presentan en la tabla E.8, se repite el cálculo para las diferentes entalpias del aire. Luego con cada valor se busca en la figura E.2 los respectivos valores de H_i^* . Para el primer valor tomado:

$$H_1^* = 84 \text{ kJ/kg aire seco}$$

- A partir de la ecuación 3.64, sustituyendo el valor de H_1^* y H_{g1} , tomados de la tabla E.8:

$$\Delta h = (84 - 58) \text{ kcal/kg aire seco}$$

$$\Delta h = 26 \text{ kcal/kg aire seco}$$

Se repite el cálculo para las diferentes entalpias, para posteriormente determinar el inverso del valor:

$$1/\Delta h_1 = 0,04 \text{ Kg aire seco/ Kcal}$$

Los resultados se muestran en la tabla E.8.

- Finalmente, al sustituir los valores del inverso de las diferencias de entalpia, encontrados en la tabla E.8, en la ecuación 3.61, se tiene:

$$\text{Unt} = 1,574$$

3.4.2.2.11. Calculo de altura de la unidad de transferencia

Al sustituir en la ecuación 3.65 los valores de altura de la torre y número de unidades de transferencia, se tiene:

$$Ht = \frac{3,63 \text{ m}}{1,574}$$

$$Ht = 2,307 \text{ m}$$

3.4.2.2.12. Coeficiente de transferencia de masa

Sustituyendo los valores correspondientes de las tablas E.2 y E.8 en la ecuación 3.67, se tiene:

$$Kya = \frac{29.476,764 \text{ (kg aire sec o/m}^2 \text{ h)}}{2,307 \text{ m}}$$

$$Kya = 12.778,502 \text{ kg aire sec o/ h m}^2$$

Despejando de la ecuación 3.66 y sustituyendo los valores respectivos, se tiene:

$$hca = 12.778,502 \text{ kg aire seco/h.m}^3 \cdot 0,353 \text{ kcal /kg aire seco } ^\circ\text{C}$$

$$hca = 4.505,428 \text{ kcal/h m}^3 \cdot ^\circ\text{C}$$

3.4.2.2.13. Volumen del relleno

Sustituyendo los valores de la tabla E.9 en la ecuación 3.68, se tiene:

$$V = 3,63 \text{ m} \cdot 9 \text{ m}^2$$

$$V = 32,67 \text{ m}^3$$

3.4.3. Diseño del sistema de enfriamiento con propano

El sistema de enfriamiento con propano que se encuentra en las instalaciones de la planta, que está siendo utilizado actualmente fue simulado con la información obtenida de este, de esta forma se determinó que se puede utilizar parte de la masa de propano existente para enfriar la corriente de gas que entra a la planta con una temperatura superior a la de diseño.

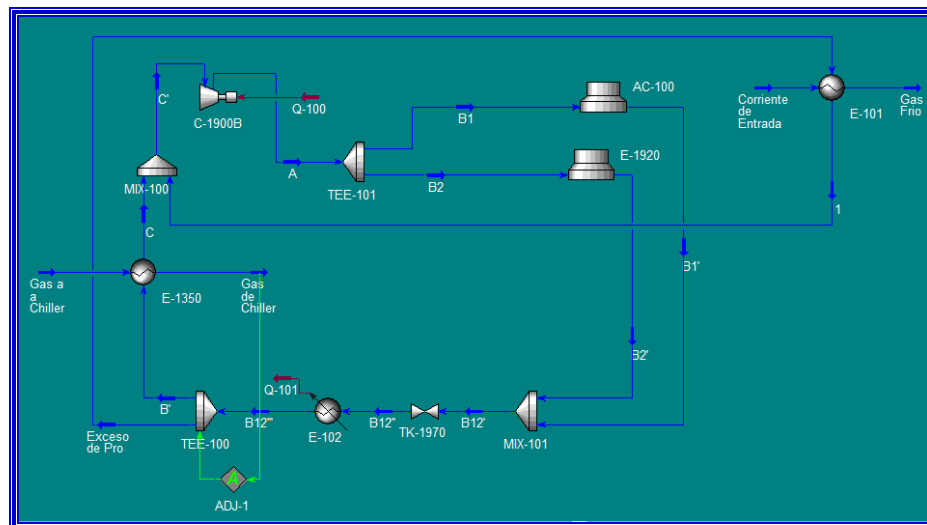


Figura 3.3. Simulación del proceso de enfriamiento con propano.

De acuerdo a la simulación efectuada, usando el programa Hysys Plant, se estimó que se puede utilizar el 75 % de la cantidad total de propano para enfriar la corriente de gas que se desea tratar, entonces se debe añadir un intercambiador de calor de tubo y coraza, para realizar este enfriamiento.

La temperatura de salida del propano, del nuevo intercambiador de calor es mayor (94,08 °F) a la temperatura de salida del propano del chiller que ya funcionaba en el proceso (44,0 °F), debido a esto, al mezclar esta dos corrientes para luego introducirlas al compresor, se produce un aumento de temperatura, lo que hace que del compresor salga la corriente más caliente (184,8 °F) que antes de mezclarlas (149 °F), lo que ocasiona que el condensador no pueda retirar la energía suficiente para alcanzar la temperatura a la que fue diseñado. Debido a esto es necesario utilizar otro equipo (aeroenfriador) para tratar parte del propano y así conseguir las condiciones deseadas, para luego pasarlo por la válvula expansora y recircularlo al sistema.

Los diseños del intercambiador de calor y del aeroenfriador que deben añadirse al sistema se hacen de la misma manera que los diseños anteriores, obteniéndose:

- Un intercambiador de calor con un área de transferencia de calor de **4.551,571 pie^2** , **869 tubos**, de **1 pulg** de diámetro, BWG 16, de **20 pie** de longitud, con un diámetro de carcasa de **43 pulg**, dos pasos por los tubos, con caída de presión de **0,669 psi** y un paso por la carcasa con caída de presión de **1,512 psi**.
- Un aeroenfriador, que se instalará en paralelo al aeroenfriador existente, con un área de transferencia de calor de **35.579,867 pie^2** , **319 tubos**, de **1 pulg** de diámetro, BWG 16, de **20 pie** de longitud, un paso por los tubos, con caída de presión de **0,115 psi**, **2 ventiladores**, de **9 pie** de diámetro y **4 HP** de potencia.

3.5. ESTIMACIÓN DE COSTOS DE LOS SISTEMAS DE ENFRIAMIENTO EVALUADOS.

3.5.1. Estimación del costo de los aeroenfriadores.

3.5.1.1. Costo base

De la figura C.10 para un área calculada de 90.048,00 pie^2 se tiene un costo para el año 1968 de:

$$C_b = 48.000,00 \$$$

3.5.1.2. Ajuste del costo

De la tabla C.7, los factores de ajuste son:

Para presiones de 1.000 psi, $F_p = 1,15$

Para longitudes de 30 pie, $F_t = 0,15$

Para acero al carbono, $F_m = 0$

Sustituyendo estos valores en la ecuación 3.69:

$$C_{job} = 48.000,00 \$(1,15 + 0,15 + 0)$$

$$C_{job} = 62.400,00 \$$$

3.5.1.3. Costo del módulo

Para enfriadores por aire, de la tabla C.6:

$$F_{md} = 2,54$$

Introduciendo los valores en la ecuación 3.71:

$$C_{md} = 48.000,00 \$(2,54)$$

$$C_{md} = 121.920,00 \$$$

3.5.1.4. Ajuste del costo del módulo

Sustituyendo los valores de los costos del modulo, costo base y costo base ajustado en la ecuación 3.72, se tiene:

$$C_{mda} = (121.920,00 + (62.400,00 - 48.000,00)) \$$$

$$C_{mda} = 136.320,00 \$$$

3.5.1.5. Costo actual

Los índices de costos para el año 1968 y el actual se obtuvieron de la *Chemical Engineering*, donde:

$$I_p = 113,7 \text{ (para el año 1968)}$$

$$I_a = 575,4 \text{ (para diciembre de 2008)}$$

Sustituyendo los valores correspondientes en la ecuación 3.73:

$$C_a = 136.320,00 \frac{575,4}{113,7}$$

$$C_a = 689.872,72 \$$$

3.5.1.6. Costo total del equipo

Añadiendo el 15% de contingencia al costo actual, de la ecuación 3.74:

$$C_t = 1,15(689.872,72 \$)$$

$$C_t = 793.353,63 \$$$

Ya que son dos aerofriadores iguales, entonces este costo se multiplica por dos y el costo total del sistema de enfriamiento es:

$$C_s = 1.586.707,25 \$$$

3.5.2. Estimación del costo de los intercambiadores de calor

3.5.2.1. Costo base

De la figura D.9 para un área calculada de $2.865,466 \text{ pie}^2$ se tiene un costo para el año 1968 de:

$$C_b = 17.000,00 \$$$

3.5.2.2. Ajuste del costo

De la tabla D.3, los factores de ajuste de acuerdo al tipo de intercambiador y a la presión de diseño son:

Para intercambiador de calor de cabezal flotante, $F_d = 1$

Para presiones de 1.000 psi, $F_p = 0,05$

De la tabla D.4, el factor de ajuste para el tipo de material de la carcaza y los tubos es:

Para la carcaza y los tubos de acero al carbono, $F_m = 1$

Sustituyendo estos valores en la ecuación 3.70:

$$C_{fob} = 17.000,00 \$(1)(1 + 0,55)$$

$$C_{fob} = 26.350,00 \$$$

3.5.2.3. Costo del módulo

Para intercambiadores de calor, de la tabla C.6:

$$F_{md} = 3,39$$

Introduciendo los valores en la ecuación 3.71:

$$C_{md} = 17.000,00 \$(3,39)$$

$$C_{md} = 57.630,00 \$$$

3.5.2.4. Ajuste del costo del módulo

Sustituyendo los valores de los costos del modulo, costo base y costo base ajustado en la ecuación 3.72, se tiene:

$$C_{mda} = (57.630,00 + (26.350,00 - 17.000,00)) \$$$

$$C_{mda} = 66.980,00 \$$$

3.5.2.5. Costo actual

Los índices de costos para el año 1968 y el actual son los mismos que los utilizados en la estimación de costos de los aerofriadores.

Sustituyendo los valores correspondientes en la ecuación 3.73:

$$C_a = 66.980,00 \frac{575,4}{113,7}$$

$$C_a = 338.964,75 \$$$

3.5.3.6. Costo total del equipo

Añadiendo el 15% de contingencia al costo actual, de la ecuación 3.74:

$$C_t = 1,15(338.964,75 \$)$$

$$C_t = 389.809,46 \$$$

Ya que los dos intercambiadores de calor son exactamente iguales, entonces este costo se multiplica por dos y el costo de los intercambiadores es:

$$C_i = 779.618,92 \$$$

El costo de la torre de enfriamiento para un flujo de calor de 16,579 *MMBTU/h* es:^[22]

$$C_{torre} = 474.000,00 \$$$

El costo total del tren de enfriamiento, compuesto por los dos intercambiadores de calor y la torre de enfriamiento es:

$$C_{si} = C_i + C_{torre} = (779.618,92 + 474.000,00)\$$$

$$C_{si} = 1.253.618,92 \$$$

3.5.3. Estimación de costo del sistema de enfriamiento con propano

Los costos del intercambiador de calor y el aeroenfriador se determinan de la misma que para los otros sistemas, obteniéndose como valores:

- Para el intercambiador de calor: $C_t = 481.529,34$ \$
- Para el aerofriador: $C_t = 307.284,86$ \$

Entonces el costo total del sistema es:

$$C_{si} = (481.529,34 + 307.284,86) \$$$

$$C_{si} = 788.814,20 \$$$

CAPITULO IV

ANALISIS DE RESULTADOS

El objetivo principal de este proyecto es enfriar la corriente de entrada a la planta de extracción de líquidos de gas natural WX-1, la cual se encuentra a 130 °F y según el diseño de la planta debería entrar en un rango entre 90 °F y 110 °F. Para lograr este enfriamiento se diseñaron varios sistemas con el fin de evaluar cada uno y en base a los resultados obtenidos determinar cuál es la mejor opción técnico-económica que se podría implementar.

El primer sistema evaluado fue el de dos aeroenfriadores conectados en serie, los cuales llevarían la temperatura de la corriente de gas en cuestión, desde 130 °F a 100 °F, valor que se encuentra dentro del rango establecido por el diseño de la planta. Ambos equipos poseen las mismas características de diseño, las cuales se presentan en la siguiente tabla:

Como ya fue mencionado, la temperatura requerida para la corriente de gas está entre 90 °F y 110 °F, la cual no es alcanzada en el aeroenfriador A-1, lo que justifica la instalación de un segundo aeroenfriador en serie al primero, alcanzando así una temperatura final de 100 °F, la cual está dentro del rango establecido.

El diseño de los enfriadores por aire estuvo sujeto a las normas establecidas en el manual de la GPSA, garantizando así un diseño estándar.

Tabla 4.1. Especificaciones de diseño del aroenfriador A-1.

Temperatura de entrada del aire (°F)	90,00	
Temperatura de salida del aire (°F)	109,055	
Temperatura de entrada del gas (°F)	130,00	
Temperatura de salida del gas (°F)	115,00	
DTMe	21,08	
Área de transferencia de calor (pie ²)	90.636,00	
Área de flujo (pie ²)	840,00	
Anchura de la unidad (pie)	24,00	
Longitud de la unidad (pie)	35,00	
Números de tubos	464	
Número de pasos por los tubos	1	
Diámetro externo de los tubos (pulg)	1,00	
Coefi.transf de calor total(BTU/hpie ² °F)	4,863	
Numero de ventiladores	3	
Área del ventilador (pie ²)	112,00	
Diámetro del ventilador (pie)	11,00	
Potencia requerida/ventilador (HP)	20,00	
Lado del ventilador	Tubos	Aire
Velocidad másica (lb/pie ² s)	138,397	2.418,680
Coeficiente de película(BTU/hpie ² °F)	462,750	8,1
Caída de presión (psi)	4,410	0,383

El diseño de los enfriadores por aire fresco es iterativo, para ello es necesario hacer ciertas suposiciones básicas establecidas en la sección 3.4.1, las cuales permitieron obtener un coeficiente de transferencia de calor total en los tubos de 4,863 BTU/hpie²°F.

La temperatura de salida del gas fue establecida, de manera que el diseño del equipo garantice el enfriamiento de la corriente de gas que entra a la planta.

Para el aerofriador A-1, al realizar los cálculos térmicos el calor transferido es 9,291 MMBTU/h, la temperatura de salida del aire es 115 °F, el área de transferencia de calor requerida es 90.636,00 pie², la longitud de los tubos en este caso es de 35 pie ya que es la recomendada para el diseño por la norma GPSA , los tubos tienen un arreglo triangular de espaciamiento 2^{1/2} pulgadas, proporcionando así un tiempo de residencia alto del aire en los tubos, son 464 tubos de acero al carbono, de 1 pulg de diámetro externo, de BWG 16, el diámetro del ventilador necesario es 11 pie y una potencia del motor para cada ventilador de 20 hp, la velocidad másica en los tubos es mucho menor que en el aire, lo cual es lógico ya que se requiere que el gas fluya de manera lenta en los tubos para facilitar más aun su enfriamiento, el coeficiente de película en los tubos es mayor esto debido a que la transferencia de calor se da lugar en los tubos. El diseño del enfriador bajo estos parámetros es aceptable ya que la caída de presión en el lado de los tubos es 4,410 psi, menor que la permitida. El aerofriador estaría conformado por 1 bahía de 3 ventiladores, con una longitud 35 pie, un ancho de 24 pie y 4 filas de tubos.

El segundo aerofriador instalado posee las mismas características físicas de diseño: 35 pie de longitud, 24 pie de ancho, 464 tubos de acero al carbono, de BWG 16, de 1 pulg de diámetro externo, 1 bahía, 4 filas de tubos, 3 ventiladores de 11 pie de diámetro y 20 HP de potencia, el cual llevará la corriente de gas desde una temperatura de 115 °F a 100 °F.

A estos equipos se les estimó un costo, el cual no incluye costos de transporte, instalación y mantenimiento, este costo se determinó utilizando el método de Guthier, obteniéndose como resultado que cada aerofriador valdría **793.353,63 \$**, y el costo del sistema completo de enfriamiento, compuesto por los dos (2) aerofriadores es de **1.586.707,25 \$**.

El segundo sistema de enfriamiento evaluado es aquel compuesto por dos intercambiadores de calor de tubo y coraza, conectados en paralelo, permitiendo de esta manera manejar la misma cantidad de gas a las mismas condiciones de operación; que funcionan con agua de enfriamiento, para lo cual se necesita una torre de enfriamiento, para acondicionar el agua que se utiliza en el proceso para lograr la disminución de temperatura.

Los dos intercambiadores de calor son iguales, ya que manejan el mismo flujo de gas, a las mismas condiciones, las características de diseño se presentan en la tabla siguiente:

Tabla 4.2. Especificaciones de diseño de los intercambiadores de calor I-1 e I-2.

Área de transferencia de calor (pie ²)	2.865,466
Temperatura de entrada del gas (°F)	130,00
Temperatura de salida del gas (°F)	103,69
Temperatura de entrada del agua (°F)	81,00
Temperatura de salida del agua (°F)	105,00
Longitud requerida (pie)	10.945,248
Longitud estándar (pie)	20,00
Numero de tubos	547
Diámetro externo de los tubos (pulg)	1,00
Diámetro interno de la carcaza (pulg)	34,00
Coef.transf de calor total (BTU/hpie ² F)	151,77
Numero de pasos por los tubos	2
Área de flujo en los tubos (pie ²)	1,129
Área de flujo en la carcaza (pie ²)	0,514
Velocidad másica en los tubos (lb/hpie ²)	422.629,203
Velocidad másica en la carcaza (lb/hpie ²)	652.686,605
Coefi.convec en los tubos (BTU/h pie ² °F)	390,599
Coefi.convec en la carcaza (BTU/hpie ² °F)	972,129

Coef.transf.de calor limpio (BTU/h pie ² °F)	278,642
Factor de obstrucción hpie ² °F/BTU	0,003
Caída de presión en los tubos (psi)	0,416
Caída de presión en la carcaza (psi)	18,575

El diseño de los intercambiadores de calor I-1 e I-2 se basó siguiendo las normas estándares de diseño de la norma TEMA. Al igual que los aerofriadores, el diseño de los intercambiadores de calor es un proceso iterativo. Al realizar los cálculos térmicos en cada equipo se obtiene un calor transferido de 8,290 MMBTU/h, en cada uno, el área de transferencia de calor requerida es 2.285,466 pie² para una longitud de 10.945,248 pie, para cada equipo. La longitud estandarizada por las industrias petroleras, petroquímica y carboníferas nacional (IPPCN) para los tubos en los intercambiadores de calor es 20 pie, por lo tanto, se requieren 547 tubos en el interior de la carcaza, para cada intercambiador.

El arreglo de los tubos en el interior de la carcaza es de tipo triangular de 30°, este arreglo permite una mayor transferencia de calor por pie², que un arreglo en cuadro, y se puede usar ya que el factor de ensuciamiento es pequeño.

Hay tres puntos importantes que considerar en el diseño de un intercambiador de calor:

1. ¿Qué coeficiente de transferencia de calor limpio, U_c , puede lograrse por los dos fluidos como resultados de su flujo y sus coeficientes de película individuales h_{i0} y h_{o0} ?
2. Del balance de calor, del área de transferencia de calor conocida, y de la media logarítmica de la diferencia de temperatura del proceso, se obtiene un valor de diseño del coeficiente de transferencia de calor total U . U_c debe exceder a U suficientemente,

de manera que el factor de obstrucción, que es la medida del exceso de superficie, permita la operación del intercambiador de calor por un periodo de servicio razonable.

3. La caída de presión permitida para las corrientes no debe excederse.

Cuando estas condiciones han sido alcanzadas, el intercambiador en existencia es apropiado para las condiciones de proceso, para las cuales ha sido diseñado. [2]

La caída de presión a través de un intercambiador de calor está relacionada directamente con la potencia de bombeo y se relaciona indirectamente con la razón de transferencia de calor, ya que controla las velocidades de flujo y, por lo tanto, la razón de flujo de masa y los coeficientes de transferencia de calor conectivo^[8]; es por ello, que para el coeficiente de transferencia total de calor supuesto se varía el número de pasos del fluido caliente (gas) por los tubos, a fin de establecer un balance económico en el diseño del intercambiador de calor.

Para un coeficiente de transferencia de calor $151,77 \text{ BTU/h pie}^{2\circ\text{F}}$ y 2 pasos del gas por los tubos se obtienen un factor de obstrucción de $0,003 \text{ h pie}^{2\circ\text{F}}/\text{BTU}$ que es un valor aceptable, en comparación con el factor de obstrucción permitido, para lograr un periodo de mantenimiento razonable, la caída de presión tanto en la carcasa como en los tubos no excede la permitida logrando tener un diseño aceptable.

Aplicando la norma TEMA a los intercambiadores de calor I-1 e I-2, se tiene un intercambiador de tipo AES.

Los equipo se fabricarán de acuerdo a los patrones de la clase R, y así cumplir con todos los requisitos para los servicios que involucran una transferencia de calor elevada.^[13]

El costo de cada intercambiador se obtuvo, de igual manera mediante el método de Guthier, arrojando un valor de **389.809,46 \$**, para un costo total de ambos intercambiadores de calor de **779.618,92 \$**.

La torre de enfriamiento que acompaña a este sistema se diseñó en base a la información de las medida de largo, ancho y alto obtenidas de un sitio en internet de un fabricante, para un flujo de agua establecido. Las características de diseño de la torre se encuentran reflejadas en la tabla siguiente:

Tabla 4.3. Especificaciones de diseño de la torre de enfriamiento TE-1.

Área de transferencia de calor (m ²)	9,00
Temperatura del agua de entrada (°C)	40,56
Temperatura del agua de salida (°C)	27,22
Temperatura del aire de entrada (°C)	27,00
Temperatura del aire de salida (°C)	33,89
Flujo volumétrico de agua (gpm)	1.340,00
Altura de la torre (m)	3,63
Ancho de la torre (m)	1,50
Longitud de la torre (m)	6,00
Número de módulos	3
Volumen de relleno (m ³)	32,67
Número de unidades de transferencia	1,574
Altura de la unidad de transferencia (m)	2,307
Coefi. de transf. de masa (kcal/h m ³ °C)	4.505,482

La torre diseñada va a acondicionar el agua que se utiliza en los intercambiadores de calor, disminuyendo la temperatura para luego recircularla al proceso. La torre será de tiro mecánico de tipo inducido, con flujo en contracorriente, se escoge el flujo en contracorriente debido a que es más eficaz ya que el agua más fría entra en contacto con el aire más frío, logrando así un potencial máximo de entalpía. La longitud de la torre es de 6,00 m, 1,50 m de ancho y 3,63 m de altura,

dividida en tres módulos, con un ventilador cada uno, va a trabajar con el aire a condiciones atmosféricas, con un flujo de agua total de 1.340,00 gpm, la cual entra a 33,89 °C.

El número de unidades de transferencia es de 1,574, con una altura de 2,307 m, obteniéndose así un volumen de relleno de 32,67 m³. El relleno utilizado es madera, de salpicadura de tipo H (figura E.1), debido a la eficiencia que estos proporcionan.

El costo de la torre se determinó mediante el uso de un sitio en internet que proporciona toda esta información (MATCH.COM), a través de este medio se obtuvo un valor de costo de la torre de enfriamiento de 474.000,00 \$.

Ya que el tren de enfriamiento está compuesto por los dos intercambiadores de calor y la torre de enfriamiento, se tiene un costo total del sistema de 1.253.618,92 \$.

El último sistema de enfriamiento evaluado es el acondicionamiento del sistema de refrigeración con propano que se encuentra operando actualmente en la planta. Mediante el uso del simulador Hysys Plant, se determinó que se puede utilizar el 75 % del flujo total de propano para enfriar la corriente de gas que entra a la planta en sobre especificación de temperatura.

El enfriamiento se lleva a cabo en intercambiador de calor de tubo y coraza, pero la temperatura del propano a la salida de este equipo es mayor a la temperatura de salida del chiller que funciona actualmente, al mezclar estas dos corrientes, la temperatura de la corriente que va al compresor de propano es mayor que antes de mezclarlas, ocasionando que la temperatura a la salida del compresor sea mayor y por ende el condensador que está actualmente en operación no logra eliminar la energía

necesaria para alcanzar las condiciones deseadas, debido a esto se emplea un aerofriador, instalado en paralelo al que actualmente se encuentra en la planta, de manera que este nuevo aerofriador acondicione parte del flujo de propano y así alcanzar las condiciones requeridas para que el refrigerante sea recirculado al proceso y alcanzar las temperaturas deseadas en las dos corrientes de gas tratadas.

Las especificaciones los dos nuevos equipos diseñados se presentan a continuación:

Tabla 4.4. Especificaciones de diseño del intercambiador de calor I-3.

Área de transferencia de calor (pie ²)	4.551,571
Temperatura de entrada del gas (°F)	130,00
Temperatura de salida del gas (°F)	102,07
Temperatura de entrada del propano (°F)	21,10
Temperatura de salida del propano (°F)	94,08
Longitud requerida (pie)	17.385,679
Longitud estándar (pie)	20,00
Numero de tubos	869
Diámetro externo de los tubos (pulg)	1,00
Diámetro interno de la carcaza (pulg)	43,00
Coef.transf de calor total (BTU/h pie ² °F)	90,44
Numero de pasos por los tubos	2
Área de flujo en los tubos (pie ²)	1,794
Área de flujo en la carcaza (pie ²)	0,514
Velocidad másica en los tubos (lb/h pie ²)	532.055,637
Velocidad másica en la carcaza (lb/h pie ²)	198.399,135
Coefi. convec en los tubos (BTU/h pie ² °F)	509,545
Coefi. convec en la carcaza (BTU/h	140,960
Coef.transf.de calor limpio (BTU/h pie ² °F)	110,415
Factor de obstrucción h pie ² °F/BTU	0,002
Caída de presión en los tubos (psi)	0,669
Caída de presión en la carcaza (psi)	1,512

Tabla 4.5. Especificaciones de diseño del aerofriador A-3.

Temperatura de entrada del aire (°F)	90,00	
Temperatura de salida del aire (°F)	105,114	
Temperatura de entrada del propano (°F)	184,80	
Temperatura de salida del propano (°F)	112,00	
DTMe	34,96	
Área de transferencia de calor (pie ²)	35.579,867	
Área de flujo (pie ²)	330,00	
Anchura de la unidad (pie)	16,50	
Longitud de la unidad (pie)	20,00	
Números de tubos	319	
Número de pasos por los tubos	1	
Diámetro externo de los tubos (pulg)	1,00	
Coefi. transf de calor total(BTU/h pie ² °F)	1,588	
Numero de ventiladores	2	
Área del ventilador (pie ²)	66,00	
Diámetro del ventilador (pie ²)	9,00	
Potencia requerida/ventilador (HP)	4,00	
Lado del ventilador	Tubos	Aire
Velocidad másica (lb/pie ² s)	11,508	1.640,689
Coeficiente de película(BTU/h pie ² °F)	54,774	6,6
Caída de presión (psi)	0,115	0,187

El diseño del intercambiador de calor I-3, igual que los diseños anteriores, se basó siguiendo las normas estándares de diseño de la norma TEMA. Al realizar los cálculos térmicos del intercambiador se obtiene un calor transferido de 19,850 MMBTU/h, el área de transferencia de calor requerida es 4.551,571 pie² para una longitud de 17.385,679 pie. La longitud estandarizada por las industrias Petroleras, Petroquímica y Carboníferas nacional (IPPCN) para los tubos en los intercambiadores de calor es 20 pie, por lo tanto, se requieren 869 tubos en el interior de la carcaza, y el arreglo de los tubos en el interior de la carcaza es de tipo triangular de 30°.

Para un coeficiente de transferencia de calor $90,44 \text{ BTU/h pie}^2\text{°F}$ y 2 pasos del gas por los tubos se obtienen un factor de obstrucción de $0,002 \text{ h pie}^2\text{°F/BTU}$, igual al permitido, la caída de presión en la carcasa es de $1,512 \text{ psi}$ y en los tubos es de $0,669$; no sobrepasan los valores permitidos, por lo tanto el diseño obtenido es aceptable para el servicio requerido.

Aplicando la norma TEMA al intercambiador de calor, se tiene un intercambiador de tipo AES y será de clase R.

El costo del intercambiador se obtuvo, de igual manera que para los anteriores, mediante el método de Guthier, arrojando un valor de **481.529,34 \$**.

Como ya fue mencionado, es necesario dividir la corriente que sale del compresor de propano para lograr enfriar todo de $184,8 \text{ °F}$ hasta 112 °F , instalando un aerofriador en paralelo al que actualmente opera.

El diseño del aerofriador estuvo sujeto a las normas establecidas en el manual de la GPSA, garantizando así un diseño estándar.

Al realizar los cálculos térmicos el calor transferido es $1,975 \text{ MMBTU/h}$, la temperatura de salida del propano es 112 °F , el área de transferencia de calor requerida es $35.579,867 \text{ pie}^2$, con un coeficiente global de transferencia de calor de $1,588 \text{ BTU/h pie}^2\text{°F}$, la longitud de los tubos en este caso es de 20 pie , los tubos tienen un arreglo triangular de espaciamiento $2^{1/2}$ pulgadas, son 319 tubos de acero al carbono, de 1 pulg de diámetro externo, de BWG 16, el diámetro del ventilador necesario es 9 pie y una potencia del motor para cada ventilador de 4 hp , la velocidad másica en los tubos es $11,508 \text{ lb/pie}^2\text{s}$ y la del aire es $1.640,689 \text{ lb/pie}^2\text{s}$, lo cual facilita el enfriamiento, el coeficiente de película en los tubos es de $54,774 \text{ BTU/h pie}^2\text{°F}$ y el del aire es $6,6 \text{ BTU/h pie}^2\text{°F}$. El diseño del enfriador bajo estos parámetros es aceptable ya que la caída de presión en el lado de los tubos es $0,115 \text{ psi}$, menor que

la permitida. El aeroenfriador estaría conformado por 1 bahía de 2 ventiladores, con una longitud 20 pie, una anchura de 16,5 pie y 4 filas de tubos.

El costo de este aeroenfriador es de **307.284,86 \$**, y el costo del sistema completo de enfriamiento, compuesto por el intercambiador de calor y el aeroenfriador es de **788.814,20 \$**.

Todos los sistemas de enfriamiento evaluados cumplen con el requerimiento de disminuir la temperatura de la corriente de gas que entra a la planta de extracción de líquidos del gas natural WX-1, desde 130 °F hasta una temperatura dentro del rango de 90 °F a 110 °F. Entonces la decisión de cual sistema de enfriamiento se puede implementar se basará en los costos totales de cada sistema.

Observando los resultados obtenidos de los costos de cada sistema de enfriamiento evaluado se puede establecer que la mejor opción técnico-económica que se debe implementar es el acondicionamiento del sistema de enfriamiento con propano, ya que el costo del sistema es el menor obtenido en comparación a los otros sistemas evaluados. Otra razón por la que es factible la implementación de ese sistema de enfriamiento es que ya se dispone del fluido refrigerante, usado para enfriar el gas, y este se encuentra en exceso en el sistema de enfriamiento que está operando actualmente en la planta.

CONCLUSIONES

- La corriente de gas que entra en la planta de extracción de líquidos WX-1 se encuentra a 130 °F, una temperatura superior al rango de temperaturas de operación de la planta.
- Las mejores opciones de enfriamiento, para disminuir la temperatura de la corriente de entrada a la planta de extracción de líquidos son los aerofriadores, los intercambiadores de calor, que operan con agua como fluido de enfriamiento y la refrigeración con propano.
- Para poder disminuir la temperatura de la corriente de gas que entra a la planta, mediante el uso de aerofriadores, es necesario usar dos de estos equipos conectados en serie.
- Para usar intercambiadores de calor para alcanzar una temperatura dentro del rango de diseño de la planta, se requiere de dos equipos acoplados en paralelo y la implementación de una torre de enfriamiento para acondicionar el agua que se usa en el proceso.
- El sistema de enfriamiento con propano que opera actualmente en la planta puede utilizarse para disminuir la temperatura de la corriente de entrada a la planta, ya que se puede usar el 75% del flujo actual de propano para acondicionar la corriente de gas en cuestión.
- Para utilizar la refrigeración con propano es necesario la instalación de un intercambiador de calor de tubo y coraza para lograr el enfriamiento del gas y un aerofriador extra para lograr la efectiva condensación del propano.

- La mejor opción técnico-económica que puede implementarse para disminuir la temperatura de la corriente de gas de entrada a la planta es el sistema de enfriamiento con propano con un costo total del sistema de 788.814,20 \$.

RECOMENDACIONES

- Revisar cuidadosamente los criterios de diseño establecidos para cada caso, de manera que correspondan con el servicio requerido y puedan obtenerse resultados aceptables.
- El sistema de bombeo de los fluidos a instalar deberá ser eficiente, para evitar acumulación de los fluidos, controlando así, la tasa de ensuciamiento en la parte interna de los intercambiadores de calor, sin sobrepasar la caída de presión permitida, teniendo de esta manera una buena transferencia de calor.
- El agua que se utiliza como fluido de enfriamiento debe ser tratada para evitar problemas como incrustaciones, corrosión entre otros, en las tuberías y equipos.
- Determinar la disponibilidad de espacio físico para la instalación del sistema de enfriamiento.
- Comparar precios entre fabricantes.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] API Standard 661, “**Air Cooled Heat Exchangers for General Refinery Services**”, 4ª edición (1997).
- [2] Button, D. y Singleton, W. “**Heat Exchangers**”, GULF Science & Technology Company Pittsburgh, October (1997).
- [3] Exxon Research and Engineering Company-Design Practices, “**Air Cooled Heat Exchanger**”, Sección 9-I, USA (1978).
- [4] Kreith, F. y Bohn, M., “**Principles of Heat Transfer**”, Harper & Row Publisher, 4ta edición, London, England (1975).
- [5] GPSA. “**Engineering Data Book**”. Volúmenes I y II, 11ª Edición (Electrónica) (2000).
- [6] Gregorig, Romano. “**Cambiadores de Calor**”. Ediciones URMO S.A. España (1979).
- [7] Holman, J. P. “**Transferencia de Calor**”. Editorial McGraw-Hill. 8ª edición.
- [8] J. De Acevedo y G Acosta, “**Manual de Hidráulica**”, Editorial Harla, 1era edición México (1996).
- [9] Jiménez G., Arturo, “**Diseño de Procesos en Ingeniería Química**”. Editorial Reverté, S.A. y Reverté Ediciones, S.A. de CV, España (2003).

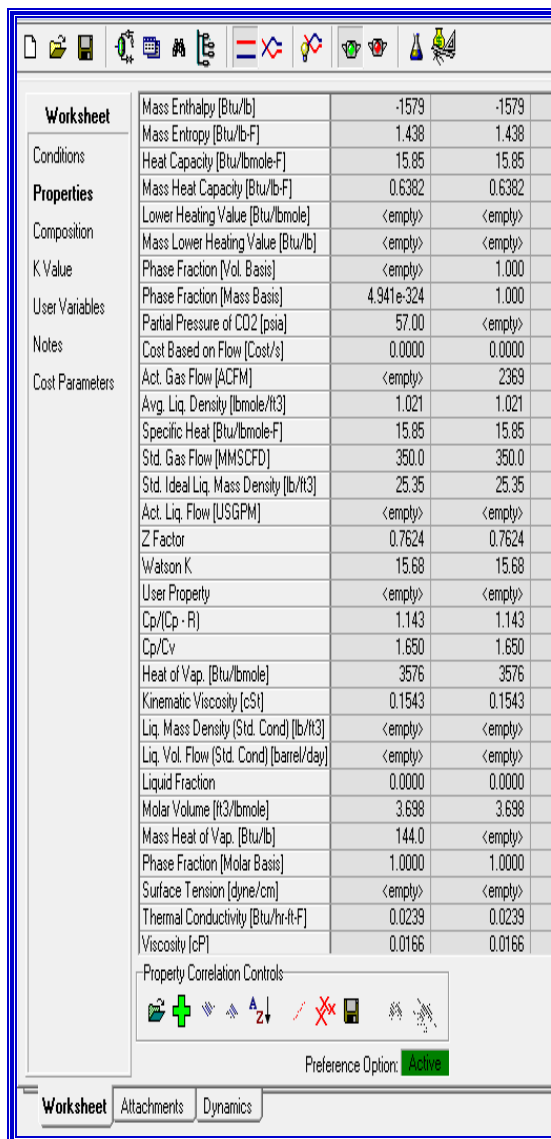
- [10] Karlekar, “**Transferencia de Calor**”, Editorial McGraw-Hill, segunda edición México (1994).
- [11] Kern, D. “**Procesos de Transferencia de Calor**”. Editorial McGraw-Hill, México (1998).
- [12] K. Mc Naughton, “**Bombas de selección, uso y mantenimiento**”, Editorial McGraw- Hill, 1era edición, México (1989).
- [13] Manual de Diseño de proceso “**Intercambiadores de Tubo y Carcaza**”, Norma PDVSA N °MOP-5-E, Octubre (1995).
- [14] Martínez, P. “**Torres de Enfriamiento. Diseño, Selección y Tratamiento**”. Trabajo de Ascenso. Profesor asistente, UDO- Anzoátegui (2000).
- [15] McCabe, W y Smith, J., “**Operaciones Unitarias en Ingeniería Química**”, Editorial McGraw-Hill, sexta edición, New York, (2000).
- [16] R. Perry, “**Manual del Ingeniero Químico**”. 7ª Edición, Editorial Mc Graw-Hill. Barcelona (2001).
- [17] Treybal, R., “**Operaciones de Transferencia de Masa**”, Editorial McGraw-Hill, segunda edición, México, DF. (1998).
- [18] CONAE. “**Modulo Torres de Enfriamiento**”, disponible en http://www.conae.gob.mx/wb/CONAE/CONA_511_19anexovi (2005).

- [19] **“Cooling Tower Design and Operation Consideration”**, disponible en <http://cheresources.com/>
- [20] **“Indices de Costos de la Chemical Engineering”**, disponibles en <http://www.eng-tips.com/viewthread.cfm?qid=242015&page1> (2009).
- [21] Maquinas y Motores Térmicos. **“Torres de Refrigeración”**, disponible en <http://www.sc.ehu.es/nmwmigaj/torre.htm> (2001).
- [22] MATCHE. COM, **“Estimación de costos de Torres de Enfriamiento”**, disponible en <http://www.matche.com> (2009).
- [23] Materiales Textiles, S.A de C.V. Mallas Industriales y Cribas. **“Eliminador de Nieblas ó Demister”**, disponibles en http://www.matexsa.com.mx/f_elimina.htm.
- [24] Quiminet. **“Los Procesos de Enfriamiento del Agua”**, disponibles en http://www.quiminet.com.mx/ar4/ar_%25DD%25F4%25951%25D7KZ.htm (2006).
- [25] Ralco Europa. **“Rellenos de tipo películas”**, disponible en [http://www.racloeuropa.com/imagenes/rell\\$.jpg](http://www.racloeuropa.com/imagenes/rell$.jpg) (2005).
- [26] **“Refrigeración en Motores y Generadores Eléctricos”**, <http://www.gestical.com/Intercambiadores.pdf>
- [27] Salas, C., **“Torre de Enfriamiento”**, Biblioteca virtual de la Universidad de los Andes disponible en <http://www.webdelprofesor.ula.ve/ingeniería/csalas/OPIV/Torres1.pdf> (2006).

- [28] “**Torres de Enfriamiento**”, disponible en <http://www.lenntech.com/espanol/Desinfeccion-del-agua/torres-enfriamiento.htm>
- [29] Universidad de Valloid. “**Torres de Tiro Forzado**”, disponibles en <http://www.iq.uva.es/separacion/archivos/tiroforzado.doc> (2006).
- [30] Universidad Nacional de Córdoba. “**Torre de Enfriamiento de Tiro Forzado**”. Disponible en <http://efn.unc.edu.ar/departamentos/aero/InvyDesa/Documentos/-ITorres.Pdf> (2000).

ANEXO A

Hojas de datos del simulador HYSYS PLANT



Property	Value 1	Value 2
Mass Enthalpy [Btu/lb]	-1579	-1579
Mass Entropy [Btu/lb-F]	1.438	1.438
Heat Capacity [Btu/lbmole-F]	15.85	15.85
Mass Heat Capacity [Btu/lb-F]	0.6382	0.6382
Lower Heating Value [Btu/lbmole]	<empty>	<empty>
Mass Lower Heating Value [Btu/lb]	<empty>	<empty>
Phase Fraction [Vol. Basis]	<empty>	1.000
Phase Fraction [Mass Basis]	4.941e-324	1.000
Partial Pressure of CO2 [psia]	57.00	<empty>
Cost Based on Flow [Cost/s]	0.0000	0.0000
Act. Gas Flow [ACFM]	<empty>	2369
Avg. Liq. Density [lbmole/ft3]	1.021	1.021
Specific Heat [Btu/lbmole-F]	15.85	15.85
Std. Gas Flow [MMSCFD]	350.0	350.0
Std. Ideal Liq. Mass Density [lb/ft3]	25.35	25.35
Act. Liq. Flow [USGPM]	<empty>	<empty>
Z Factor	0.7624	0.7624
Watson K	15.68	15.68
User Property	<empty>	<empty>
Cp/(Cp - R)	1.143	1.143
Cp/Cv	1.650	1.650
Heat of Vap. [Btu/lbmole]	3576	3576
Kinematic Viscosity [cSt]	0.1543	0.1543
Liq. Mass Density [Std. Cond] [lb/ft3]	<empty>	<empty>
Liq. Vol. Flow [Std. Cond] [barrel/day]	<empty>	<empty>
Liquid Fraction	0.0000	0.0000
Molar Volume [ft3/lbmole]	3.698	3.698
Mass Heat of Vap. [Btu/lb]	144.0	<empty>
Phase Fraction [Molar Basis]	1.0000	1.0000
Surface Tension [dyne/cm]	<empty>	<empty>
Thermal Conductivity [Btu/hr-ft-F]	0.0239	0.0239
Viscosity [cP]	0.0166	0.0166

Property Correlation Controls:

Preference Option: **Active**

Figura A.1. Propiedades de la corriente de entrada a la planta de extracción de líquidos del gas natural WX-1, a 130 °F.

Property	Value 1	Value 2
Mass Enthalpy [Btu/lb]	-1589	-1589
Mass Entropy [Btu/lb-F]	1.421	1.421
Heat Capacity [Btu/lbmole-F]	16.38	16.38
Mass Heat Capacity [Btu/lb-F]	0.6598	0.6598
Lower Heating Value [Btu/lbmole]	< empty >	< empty >
Mass Lower Heating Value [Btu/lb]	< empty >	< empty >
Phase Fraction [Vol. Basis]	< empty >	1.000
Phase Fraction [Mass Basis]	4.941e-324	1.000
Partial Pressure of CO2 [psia]	57.00	< empty >
Cost Based on Flow [Cost/s]	0.0000	0.0000
Act. Gas Flow [ACFM]	< empty >	2231
Avg. Liq. Density [lbmole/ft3]	1.021	1.021
Specific Heat [Btu/lbmole-F]	16.38	16.38
Std. Gas Flow [MMSCFD]	350.0	350.0
Std. Ideal Liq. Mass Density [lb/ft3]	25.35	25.35
Act. Liq. Flow [USGPM]	< empty >	< empty >
Z Factor	0.7369	0.7369
Watson K	15.68	15.68
User Property	< empty >	< empty >
Cp/(Cp - R)	1.138	1.138
Cp/Cv	1.726	1.726
Heat of Vap. [Btu/lbmole]	3576	3576
Kinematic Viscosity [cSt]	0.1457	0.1457
Liq. Mass Density [Std. Cond] [lb/ft3]	< empty >	< empty >
Liq. Vol. Flow [Std. Cond] [barrel/day]	< empty >	< empty >
Liquid Fraction	0.0000	0.0000
Molar Volume [ft3/lbmole]	3.483	3.483
Mass Heat of Vap. [Btu/lb]	144.0	< empty >
Phase Fraction [Molar Basis]	1.0000	1.0000
Surface Tension [dyne/cm]	< empty >	< empty >
Thermal Conductivity [Btu/hr-ft-F]	0.0238	0.0238
Viscosity [cP]	0.0166	0.0166

Property Correlation Controls:

Preference Option: **Active**

Worksheet | Attachments | Dynamics

Figura A.2. Propiedades de la corriente de salida del aerofriador A-1, a 115 °F.

Worksheet	Property	Value 1	Value 2
Conditions	Mass Enthalpy [Btu/lb]	-1599	-1599
	Mass Entropy [Btu/lb-F]	1.403	1.403
Properties	Heat Capacity [Btu/lb-mole-F]	17.12	17.12
	Mass Heat Capacity [Btu/lb-F]	0.6896	0.6896
Composition	Lower Heating Value [Btu/lb-mole]	<empty>	<empty>
	Mass Lower Heating Value [Btu/lb]	<empty>	<empty>
K Value	Phase Fraction [Vol. Basis]	<empty>	1.000
	Phase Fraction [Mass Basis]	4.941e-324	1.000
User Variables	Partial Pressure of CO2 [psia]	57.00	<empty>
	Cost Based on Flow [Cost/s]	0.0000	0.0000
Notes	Act. Gas Flow [ACFM]	<empty>	2087
	Avg. Liq. Density [lb-mole/ft ³]	1.021	1.021
Cost Parameters	Specific Heat [Btu/lb-mole-F]	17.12	17.12
	Std. Gas Flow [MMSCFD]	350.0	350.0
	Std. Ideal Liq. Mass Density [lb/ft ³]	25.35	25.35
	Act. Liq. Flow [USGPM]	<empty>	<empty>
	Z Factor	0.7078	0.7078
	Watson K	15.68	15.68
	User Property	<empty>	<empty>
	Cp/(Cp - R)	1.131	1.131
	Cp/Cv	1.826	1.826
	Heat of Vap. [Btu/lb-mole]	3576	3576
	Kinematic Viscosity [cSt]	0.1373	0.1373
	Liq. Mass Density (Std. Cond) [lb/ft ³]	<empty>	<empty>
	Liq. Vol. Flow (Std. Cond) [barrel/day]	<empty>	<empty>
	Liquid Fraction	0.0000	0.0000
	Molar Volume [ft ³ /lb-mole]	3.258	3.258
	Mass Heat of Vap. [Btu/lb]	144.0	<empty>
	Phase Fraction [Molar Basis]	1.0000	1.0000
	Surface Tension [dyne/cm]	<empty>	<empty>
	Thermal Conductivity [Btu/hr-ft-F]	0.0238	0.0238
	Viscosity [cP]	0.0168	0.0168

Property Correlation Controls:

Preference Option: Active

Worksheet | Attachments | Dynamics

Figura A.3. Propiedades de la corriente de salida del aerorefractor A-2, a 100 °F.

Property	Value 1	Value 2
Mass Enthalpy [Btu/lb]	-1597	-1597
Mass Entropy [Btu/lb-F]	1.407	1.407
Heat Capacity [Btu/lbmole-F]	16.94	16.94
Mass Heat Capacity [Btu/lb-F]	0.6822	0.6822
Lower Heating Value [Btu/lbmole]	<empty>	<empty>
Mass Lower Heating Value [Btu/lb]	<empty>	<empty>
Phase Fraction [Vol. Basis]	<empty>	1.000
Phase Fraction [Mass Basis]	4.941e-324	1.000
Partial Pressure of CO2 [psia]	57.00	<empty>
Cost Based on Flow [Cost/s]	0.0000	0.0000
Act. Gas Flow [ACFM]	<empty>	2119
Avg. Liq. Density [lbmole/ft3]	1.021	1.021
Specific Heat [Btu/lbmole-F]	16.94	16.94
Std. Gas Flow [MMSCFD]	350.0	350.0
Std. Ideal Liq. Mass Density [lb/ft3]	25.35	25.35
Act. Liq. Flow [USGPM]	<empty>	<empty>
Z Factor	0.7146	0.7146
Watson K	15.68	15.68
User Property	<empty>	<empty>
Cp/(Cp - R)	1.133	1.133
Cp/Cv	1.801	1.801
Heat of Vap. [Btu/lbmole]	3576	3576
Kinematic Viscosity [cSt]	0.1392	0.1392
Liq. Mass Density (Std. Cond) [lb/ft3]	<empty>	<empty>
Liq. Vol. Flow (Std. Cond) [barrel/day]	<empty>	<empty>
Liquid Fraction	0.0000	0.0000
Molar Volume [ft3/lbmole]	3.309	3.309
Mass Heat of Vap. [Btu/lb]	144.0	<empty>
Phase Fraction [Molar Basis]	1.0000	1.0000
Surface Tension [dyne/cm]	<empty>	<empty>
Thermal Conductivity [Btu/hr-ft-F]	0.0238	0.0238
Viscosity [cP]	0.0167	0.0167

Property Correlation Controls:

Preference Option: Active

Worksheet Attachments Dynamics

Figura A.4. Propiedades de la corriente de salida de los intercambiadores I-1 e I-2, a 103,69 °F.

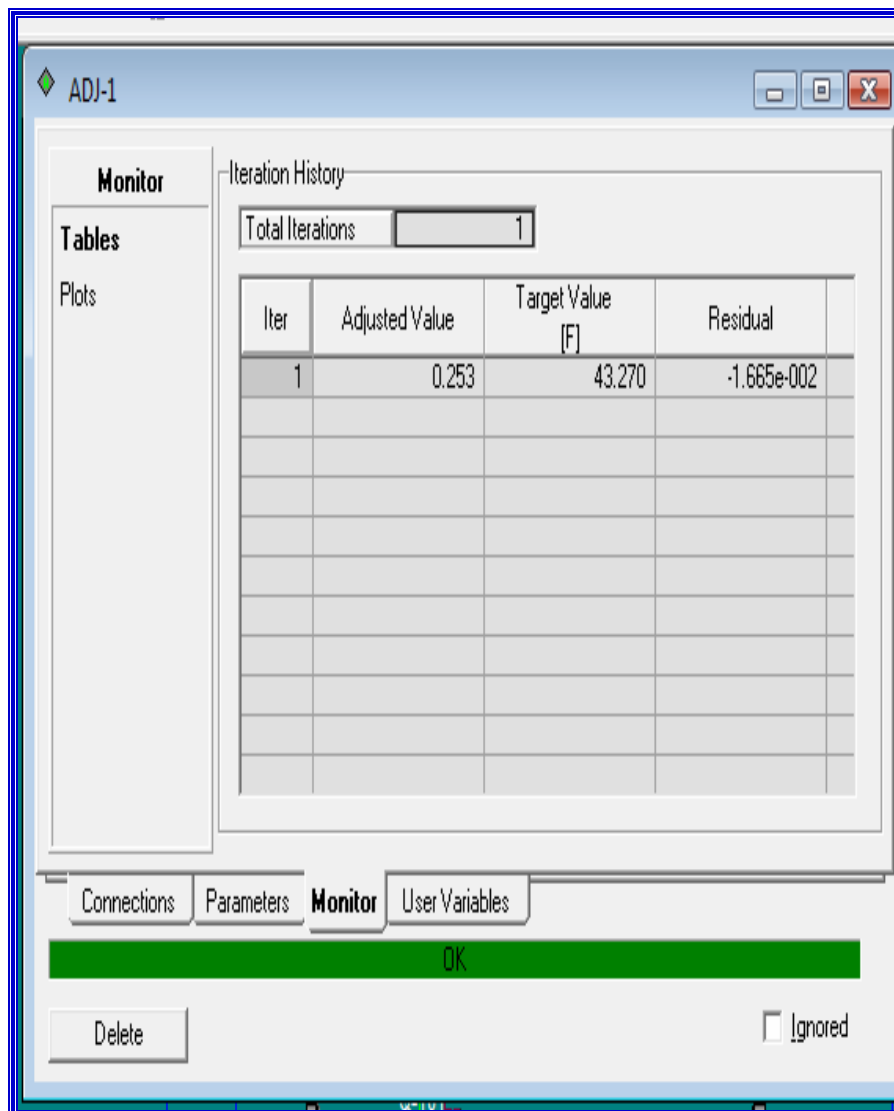


Figura A.5. Ajuste del flujo de propano en el proceso de enfriamiento existente en la planta.

Worksheet	Property Name	Value 1	Value 2
Conditions	Mass Enthalpy [Btu/lb]	-1763	-1763
	Mass Entropy [Btu/lb-F]	1.421	1.421
Properties	Heat Capacity [Btu/lbmole-F]	19.21	19.21
	Mass Heat Capacity [Btu/lb-F]	0.7823	0.7823
Composition	Lower Heating Value [Btu/lbmole]	<empty>	<empty>
	Mass Lower Heating Value [Btu/lb]	<empty>	<empty>
K Value	Phase Fraction [Vol. Basis]	<empty>	1.000
	Phase Fraction [Mass Basis]	4.941e-324	1.000
User Variables	Partial Pressure of CO2 [psia]	62.03	<empty>
Notes	Cost Based on Flow [Cost/s]	0.0000	0.0000
	Act. Gas Flow [ACFM]	<empty>	1951
Cost Parameters	Avg. Liq. Density [lbmole/ft3]	0.9834	0.9834
	Specific Heat [Btu/lbmole-F]	19.21	19.21
	Std. Gas Flow [MMSCFD]	350.0	350.0
	Std. Ideal Liq. Mass Density [lb/ft3]	24.14	24.14
	Act. Liq. Flow [USGPM]	<empty>	<empty>
	Z Factor	0.6606	0.6606
	Watson K	16.65	16.65
	User Property	<empty>	<empty>
	Cp/(Cp · R)	1.115	1.115
	Cp/Cv	1.962	1.962
	Heat of Vap. [Btu/lbmole]	2929	2929
	Kinematic Viscosity [cSt]	0.1318	0.1318
	Liq. Mass Density (Std. Cond) [lb/ft3]	<empty>	<empty>
	Liq. Vol. Flow (Std. Cond) [barrel/day]	<empty>	<empty>
	Liquid Fraction	0.0000	0.0000
	Molar Volume [ft3/lbmole]	3.047	3.047
	Mass Heat of Vap. [Btu/lb]	119.3	<empty>
	Phase Fraction [Molar Basis]	1.0000	1.0000
	Surface Tension [dyne/cm]	<empty>	<empty>
	Thermal Conductivity [Btu/hr-ft-F]	0.0250	0.0250
	Viscosity [cP]	0.0170	0.0170

Property Correlation Controls

Preference Option: Active

Worksheet Attachments Dynamics

Figura A.6. Propiedades de la corriente de salida intercambiador I-3, a 102,07 °F.

Property	Value	Unit
Mass Enthalpy	-981.0	Btu/lb
Mass Entropy	0.8339	Btu/lb-F
Heat Capacity	22.33	Btu/lbmole-F
Mass Heat Capacity	0.5064	Btu/lb-F
Lower Heating Value	8.789e+005	Btu/lbmole
Mass Lower Heating Value	1.993e+004	Btu/lb
Phase Fraction [Vol. Basis]	<empty>	1.000
Phase Fraction [Mass Basis]	4.941e-324	1.000
Partial Pressure of CO2	4.817e-002	psia
Cost Based on Flow	0.0000	Cost/s
Act. Gas Flow	<empty>	ACFM
Avg. Liq. Density	0.7161	lbmole/ft3
Specific Heat	22.33	Btu/lbmole-F
Std. Gas Flow	11.27	MMSCFD
Std. Ideal Liq. Mass Density	31.58	lb/ft3
Act. Liq. Flow	<empty>	USGPM
Z Factor	0.8530	
Watson K	14.72	
User Property	<empty>	<empty>
Cp/(Cp - R)	1.098	
Cp/Cv	1.191	
Heat of Vap.	5918	Btu/lbmole
Kinematic Viscosity	0.4386	cSt
Liq. Mass Density (Std. Cond)	31.63	lb/ft3
Liq. Vol. Flow (Std. Cond)	7374	barrel/day
Liquid Fraction	0.0000	
Molar Volume	29.39	ft3/lbmole
Mass Heat of Vap.	134.2	Btu/lb
Phase Fraction [Molar Basis]	1.0000	1.0000
Surface Tension	<empty>	<empty>
Thermal Conductivity	0.0148	Btu/hr-ft-F
Viscosity	0.0105	cP

Property Correlation Controls:

Preference Option: **Active**

Worksheet | Attachments | Dynamics

Figura A.7. Propiedades de la corriente de propano en la entrada del aerofriador A-3, a 184,80 °F.

Worksheet	Mass Enthalpy [Btu/lb]	-1016	-1016
Conditions	Mass Entropy [Btu/lb-F]	0.7778	0.7778
	Heat Capacity [Btu/lbmole-F]	21.53	21.53
Properties	Mass Heat Capacity [Btu/lb-F]	0.4882	0.4882
	Lower Heating Value [Btu/lbmole]	8.789e+005	8.789e+005
Composition	Mass Lower Heating Value [Btu/lb]	1.993e+004	1.993e+004
	K Value	<empty>	1.000
User Variables	Phase Fraction [Vol. Basis]	4.941e-324	1.000
	Phase Fraction [Mass Basis]	4.577e-002	<empty>
Notes	Partial Pressure of CO2 [psia]	0.0000	0.0000
	Cost Based on Flow [Cost/s]	<empty>	523.9
Cost Parameters	Act. Gas Flow [ACFM]	0.7161	0.7161
	Avg. Liq. Density [lbmole/ft3]	21.53	21.53
	Specific Heat [Btu/lbmole-F]	11.27	11.27
	Std. Gas Flow [MMSCFD]	31.58	31.58
	Std. Ideal Liq. Mass Density [lb/ft3]	<empty>	<empty>
	Act. Liq. Flow [USGPM]	0.7898	0.7898
	Z Factor	14.72	14.72
	Watson K	<empty>	<empty>
	User Property	<empty>	<empty>
	Cp/(Cp · R)	1.102	1.102
	Cp/Cv	1.268	1.268
	Heat of Vap. [Btu/lbmole]	6009	6009
	Kinematic Viscosity [cSt]	0.3403	0.3403
	Liq. Mass Density (Std. Cond) [lb/ft3]	31.63	31.63
	Liq. Vol. Flow (Std. Cond) [barrel/day]	7374	7374
	Liquid Fraction	0.0000	0.0000
	Molar Volume [ft3/lbmole]	25.41	25.41
	Mass Heat of Vap. [Btu/lb]	136.3	<empty>
	Phase Fraction [Molar Basis]	1.0000	1.0000
	Surface Tension [dyne/cm]	<empty>	<empty>
	Thermal Conductivity [Btu/hr-ft-F]	0.0124	0.0124
	Viscosity [cP]	0.0095	0.0095

Property Correlation Controls:

Preference Option: **Active**

Worksheet | Attachments | Dynamics

Figura A.8. Propiedades de la corriente de propano a la salida del aereofriador A-3, a 112,00 °F.

ANEXO B

Diagramas de Flujo de los Procesos de Enfriamiento.

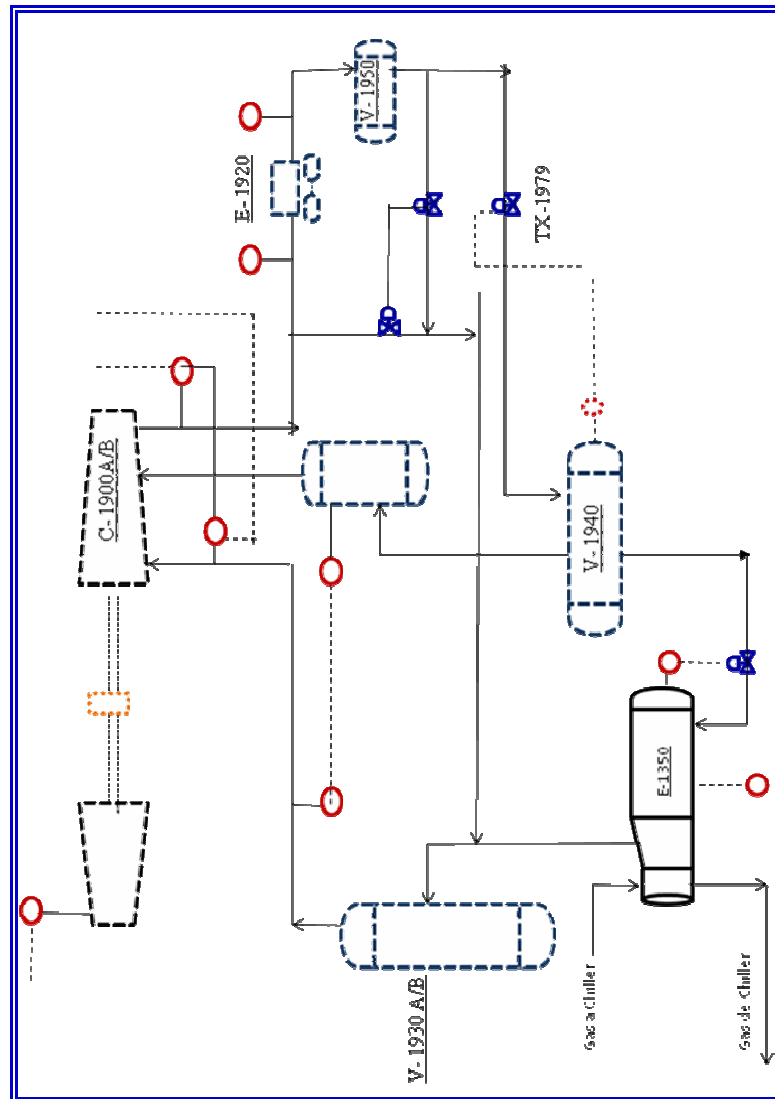


Figura B.1. Proceso de refrigeración con propano existente en la planta.

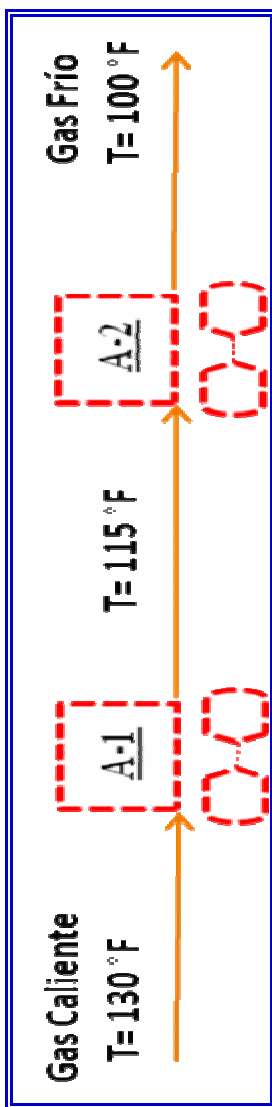


Figura B.2. Proceso de enfriamiento mediante el uso de aroenfriadores.

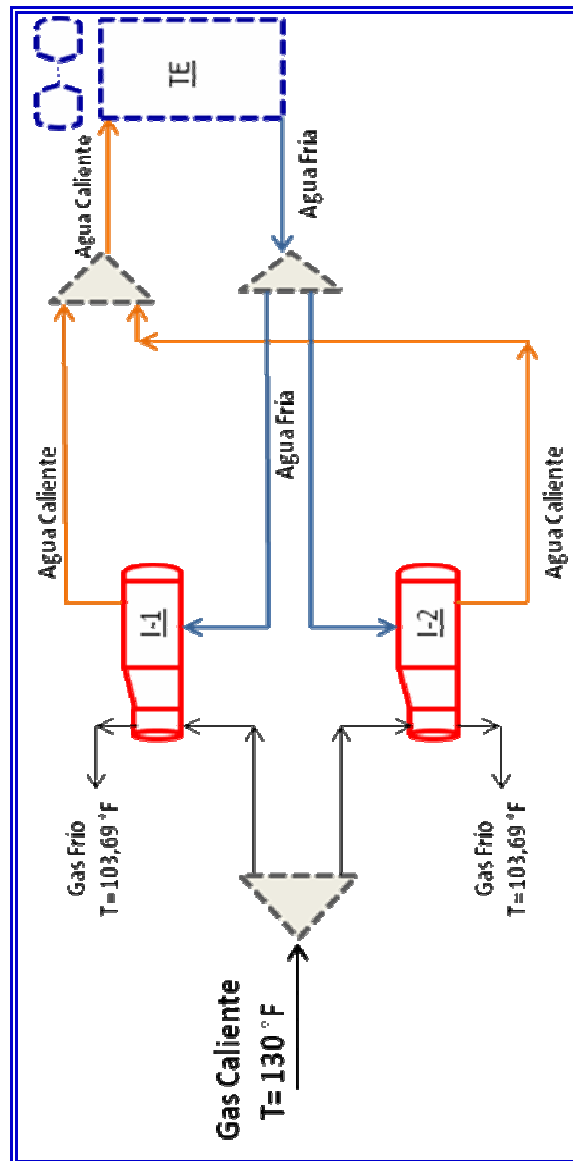


Figura B.3. Proceso de enfriamiento usando intercambiadores de calor con agua de enfriamiento.

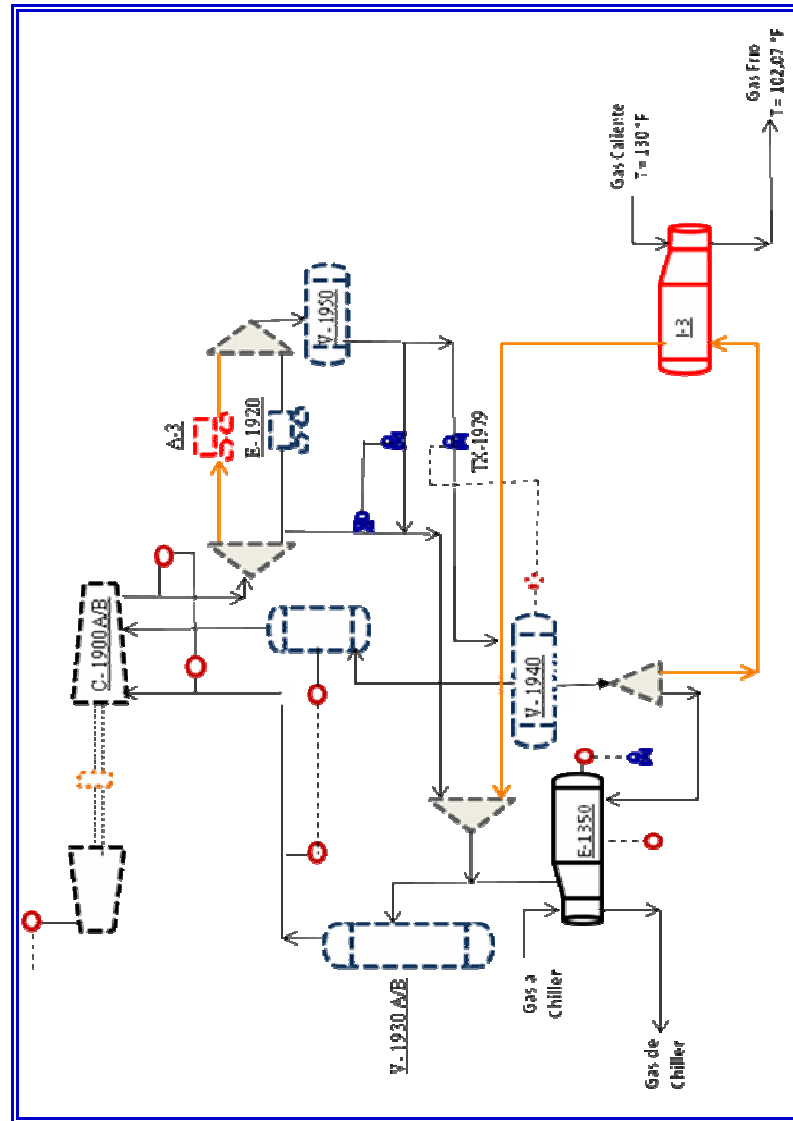


Figura B.4. Proceso de enfriamiento con propano.

ANEXO C

Enfriadores por Aire Fresco

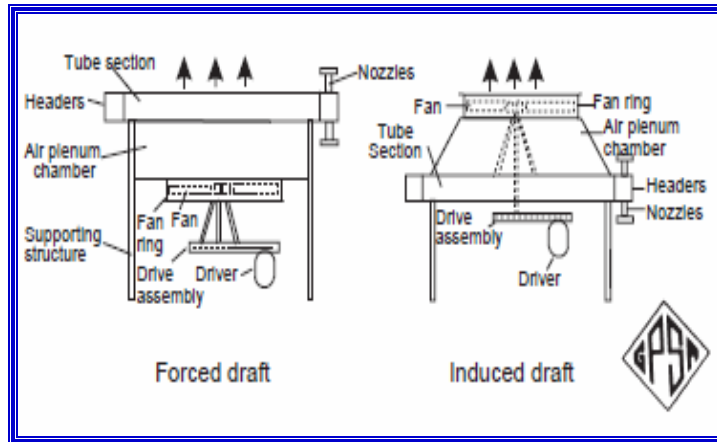


Figura C.1. Tipos de enfriadores por aire.

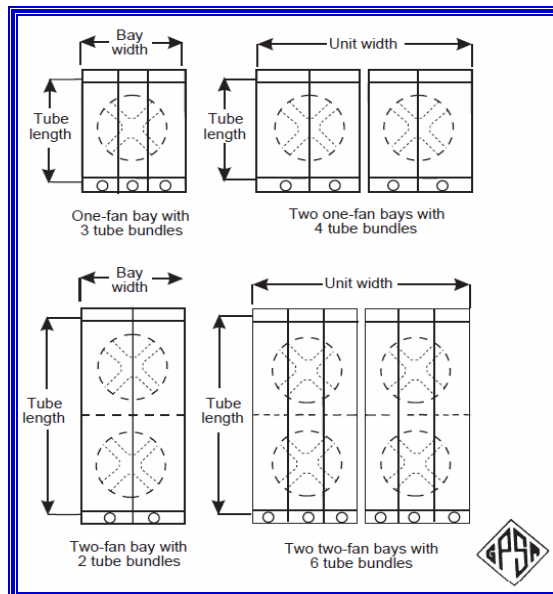


Figura C.2. Componentes de los enfriadores por aire.

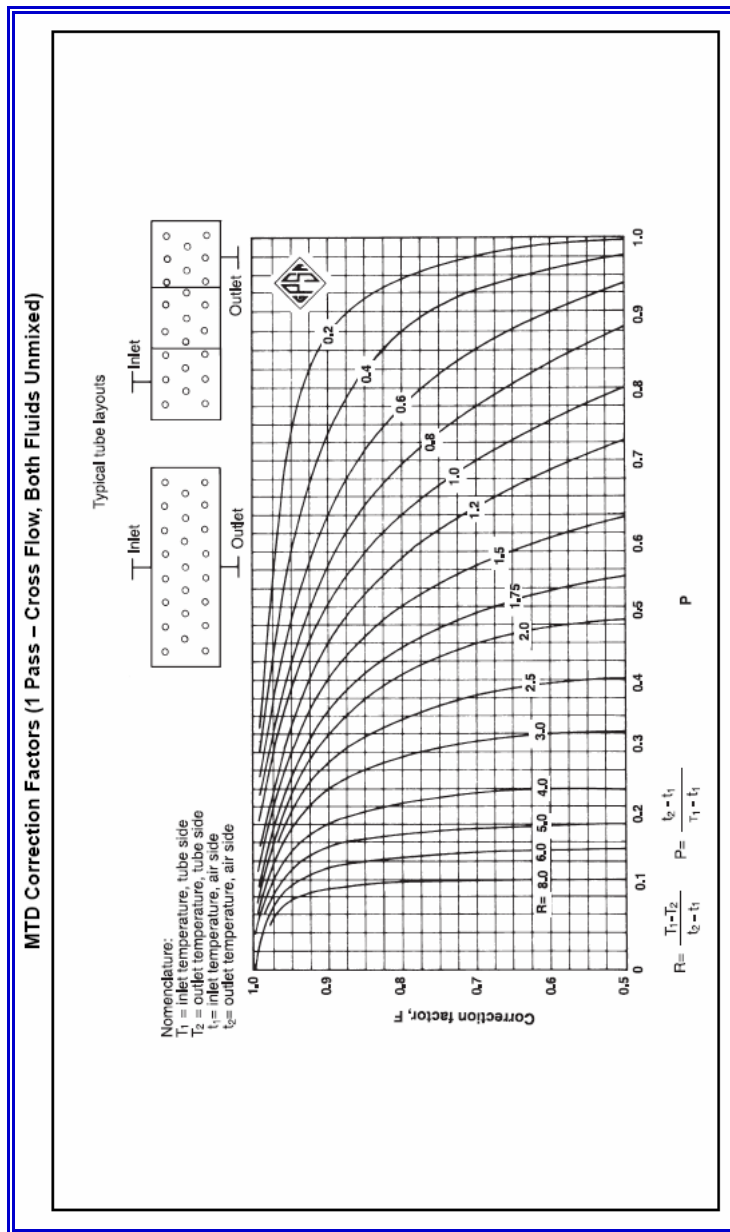


Figura C.3. Factores de corrección LMTD para aerorefrigeradores con un paso por los tubos.

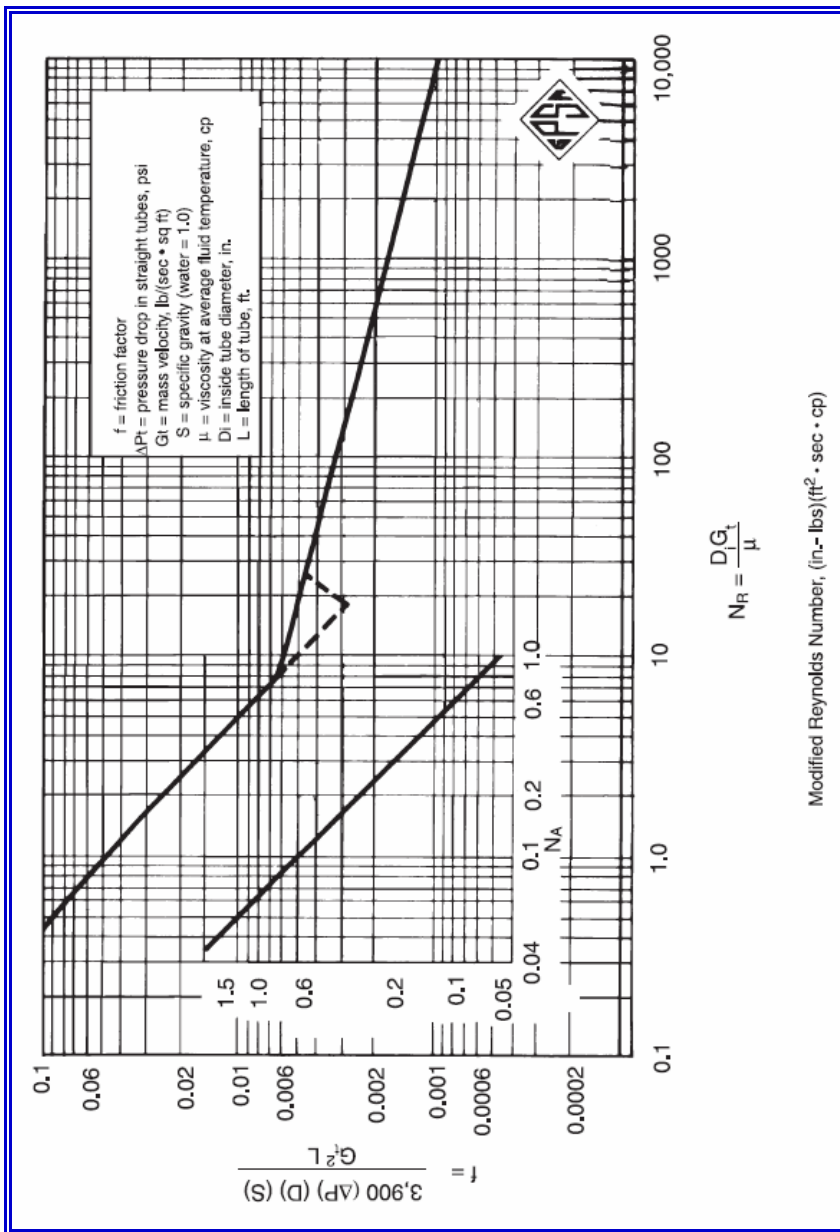


Figura C.4. Factor de fricción del fluido en los tubos.

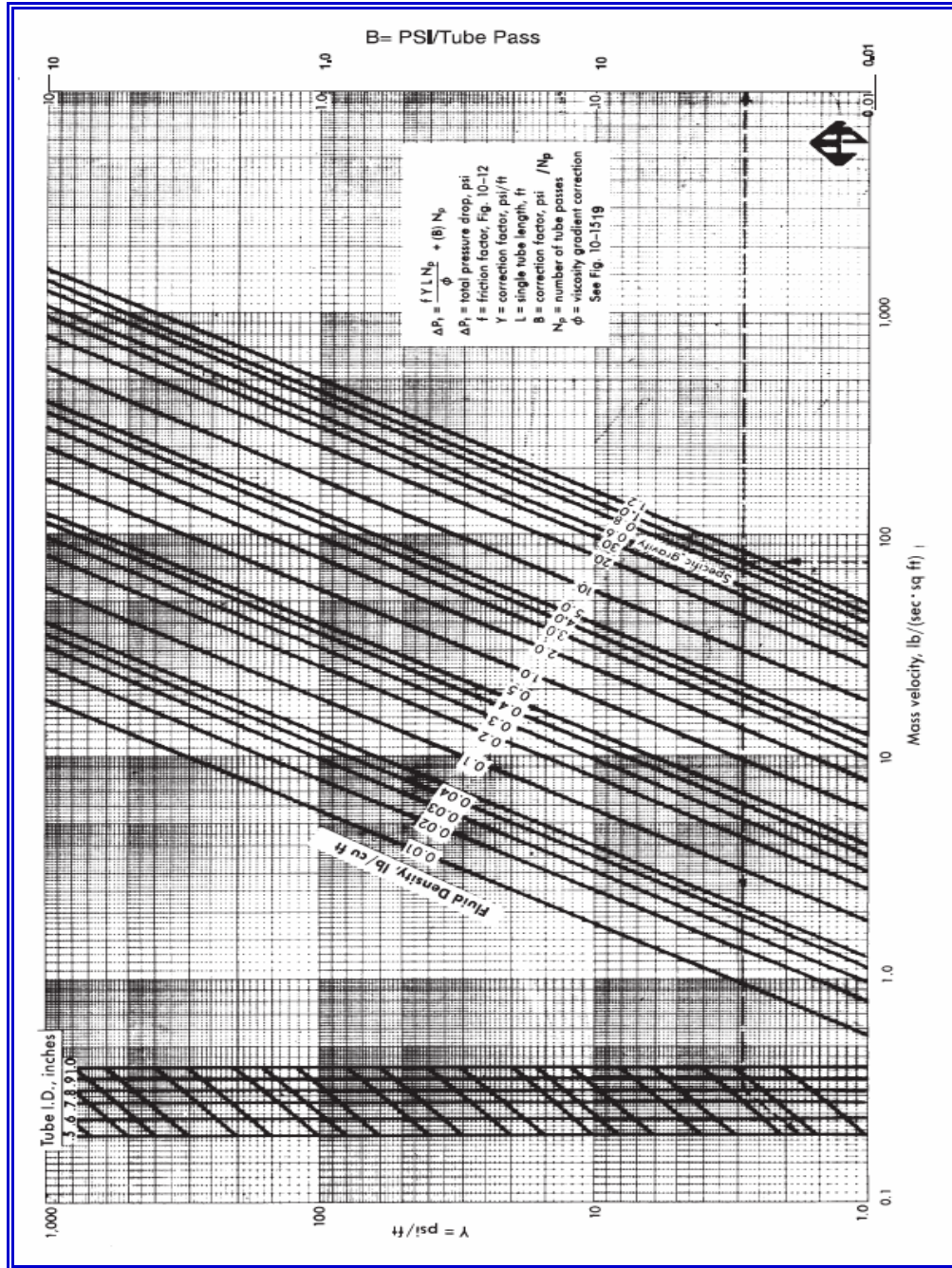


Figura C.5. Caída de presión del fluido en el lado de los tubos.

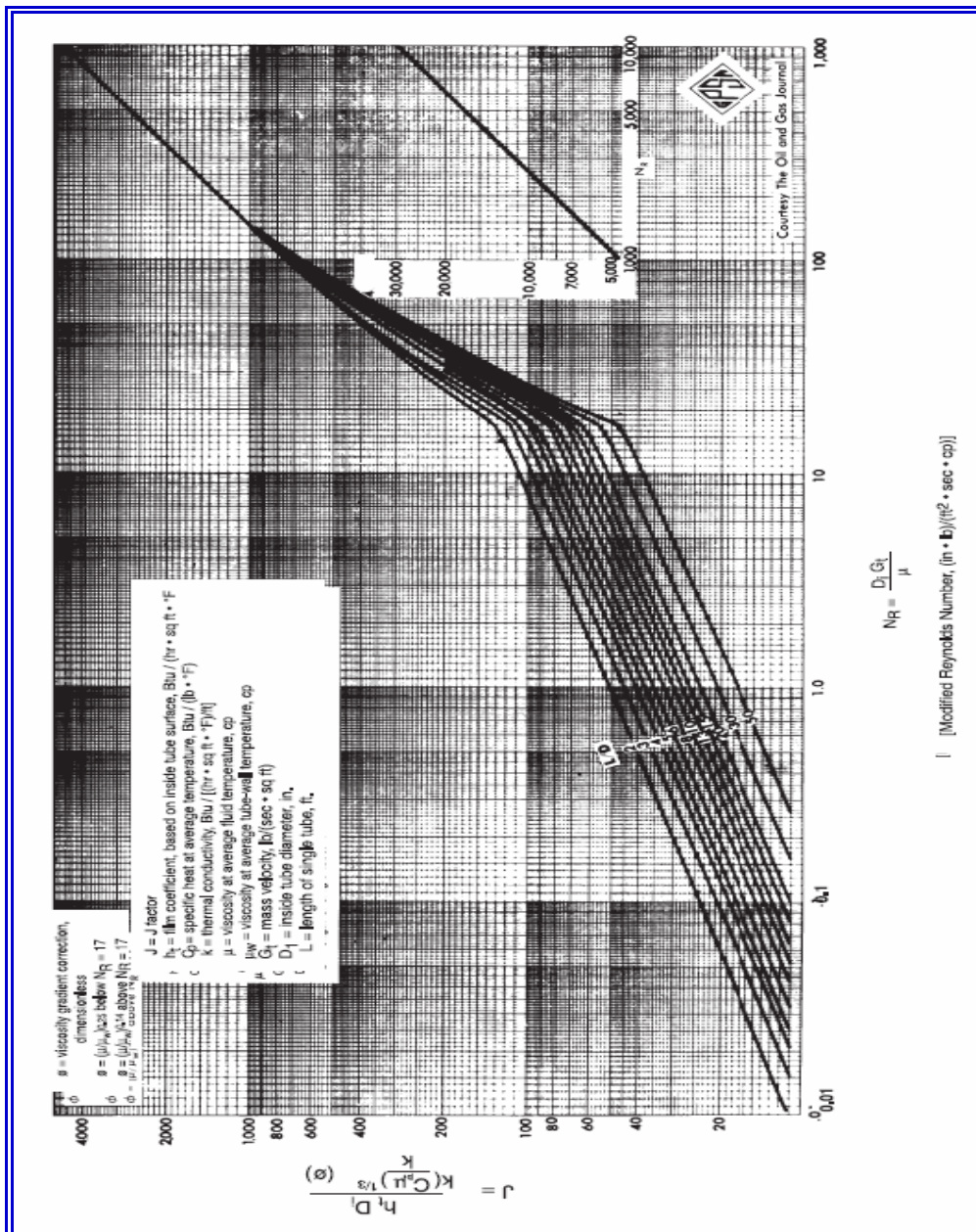


Figura C.6. Factor J para el cálculo del coeficiente de película de los tubos.

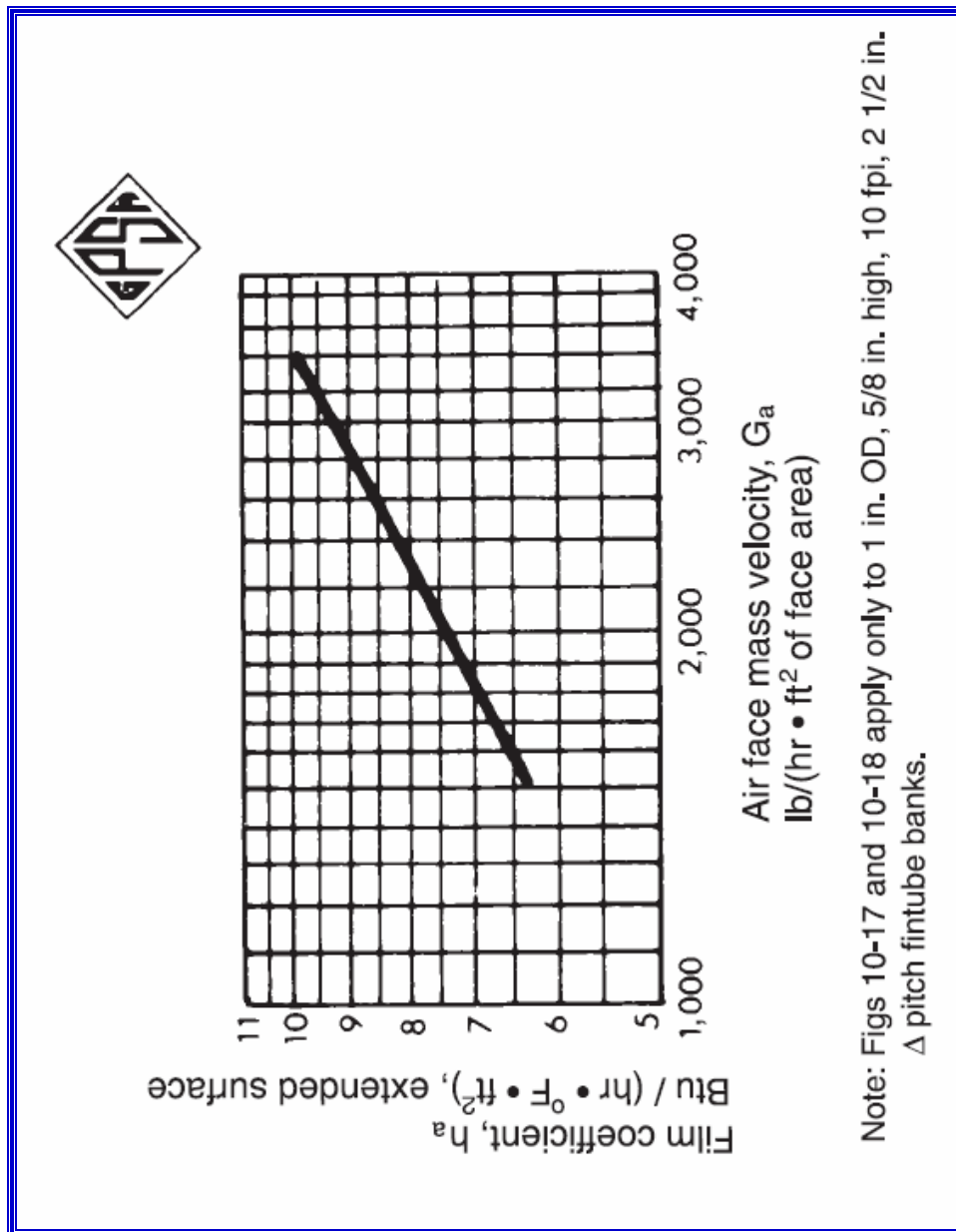


Figura C.7. Coeficiente de película del aire.

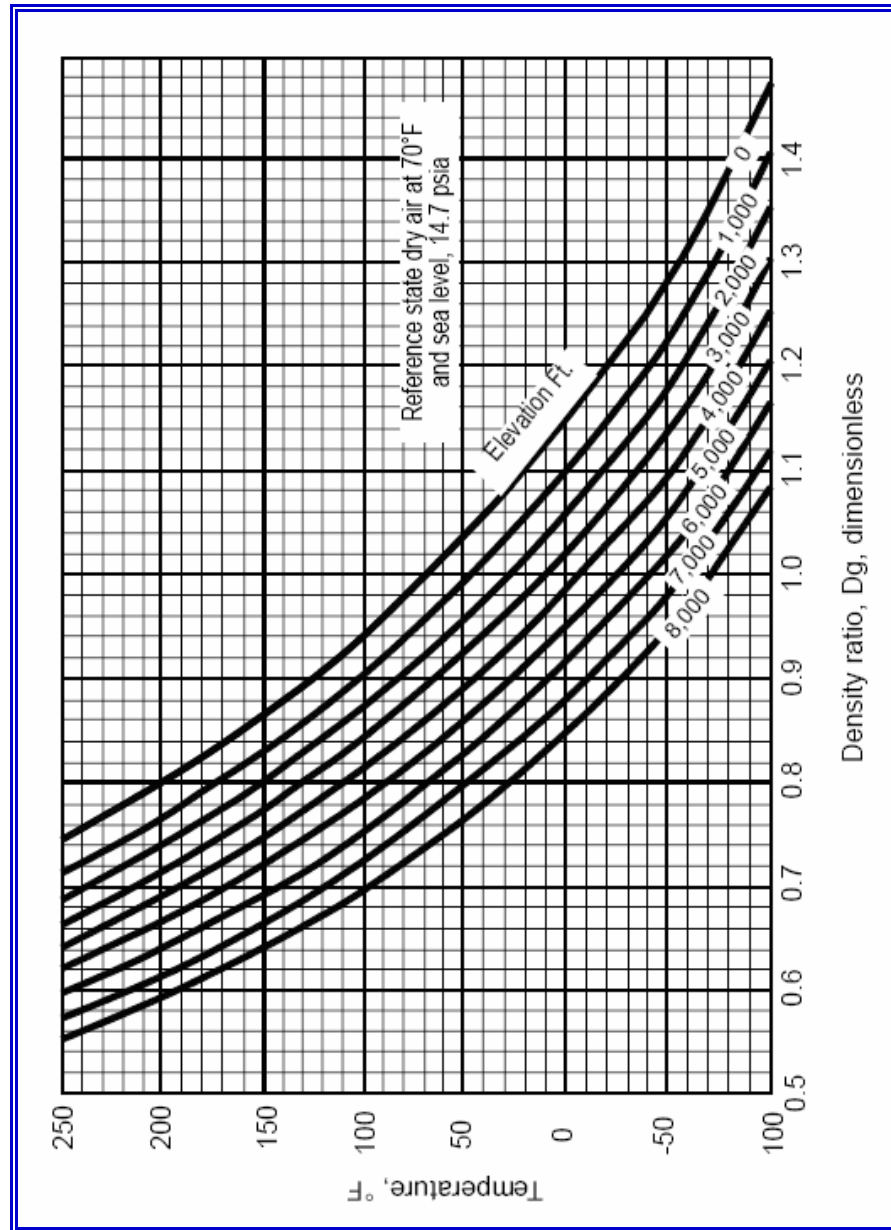


Figura C.8. Relación densidad del aire a la temperatura correspondiente.

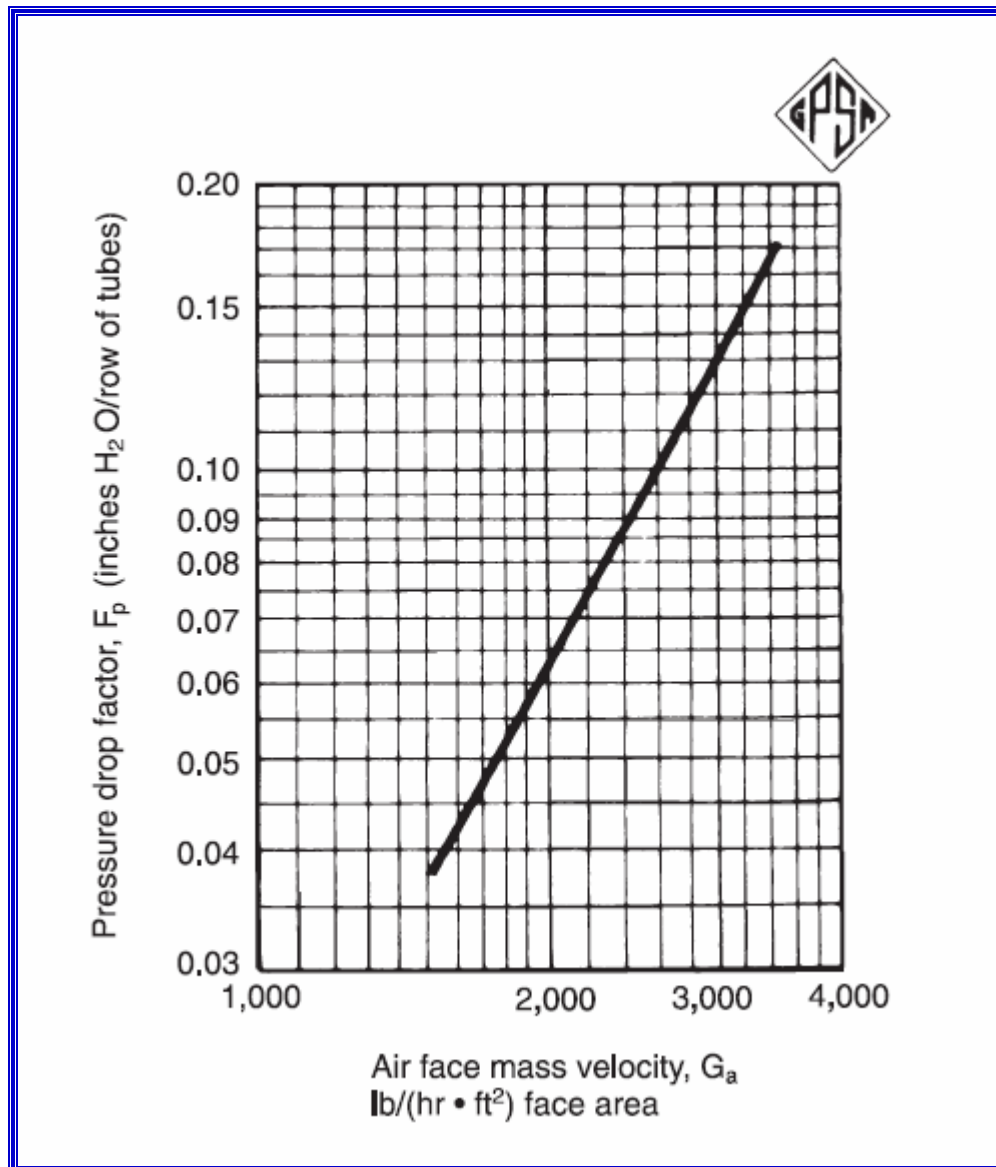


Figura C.9. Factor de caída de presión estática del aire.

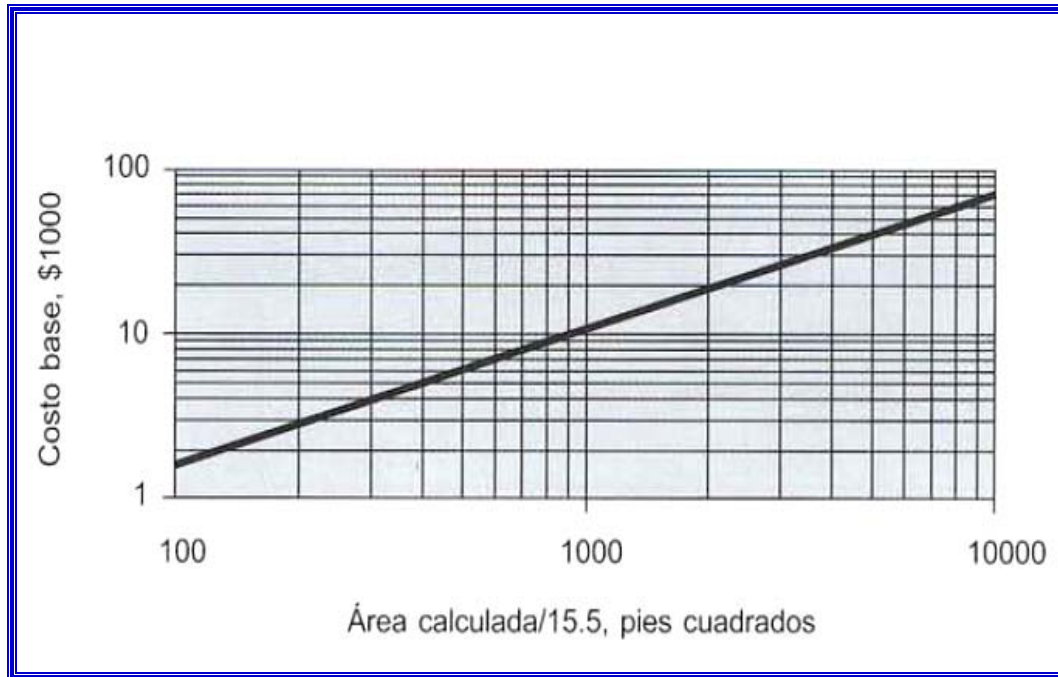


Figura C.10. Costo base para enfriadores por aire para el año 1.968.

Tabla C.1. Coeficiente de transferencia de calor global en enfriadores por aire.

Service	1 in. Finetube			
	½ in. by 9		¾ in. by 10	
	U _b	U _x	U _b	U _x
1. Water & water solutions				
	(See note below)			
Engine jacket water (r _d = 0.001)	110	7.5	130	6.1
Process water (r _d = 0.002)	95	6.5	110	5.2
50-50 ethylene glycol- water (r _d = 0.001)	90	6.2	105	4.9
50-50 ethylene glycol- water (r _d = 0.002)	80	5.5	95	4.4
2. Hydrocarbon liquid coolers				
Viscosity, cp, at avg. temp.	U _b	U _x	U _b	U _x
0.2	85	5.9	100	4.7
0.5	75	5.2	90	4.2
1.0	65	4.5	75	3.5
2.5	45	3.1	55	2.6
4.0	30	2.1	35	1.6
6.0	20	1.4	25	1.2
10.0	10	0.7	13	0.6
3. Hydrocarbon gas coolers				
Pressure, psig	U _b	U _x	U _b	U _x
50	30	2.1	35	1.6
100	35	2.4	40	1.9
300	45	3.1	55	2.6
500	55	3.8	65	3.0
750	65	4.5	75	3.5
1000	75	5.2	90	4.2
4. Air and flue-gas coolers Use one-half of value given for hydrocarbon gas coolers.				
5. Steam Condensers (Atmospheric pressure & above)				
	U _b	U _x	U _b	U _x
Pure Steam (r _d = 0.0005)	125	8.6	145	6.8
Steam with non-condensibles	60	4.1	70	3.3
6. HC condensers				
Condensing* Range, °F	U _b	U _x	U _b	U _x
0° range	85	5.9	100	4.7
10° range	80	5.5	95	4.4
25° range	75	5.2	90	4.2
60° range	65	4.5	75	3.5
100° & over range	60	4.1	70	3.3
7. Other condensers				
	U _b	U _x	U _b	U _x
Ammonia	110	7.6	130	6.1
Freon 12	65	4.5	75	3.5

Notes: U_b is overall rate based on bare tube area, and U_x is overall rate based on extended surface.

Based on approximate air face mass velocities between 2600 and 2800 lb/(hr.sq ft of face area).

*Condensing range = hydrocarbon inlet temperature to condensing zone minus hydrocarbon outlet temperature from condensing zone.

Tabla C.2. Datos de tubos aleteados de diámetro externo 1 pulg.

Fintube Data for 1-in. OD Tubes					
Fin Height by Fins/inch	½ in. by 9		⅝ in. by 10		
APF, sq ft/ft	3.80		5.58		
AR, sq ft/sq ft	14.5		21.4		
Tube Pitch	2 in. Δ	2¼ in. Δ	2¼ in. Δ	2⅜ in. Δ	2½ in. Δ
APSF (3 rows)	68.4	60.6	89.1	84.8	80.4
(4 rows)	91.2	80.8	118.8	113.0	107.2
(5 rows)	114.0	101.0	148.5	141.3	134.0
(6 rows)	136.8	121.2	178.2	169.6	160.8

Notes: APF is total external area/ft of fintube in sq ft/ft. AR is the area ratio of fintube compared to the exterior area of 1 in. OD bare tube which has 0.262 sq ft/ft. APSF is the external area in sq ft/sq ft of bundle face area.

Tabla C.3. Factor de corrección de la viscosidad para los fluidos en los tubos.

Correction factor * when $\phi = \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14}$	(See Fig. 10-15)
	Correction Factor, ϕ
1. Hydrocarbon vapor; steam; water	1.0
2. Hydrocarbon liquids (18 to 48 API), MEA/DEA solutions	0.96
3. Water/glycol solutions; heat transfer fluids	0.92
4. Lube oils; heavy petroleum fractions (10 to 18 API)	0.85

* When $N_r < 17$, $\phi = \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.25}$ A Reynolds number of less than 17 is only likely for lube oils or heavy petroleum fractions. The minimum recommended value of ϕ to use in Step 10 is 0.80, even though the calculated value may be lower.

Tabla C.4. Características de tubos según B.W.G.

Tube O.D. Inches	B.W.G. Gauge	Thickness Inches	Internal Area Sq. Inch	Sq Ft External Surface Per Foot Length	Sq Ft Internal Surface Per Foot Length	Weight Per Foot Length Steel Lbs*	Tube I.D. Inches	Moment of Inertia (Inches ⁴)	Section Modulus (Inches ³)	Radius of Gyration (Inches)	Constant C**	O.D. / I.D.	Transverse Metal Area Sq. Inch
3/4	22	0.028	0.0295	0.0655	0.0508	0.066	0.194	0.00012	0.00098	0.0792	46	1.289	0.0195
3/4	24	0.022	0.0333	0.0655	0.0539	0.054	0.206	0.00011	0.00085	0.0810	52	1.214	0.0159
3/4	26	0.018	0.0360	0.0655	0.0560	0.045	0.214	0.00009	0.00071	0.0824	56	1.168	0.0131
3/4	27	0.016	0.0373	0.0655	0.0570	0.040	0.218	0.00008	0.00064	0.0829	58	1.147	0.0117
7/8	18	0.049	0.0608	0.0942	0.0725	0.171	0.277	0.00088	0.0036	0.1164	94	1.854	0.0502
7/8	20	0.035	0.0751	0.0942	0.0798	0.127	0.305	0.00055	0.0029	0.1213	114	1.290	0.0374
7/8	22	0.028	0.0799	0.0942	0.0835	0.104	0.319	0.00046	0.0025	0.1227	125	1.175	0.0305
7/8	24	0.022	0.0860	0.0942	0.0867	0.083	0.331	0.00038	0.0020	0.1243	134	1.133	0.0244
1	16	0.065	0.1075	0.1309	0.0969	0.302	0.370	0.0022	0.0086	0.1556	168	1.851	0.0888
1	18	0.049	0.1269	0.1309	0.1052	0.236	0.402	0.0018	0.0072	0.1605	198	1.244	0.0694
1	20	0.035	0.1452	0.1309	0.1128	0.174	0.439	0.0014	0.0056	0.1649	227	1.163	0.0511
1	22	0.028	0.1548	0.1309	0.1162	0.141	0.444	0.0012	0.0046	0.1671	241	1.126	0.0415
1 1/4	12	0.109	0.1301	0.1636	0.1066	0.602	0.407	0.0061	0.0197	0.1864	293	1.536	0.177
1 1/4	13	0.095	0.1486	0.1636	0.1139	0.537	0.435	0.0057	0.0183	0.1903	292	1.437	0.158
1 1/4	14	0.083	0.1655	0.1636	0.1202	0.479	0.459	0.0053	0.0170	0.1938	293	1.362	0.141
1 1/4	15	0.072	0.1817	0.1636	0.1259	0.425	0.481	0.0049	0.0156	0.1971	293	1.290	0.125
1 1/4	16	0.065	0.1924	0.1636	0.1296	0.388	0.495	0.0045	0.0145	0.1998	300	1.233	0.114
1 1/4	17	0.058	0.2035	0.1636	0.1333	0.350	0.509	0.0042	0.0134	0.2015	317	1.228	0.105
1 1/4	18	0.049	0.2181	0.1636	0.1389	0.303	0.527	0.0037	0.0118	0.2043	340	1.186	0.089
1 1/4	19	0.042	0.2298	0.1636	0.1416	0.262	0.541	0.0033	0.0105	0.2068	358	1.155	0.077
1 1/4	20	0.035	0.2419	0.1636	0.1453	0.221	0.555	0.0028	0.0091	0.2089	377	1.126	0.065
1 1/2	10	0.134	0.1825	0.1968	0.1262	0.884	0.482	0.0129	0.0344	0.2229	285	1.556	0.260
1 1/2	11	0.120	0.2043	0.1968	0.1335	0.809	0.510	0.0122	0.0326	0.2267	319	1.471	0.238
1 1/2	12	0.109	0.2223	0.1968	0.1393	0.748	0.532	0.0116	0.0309	0.2299	347	1.410	0.220
1 1/2	13	0.095	0.2463	0.1968	0.1466	0.666	0.560	0.0107	0.0285	0.2340	384	1.339	0.198
1 1/2	14	0.083	0.2679	0.1968	0.1529	0.592	0.584	0.0098	0.0262	0.2376	418	1.284	0.174
1 1/2	15	0.072	0.2884	0.1968	0.1587	0.520	0.606	0.0089	0.0238	0.2410	450	1.238	0.153
1 1/2	16	0.065	0.3019	0.1968	0.1623	0.476	0.620	0.0083	0.0221	0.2433	471	1.210	0.140
1 1/2	17	0.058	0.3157	0.1968	0.1660	0.428	0.634	0.0076	0.0205	0.2455	492	1.183	0.126
1 1/2	18	0.049	0.3339	0.1968	0.1707	0.367	0.652	0.0067	0.0178	0.2484	521	1.150	0.108
1 1/2	20	0.035	0.3632	0.1968	0.1789	0.269	0.689	0.0050	0.0134	0.2532	567	1.103	0.079
1 3/4	8	0.165	0.3526	0.2518	0.1754	1.462	0.670	0.0392	0.0734	0.3009	550	1.403	0.430
1 3/4	10	0.134	0.4208	0.2518	0.1916	1.237	0.732	0.0350	0.0700	0.3098	656	1.366	0.364
1 3/4	11	0.120	0.4586	0.2518	0.1990	1.129	0.760	0.0327	0.0654	0.3140	708	1.316	0.332
1 3/4	12	0.109	0.4808	0.2518	0.2047	1.037	0.782	0.0307	0.0615	0.3174	749	1.279	0.305
1 3/4	13	0.095	0.5153	0.2518	0.2121	0.918	0.810	0.0280	0.0559	0.3217	804	1.235	0.270
1 3/4	14	0.083	0.5463	0.2518	0.2183	0.813	0.834	0.0253	0.0507	0.3255	852	1.199	0.239
1 3/4	15	0.072	0.5755	0.2518	0.2241	0.714	0.856	0.0227	0.0455	0.3291	898	1.167	0.210
1 3/4	16	0.065	0.5945	0.2518	0.2278	0.649	0.870	0.0210	0.0419	0.3314	927	1.149	0.191
1 3/4	18	0.049	0.6390	0.2518	0.2361	0.496	0.902	0.0166	0.0332	0.3366	997	1.109	0.146
1 3/4	20	0.035	0.6799	0.2518	0.2435	0.360	0.930	0.0124	0.0247	0.3414	1080	1.075	0.106
1 3/4	7	0.180	0.6221	0.3272	0.2330	2.057	0.890	0.0590	0.1425	0.3896	970	1.404	0.605
1 3/4	8	0.165	0.6643	0.3272	0.2409	1.921	0.920	0.0547	0.1355	0.3980	1087	1.359	0.565
1 3/4	10	0.134	0.7574	0.3272	0.2571	1.598	0.982	0.0441	0.1186	0.3974	1182	1.273	0.470
1 3/4	11	0.120	0.8012	0.3272	0.2644	1.448	1.019	0.0408	0.1100	0.4013	1259	1.238	0.428
1 3/4	12	0.109	0.8365	0.3272	0.2702	1.329	1.052	0.0372	0.1027	0.4052	1305	1.211	0.391
1 3/4	13	0.095	0.8825	0.3272	0.2775	1.173	1.089	0.0339	0.0926	0.4097	1377	1.179	0.345
1 3/4	14	0.083	0.9229	0.3272	0.2838	1.033	1.084	0.0321	0.0833	0.4136	1449	1.153	0.304
1 3/4	16	0.065	0.9852	0.3272	0.2932	0.823	1.120	0.0245	0.0682	0.4196	1537	1.116	0.242
1 3/4	18	0.049	1.042	0.3272	0.3016	0.629	1.152	0.0184	0.0534	0.4250	1626	1.085	0.185
1 3/4	20	0.035	1.094	0.3272	0.3089	0.456	1.180	0.0147	0.0395	0.4297	1707	1.059	0.134
1 1/2	10	0.134	1.192	0.3927	0.3225	1.955	1.282	0.1354	0.1806	0.4853	1880	1.213	0.575
1 1/2	12	0.109	1.291	0.3927	0.3356	1.618	1.282	0.1159	0.1546	0.4933	2014	1.170	0.476
1 1/2	14	0.083	1.395	0.3927	0.3492	1.258	1.334	0.0981	0.1241	0.5013	2181	1.124	0.370
1 1/2	16	0.065	1.474	0.3927	0.3587	0.996	1.370	0.0756	0.1008	0.5079	2299	1.095	0.293
2	11	0.120	2.433	0.5236	0.4693	2.410	1.760	0.3144	0.3144	0.6660	3795	1.136	0.709
2	12	0.109	2.494	0.5236	0.4665	2.201	1.782	0.2904	0.2904	0.6697	3890	1.122	0.647
2	13	0.095	2.573	0.5236	0.4739	1.984	1.810	0.2586	0.2586	0.6744	4014	1.105	0.569
2	14	0.083	2.642	0.5236	0.4801	1.699	1.834	0.2300	0.2300	0.6784	4121	1.090	0.500

* Weights are based on low carbon steel with a density of 0.2833 lbs/cu in. For other metals multiply by the following factors:

Aluminum	0.35	Aluminum Brass	1.06
Titanium	0.58	Nickel-Chromo-Iron	1.07
A.I.S.I. 400 Series Stainless Steels	0.99	Admiralty	1.09
A.I.S.I. 300 Series Stainless Steels	1.02	Nickel and Nickel-Copper	1.13
Aluminum Bronze	1.04	Copper and Cupro-Nickels	1.14

** Liquid Velocity = $\frac{\text{Lbs Per (Tube \cdot Hour)}}{(C)(\text{Sp Gr of Liquid})}$ in feet per sec (Sp Gr of Water at 60°F = 1.0)

Courtesy of TEMA

Tabla C.5. Valores típicos de conductividad térmica para diversos materiales.

Btu/(hr . sq ft . °F)/ft				
Material	Metal Temperature			
	200°F	400°F	600°F	800°F
Aluminum, 3003 Tempered	104	106	–	–
Carbon Steel	29	28	26	24
Carbon Moly (½%) Steel	25	25	24	22
2¼% Cr, 1% Mo Steel	21	22	21	20
13 Cr	16	16	16	16
304 Stainless Steel	9.3	10	11	12
Admiralty	70	79	89	–
Copper	225	224	223	–
90-10 CuNi	30	34	42	49
70-30 CuNi	18	21	25	30
Nickel 200	39	35	33	33
NiFeCrMoCu (Alloy 825)	7.1	8.1	9.1	10
Titanium	12	11.5	11.2	11.2

* Excerpt from TEMA Standards

Tabla C.6. Factor de modulo para distintos equipos.

Unidad	Factor del módulo
Hornos de proceso	2.30
Calentadores de fuego directo	2.30
Intercambiadores de calor	3.39
Enfriadores de aire	2.54
Recipientes verticales	4.34
Recipientes horizontales	3.29
Bombas	3.48
Compresores	3.21

Tabla C.7. Factores de ajuste de costo de aeroenfriadores.

Presión (psi)	F _p	Longitud de tubo (ft)	F _t	Material del tubo	F _m
150	1.00	16	0.00	acero al carbón	0.00
250	1.05	20	0.05	aluminio	0.50
500	1.10	24	0.10	acero inoxidable	1.85
1000	1.15	30	0.15	monel	2.20

ANEXO D

Intercambiadores de Calor Tipo Tubo y Coraza

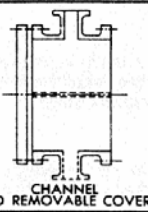
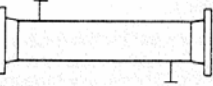
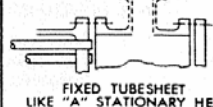
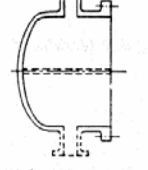
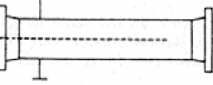
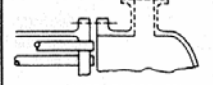
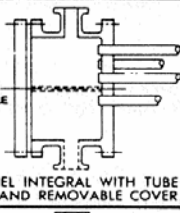
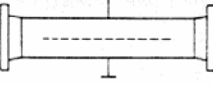
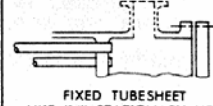
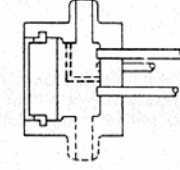
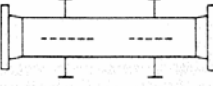
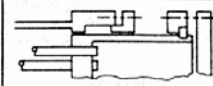
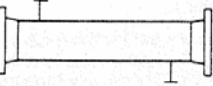
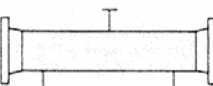
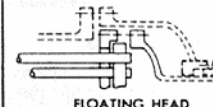
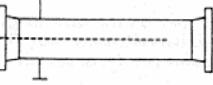
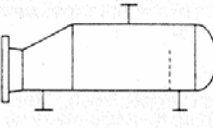
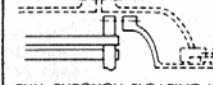
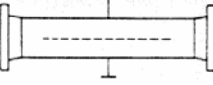
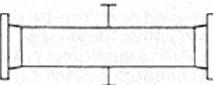
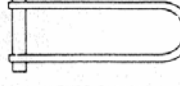
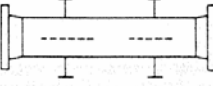
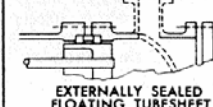
	FRONT END STATIONARY HEAD TYPES	SHELL TYPES	REAR END HEAD TYPES
A	 CHANNEL AND REMOVABLE COVER	 ONE PASS SHELL	 FIXED TUBESHEET LIKE "A" STATIONARY HEAD
B	 BONNET (INTEGRAL COVER)	 TWO PASS SHELL WITH LONGITUDINAL BAFFLE	 FIXED TUBESHEET LIKE "B" STATIONARY HEAD
C	 REMOVABLE TUBE BUNDLE ONLY CHANNEL INTEGRAL WITH TUBE- SHEET AND REMOVABLE COVER	 SPLIT FLOW	 FIXED TUBESHEET LIKE "N" STATIONARY HEAD
D	 SPECIAL HIGH PRESSURE CLOSURE	 DOUBLE SPLIT FLOW	 OUTSIDE PACKED FLOATING HEAD
E	 ONE PASS SHELL	 DIVIDED FLOW	 FLOATING HEAD WITH BACKING DEVICE
F	 TWO PASS SHELL WITH LONGITUDINAL BAFFLE	 KETTLE TYPE REBOILER	 PULL THROUGH FLOATING HEAD
G	 SPLIT FLOW	 CROSS FLOW	 U-TUBE BUNDLE
H	 DOUBLE SPLIT FLOW		 EXTERNALLY SEALED FLOATING TUBESHEET

Figura D.1. Nomenclatura TEMA para los intercambiadores de calor.

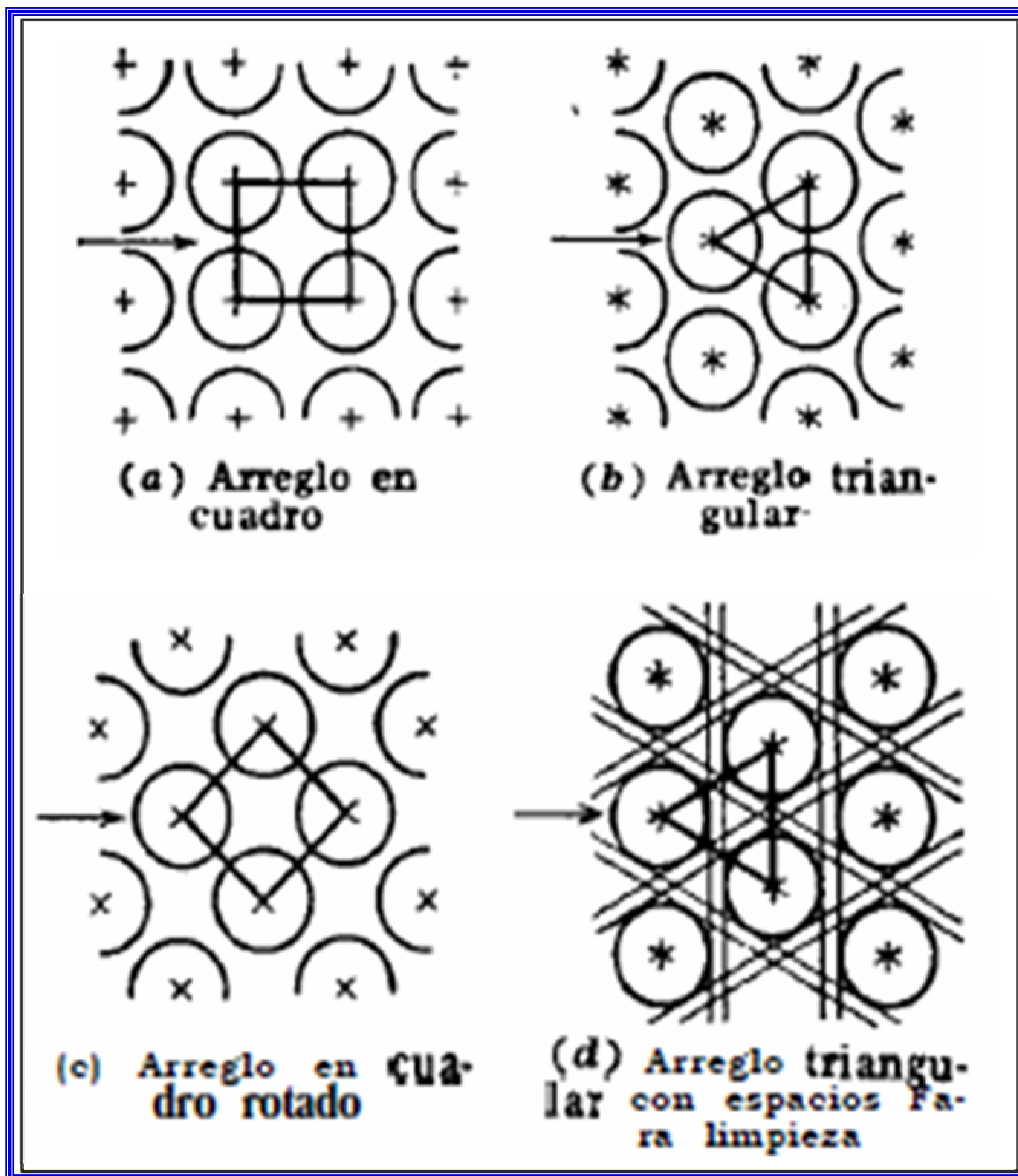


Figura D.2. Arreglo comunes en los tubos.

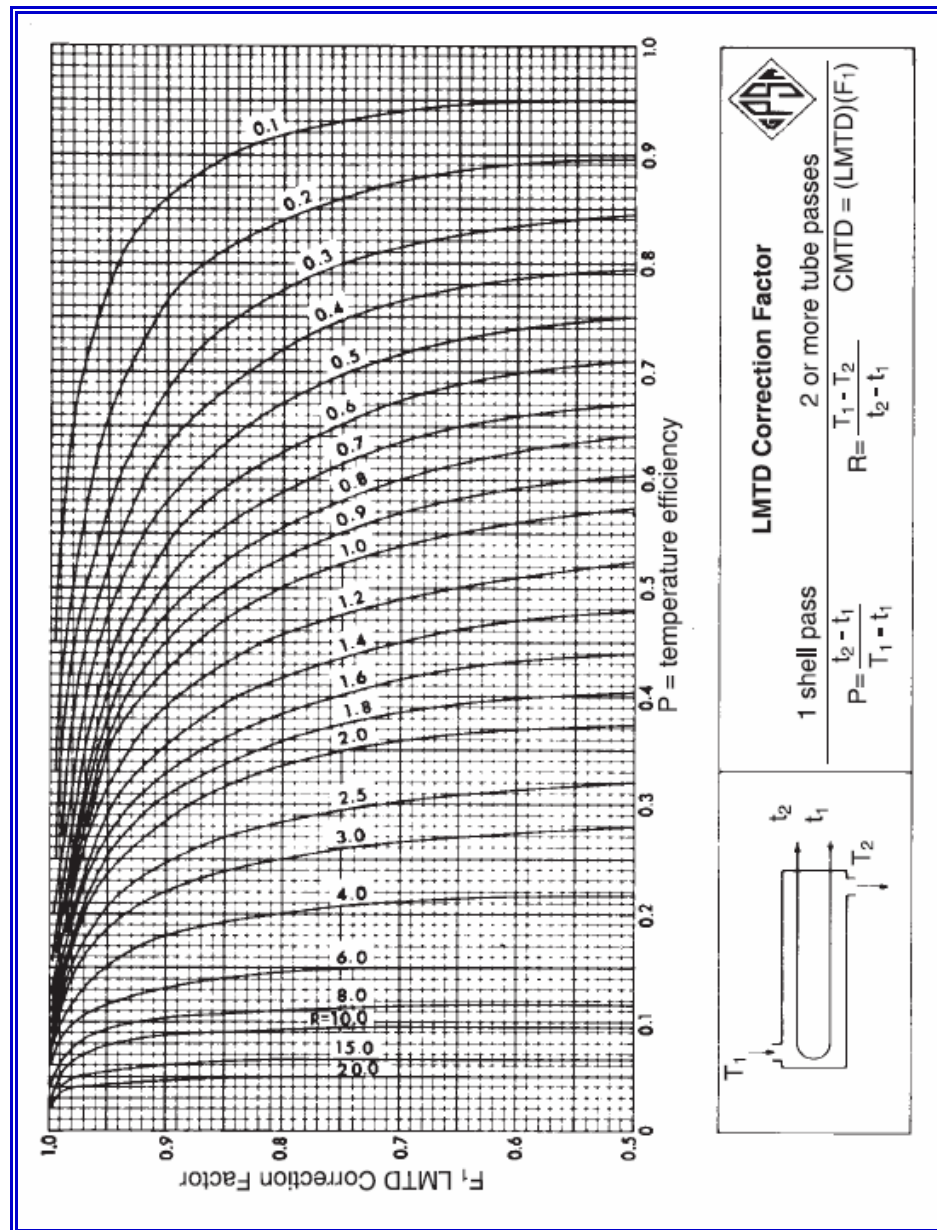


Figura D.3. Factores de corrección LMTD para intercambiadores de calor con un paso por la carcasa y dos o más por los tubos.

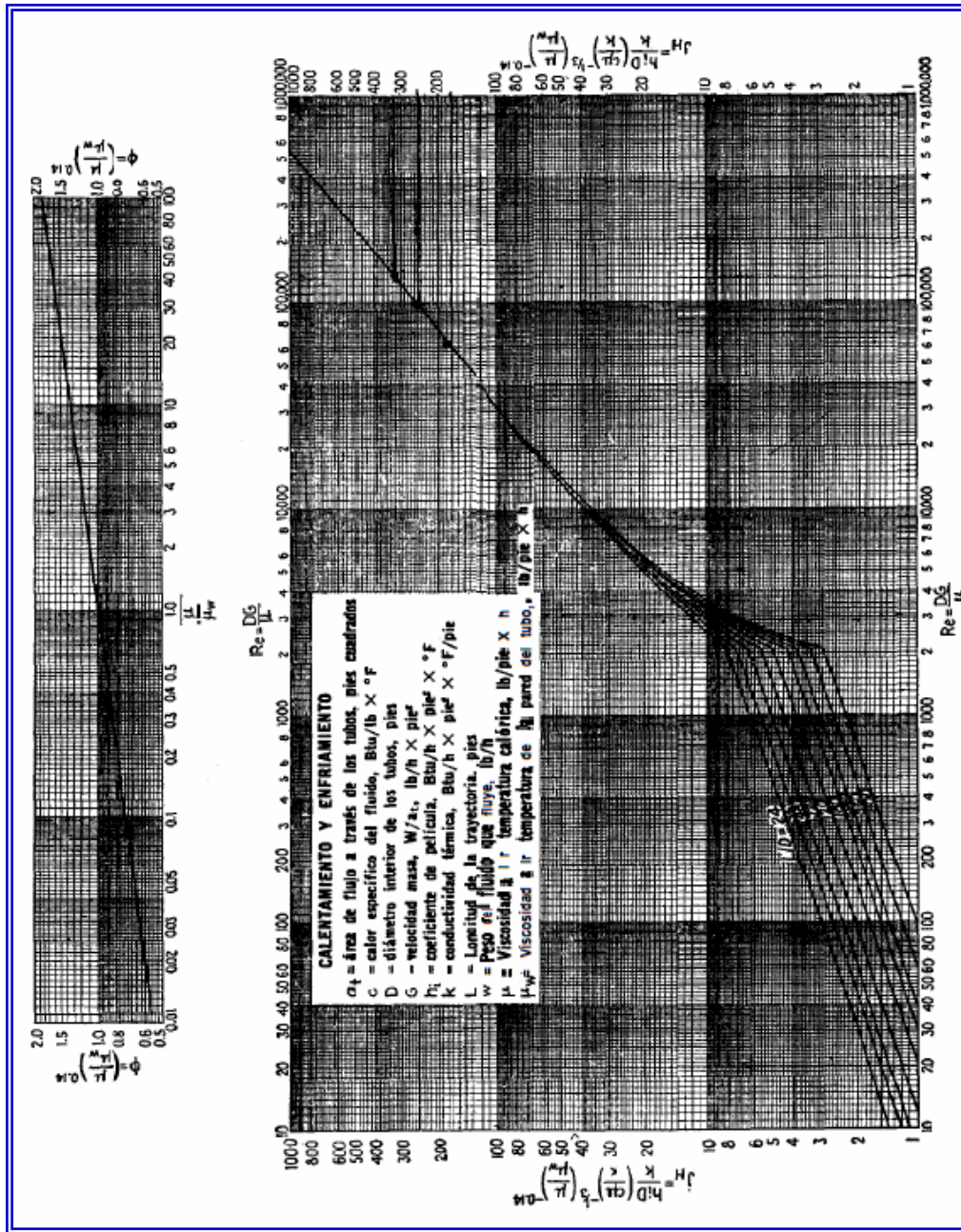


Figura D.4. Curva de transferencia de calor, lado de los tubos.

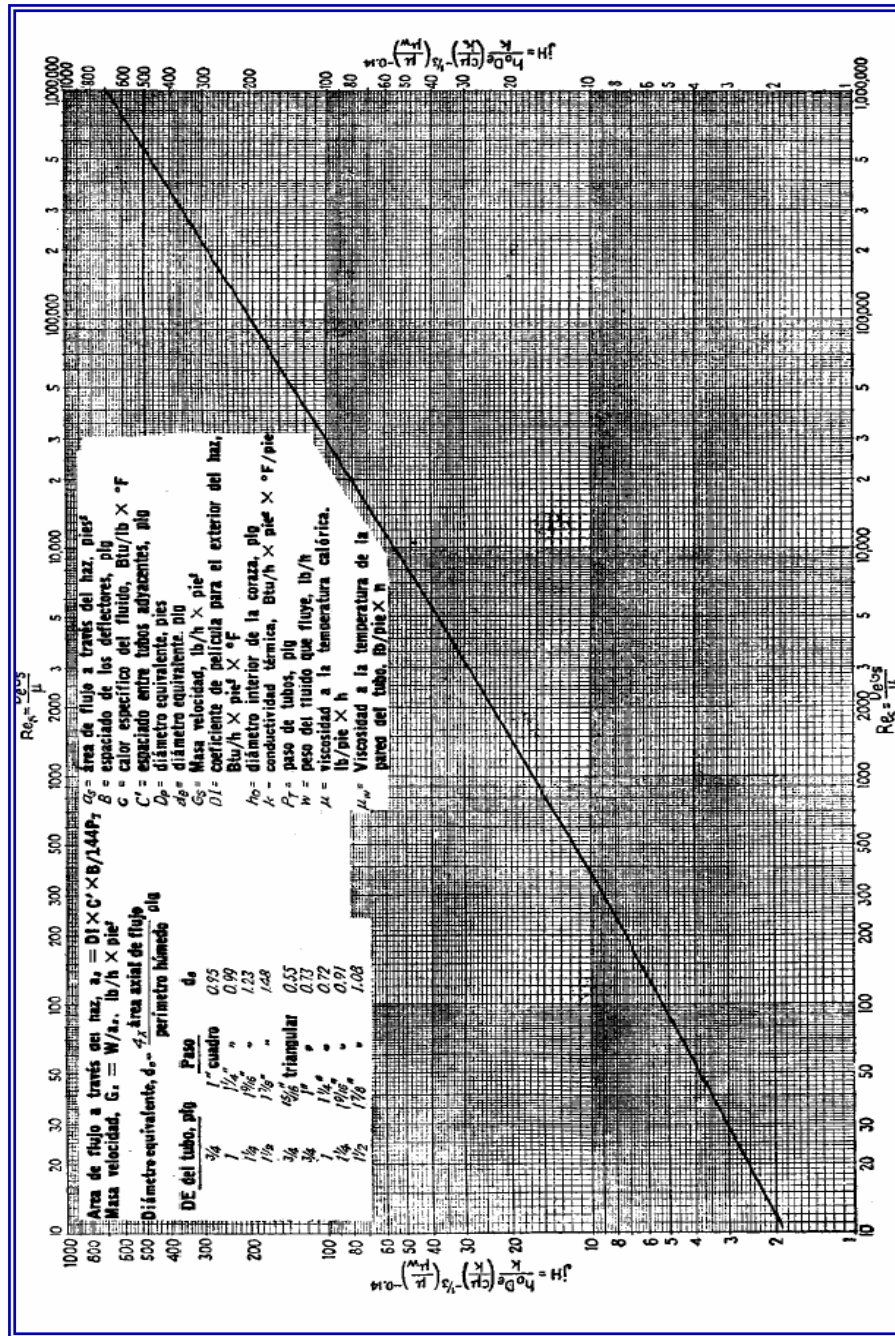


Figura D.5. Curva de transferencia de calor, lado de la carcasa.

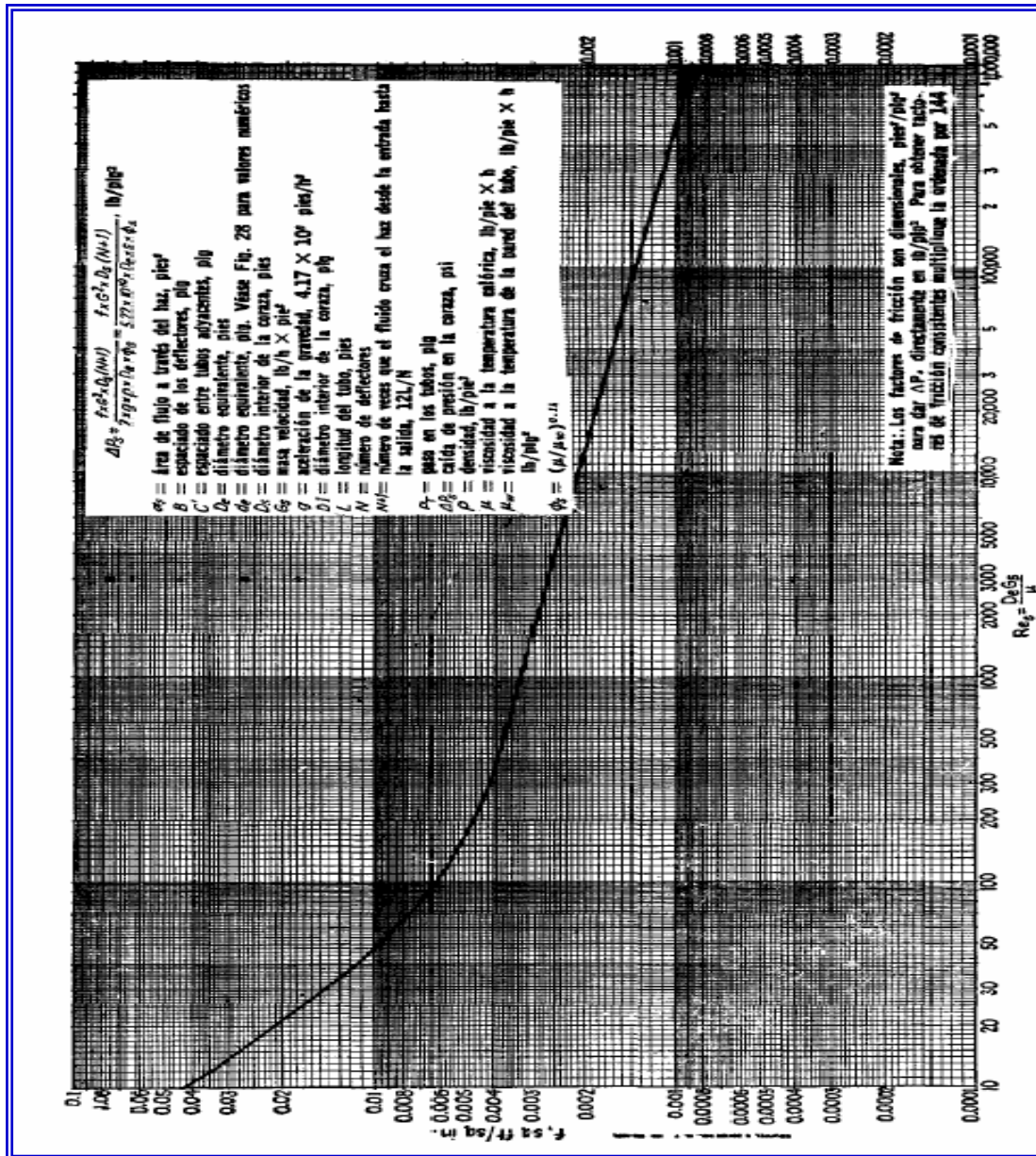


Figura D.6. Factor de fricción del lado de la carcasa.

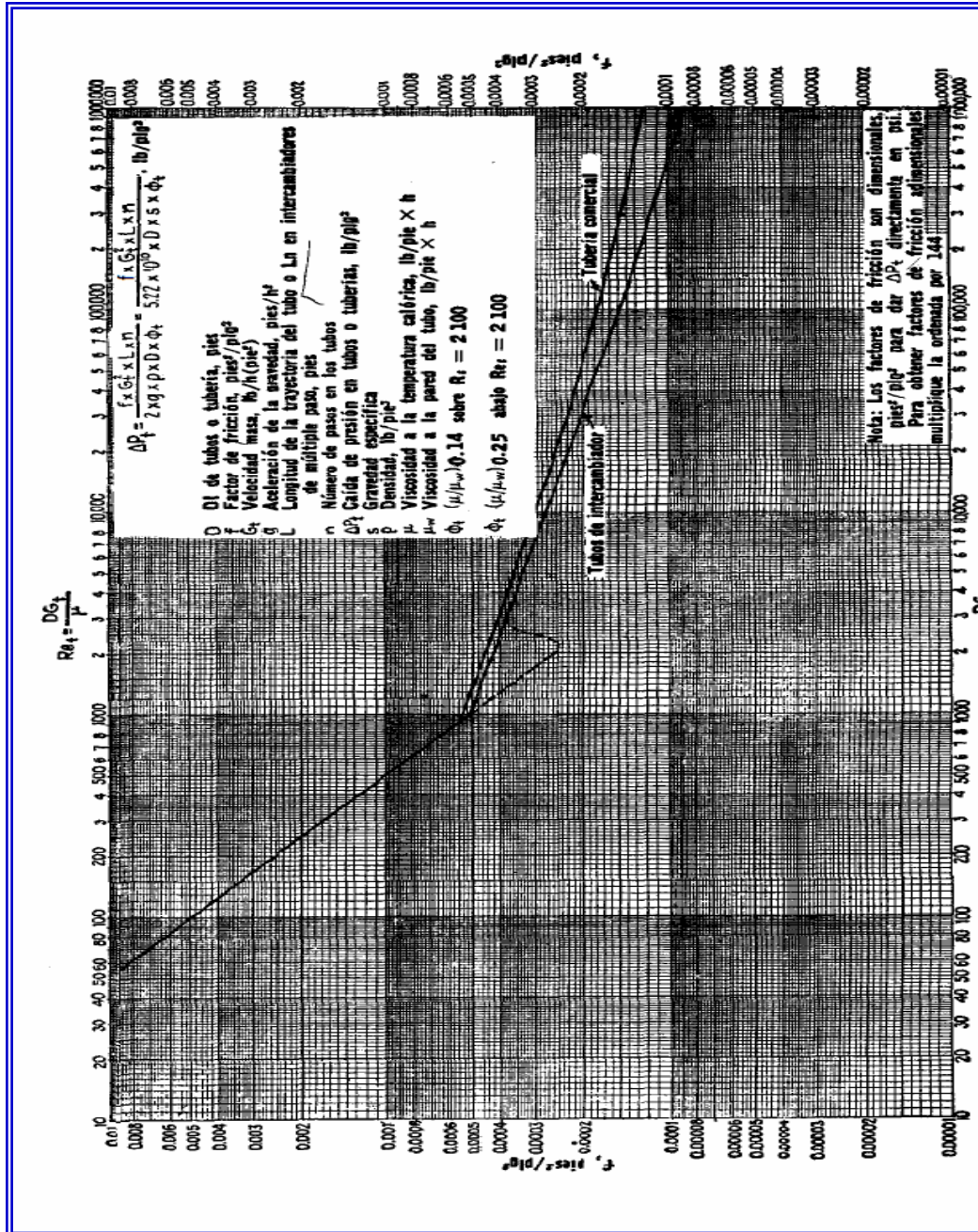


Figura D.7. Factor de fricción del lado de los tubos.

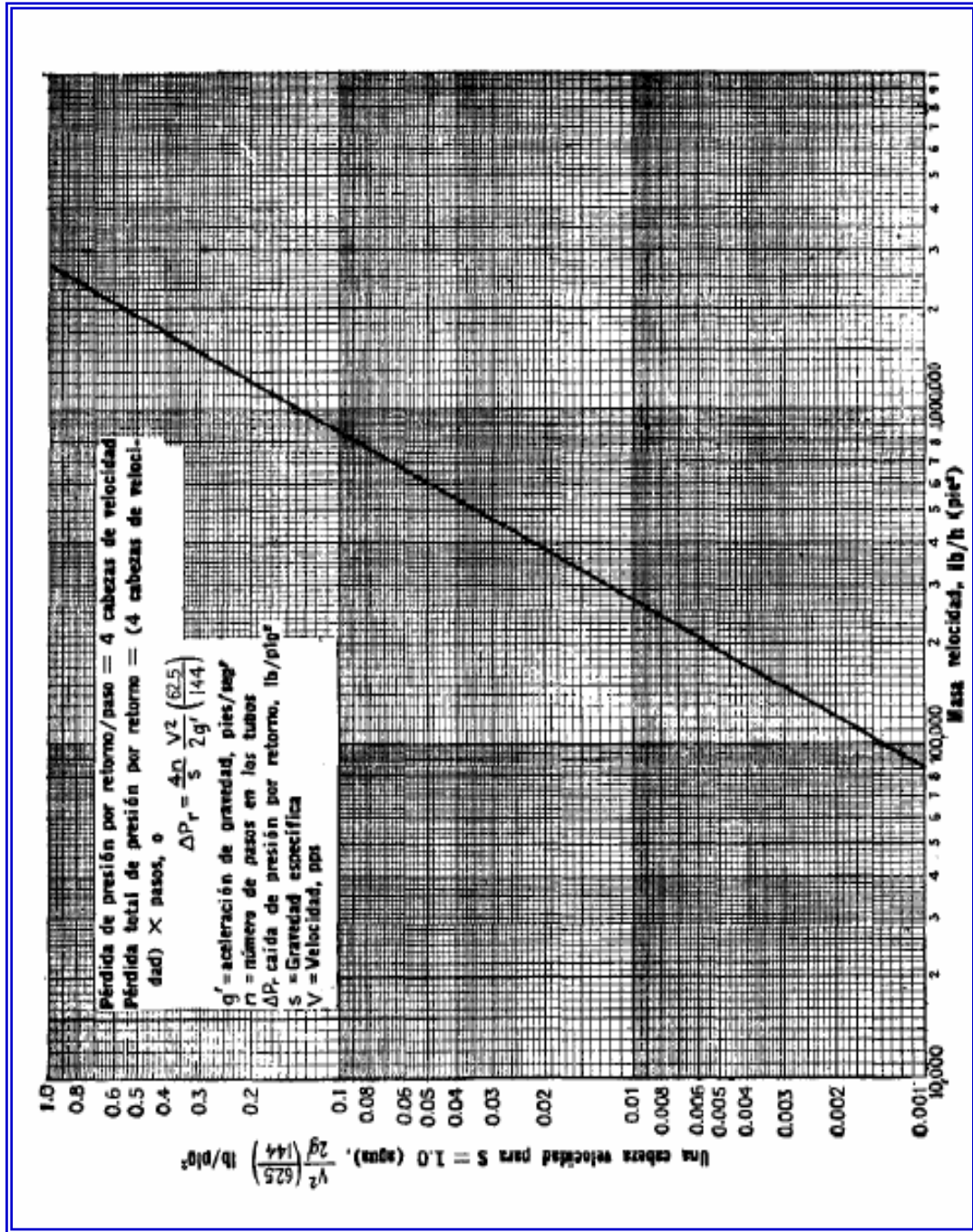


Figura D.8. Velocidad de cabezal del lado de los tubos.

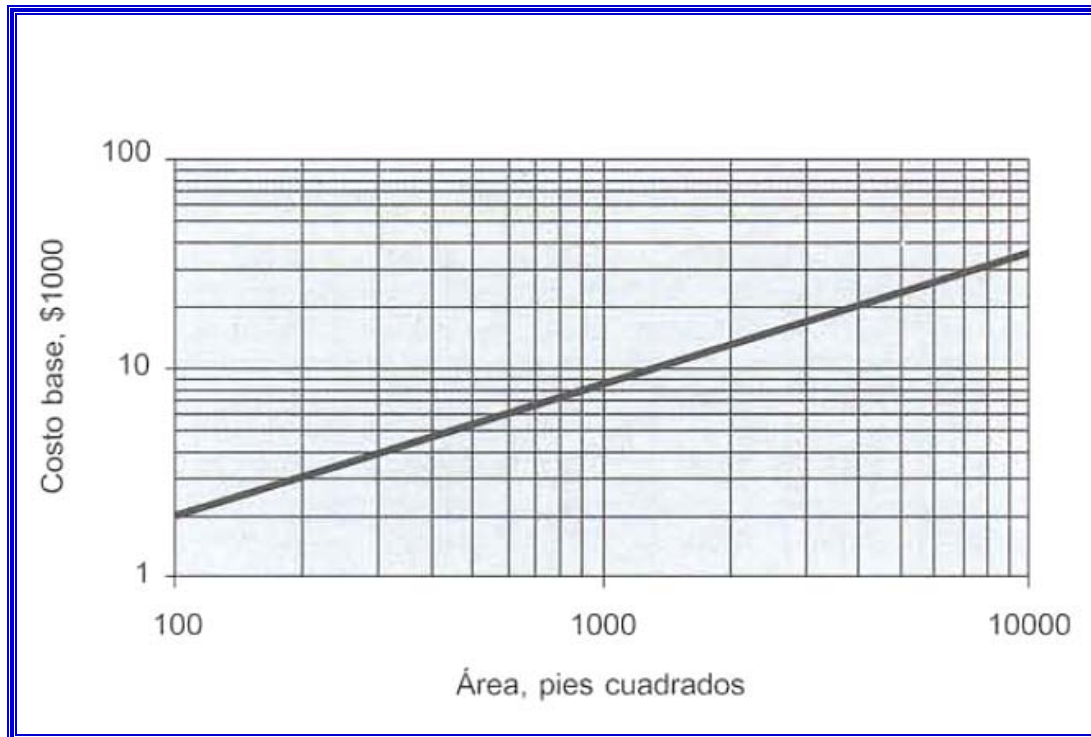


Figura D.9. Costo base para los intercambiadores de calor de tubo y coraza, para el año 1968.

Tabla D.1. Valores típicos de coeficientes globales de transferencia de calor, en intercambiadores de calor de tubo y coraza.

Service and (r_f)	U	Service and (r_f)	U
Water (0.002)/			
100 psi Gas (0.001)	35-40	Rich (0.001)/Lean Oil (0.002)	80-100
300 psi Gas (0.001)	40-50	C ₃ Liq/C ₃ Liq (0.001)	110-130
700 psi Gas (0.001)	60-70	MEA/MEA (0.002)	120-130
1000 psi Gas (0.001)	80-100	100 psi Gas/500 psi Gas	50-70
Kerosene (0.001)	80-90	1000 psi Gas/1000 psi Gas	60-80
MEA (0.002)	130-150	1000 psi Gas/Cond. C ₃ (0.001)	60-80
Air (0.002)	20-25	Steam (0.0005) Reboilers	140-160
Water (0.001)	180-200	Hot Oil (0.002) Reboilers	90-120
Condensing with		Heat Transfer Fluid (0.001)	
water (0.002)/		Reboilers	80-110
C ₃ or C ₄ (0.001)	125-135		
Naphtha (0.001)	70-80		
Still Overhead (0.001)	70-80		
Amine (0.002)	100-110		
U in Btu/(hr • sq ft • °F)			
r_f in (hr • sq ft • °F)/Btu			

Tabla D.2. Números de orificios para tubos en el espejo.

Tubos de 3/4" DE, arreglo triangular de 15/16 plg						Tubos de 3/4" DE, arreglo triangular de 1 plg					
Coraza DI, plg	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P	Coraza DI, plg	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P
8	36	32	26	24	18	8	37	30	24	24	
10	62	56	47	42	36	10	61	52	40	36	
12	109	98	86	82	78	12	92	82	76	74	70
13 1/4	127	114	96	90	86	13 1/4	109	106	86	82	74
15 1/4	170	160	140	136	128	15 1/4	151	138	122	118	110
17 1/4	239	224	194	188	178	17 1/4	203	196	178	172	166
19 1/4	301	282	252	244	234	19 1/4	262	250	226	216	210
21 1/4	361	342	314	306	290	21 1/4	316	302	278	272	260
23 1/4	442	420	386	378	364	23 1/4	384	376	352	342	328
25	532	506	468	446	434	25	470	452	422	394	382
27	637	602	550	536	524	27	559	534	488	474	464
29	721	692	640	620	594	29	630	604	556	538	508
31	847	822	766	722	720	31	745	728	678	666	640
33	974	938	878	852	826	33	856	830	774	760	732
35	1102	1068	1004	988	958	35	970	938	882	864	848
37	1240	1200	1144	104	072	37	1074	1044	012	986	870
39	1377	1330	1258	248	212	39	1206	1176	128	1100	078

Tubos de 1" DE, arreglo triangular de 1 1/4 plg						Tubos de 1 1/4" DE, arreglo triangular de 1 1/16" plg					
8	21	16	16	14		10	20	18	14		
10	32	32	26	24		12	32	30	26	22	20
12	55	52	48	46	44	13 1/4	38	36	32	28	26
13 3/8	68	66	58	54	5c	15 1/4	54	51	45	42	38
15 1/4	91	86	80	74	72	17 1/4	69	66	62	58	54
17 1/4	131	118	106	104	94	19 1/4	95	91	86	78	69
19 1/4	163	152	140	136	128	21 1/4	117	112	105	101	95
21 1/4	199	188	170	164	160	23 1/4	140	136	130	123	117
23 1/4	241	232	212	212	202	25	170	164	155	150	140
25	294	282	256	252	242	27	202	196	185	179	170
27	349	334	302	296	286	29	235	228	217	212	202
29	397	376	338	334	318	31	275	270	255	245	235
	472	454	430	424	400	33	315	305	297	288	275
33	538	522	486	470	454	35	357	348	335	327	315
35	608	592	562	546	532	37	407	390	380	374	357
37	674	664	632	614	598	39	449	436	425	419	407
39	766	736	700	688	672						

Tubos de 1 1/2" DE, arreglo triangular de 1 7/8 plg					
12	18	14	14	12	12
13 1/4	27	22	18	16	14
15 1/4	36	34	32	30	27
17 1/4	48	44	42	38	36
19 1/4	61	58	55	51	48
21 1/4	76	72	70	66	61
23 1/4	95	91	86	80	76
25	115	110	105	98	95
27	136	131	125	118	115
29	160	154	147	141	136
31	184	177	172	165	160
33	215	206	200	190	184
35	246	238	230	220	215
37	275	268	260	252	246
39	307	299	290	284	275

Tabla D.3. Factores de ajuste de costo de intercambiadores de tubo y coraza según tipo de diseño y presión de diseño.

Tipo de diseño	F _d	Presión de diseño (psi)	F _p
Reboiler, Kettle	1.35	Inferior a 150	0.00
Cabezal flotante	1.00	300	0.10
Tubo U	0.85	400	0.25
Hoja de tubos fijos	0.80	800	0.52
		1000	0.55

Tabla D.4. Factores de ajuste de costo para intercambiadores de calor de tubo y coraza según el material de la coraza/tubo.

Área, ft ²	AC/ AC	AC/ Latón	AC/ Mo	AC/ Al	Al/ Al	AC/ Monel	Monel/ Monel	AC/ Ti	Ti/Ti
Inf. a 100	1.00	1.05	1.60	1.54	2.50	2.00	3.20	4.10	10.28
100 a 500	1.00	1.10	1.75	1.78	3.10	2.30	3.50	5.20	10.60
500 a 1000	1.00	1.15	1.82	2.25	3.26	2.50	3.65	6.15	10.75
1000 a 5000	1.00	1.30	2.15	2.81	3.75	3.10	4.25	8.95	13.05
5000 a 10000	1.00	1.52	2.50	3.52	4.50	3.75	4.95	11.1	16.60

ANEXO E

Torre de Enfriamiento

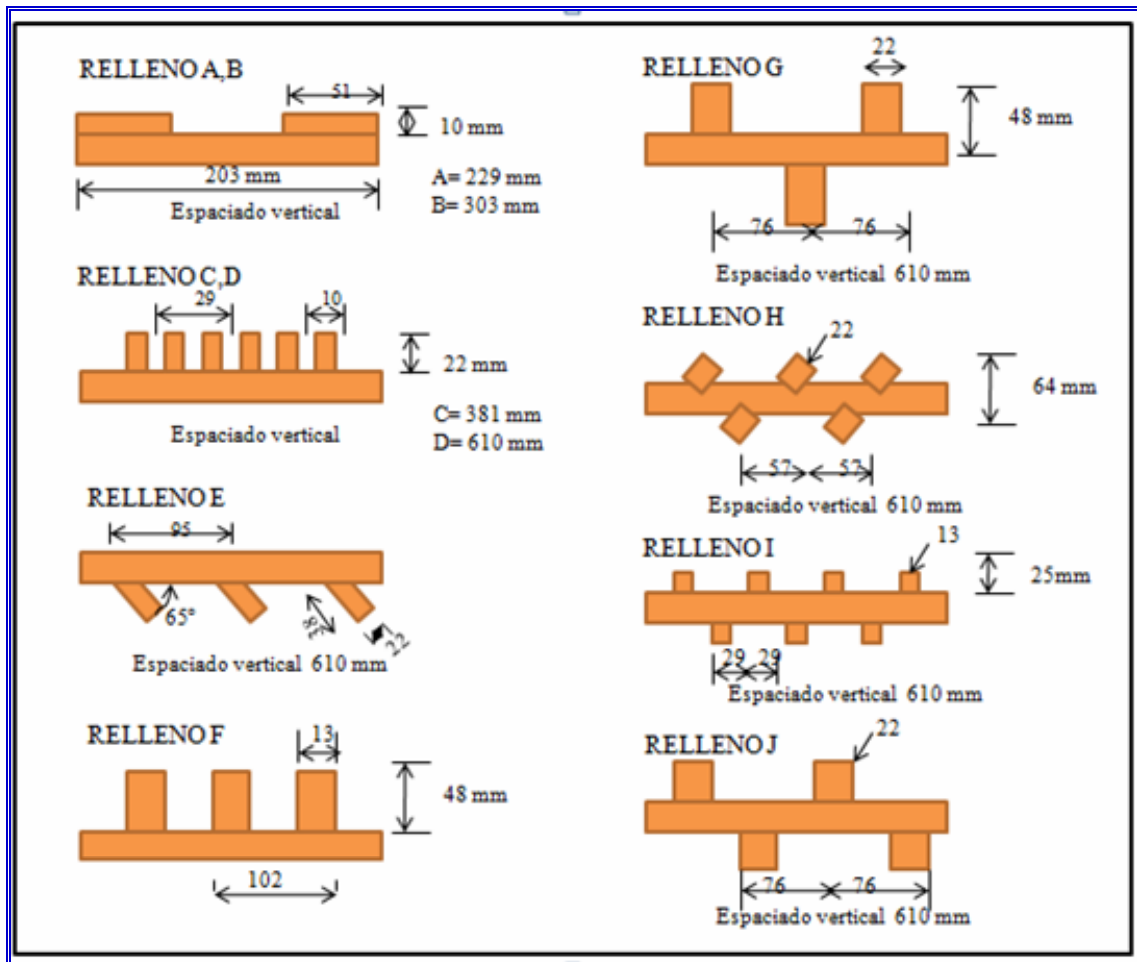


Figura E.1. Disposiciones de relleno ensayadas por Kelly y Sweson.

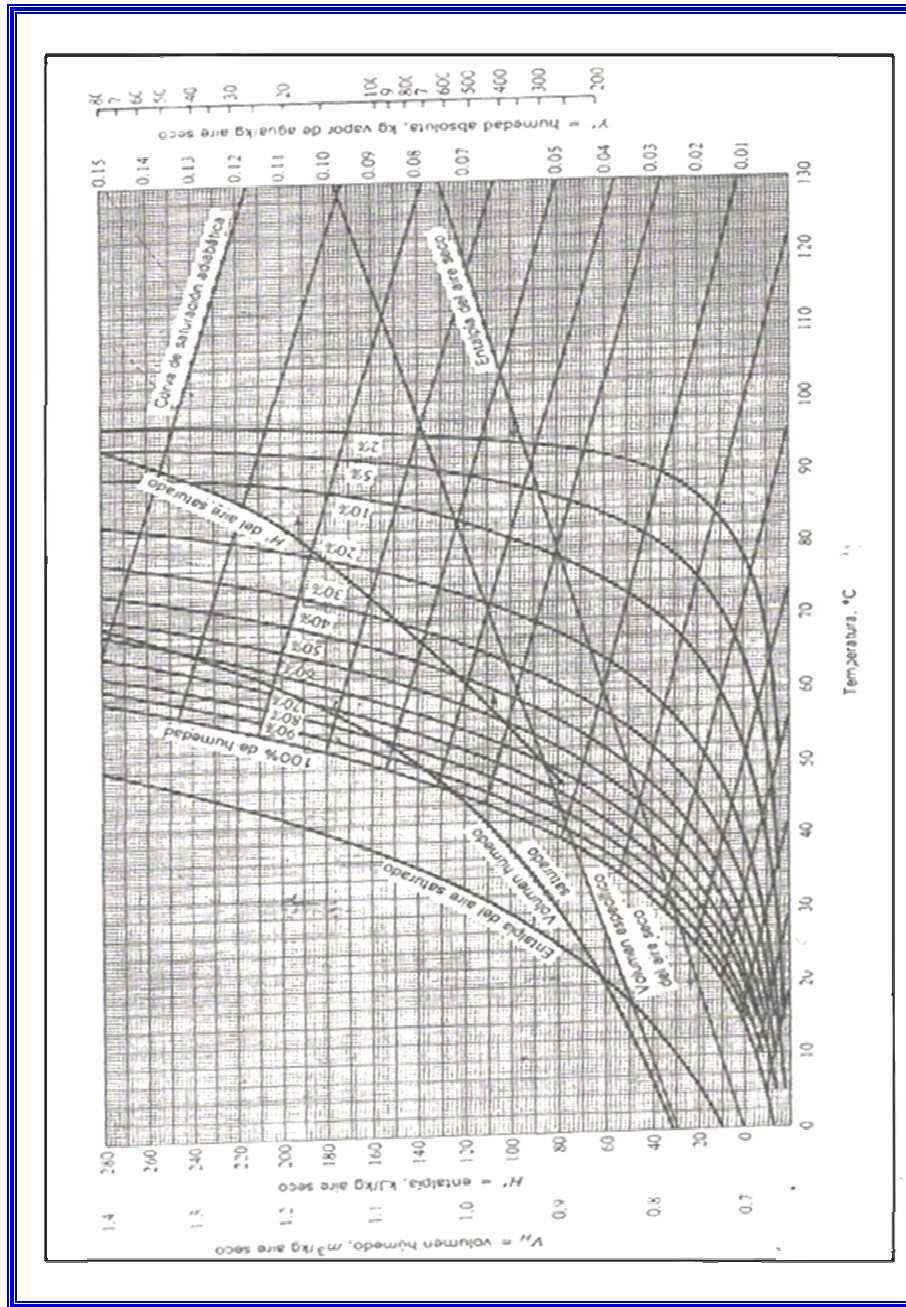


Figura E.2. Carta Psicrométrica en el sistema internacional de unidades.

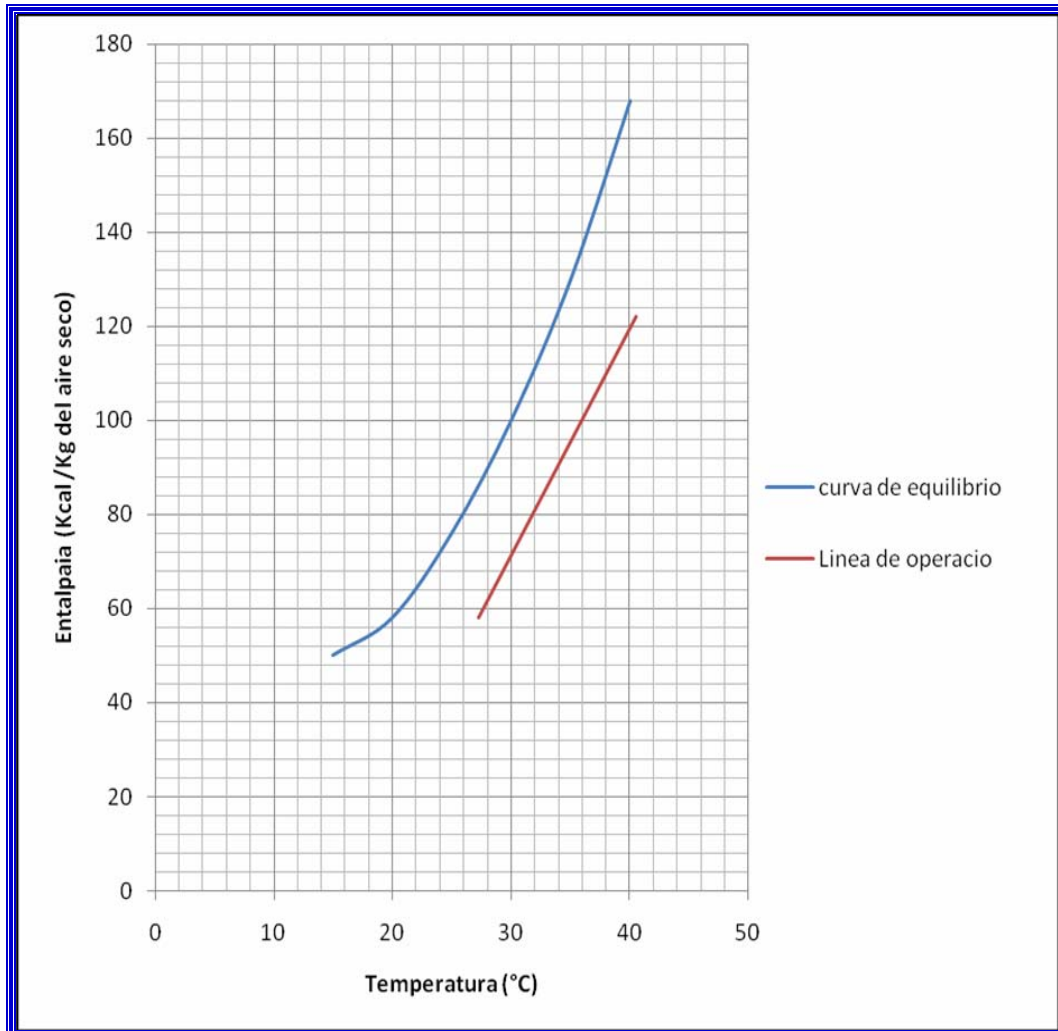


Figura E.3. Representación grafica de la curva de equilibrio y la línea de operación.

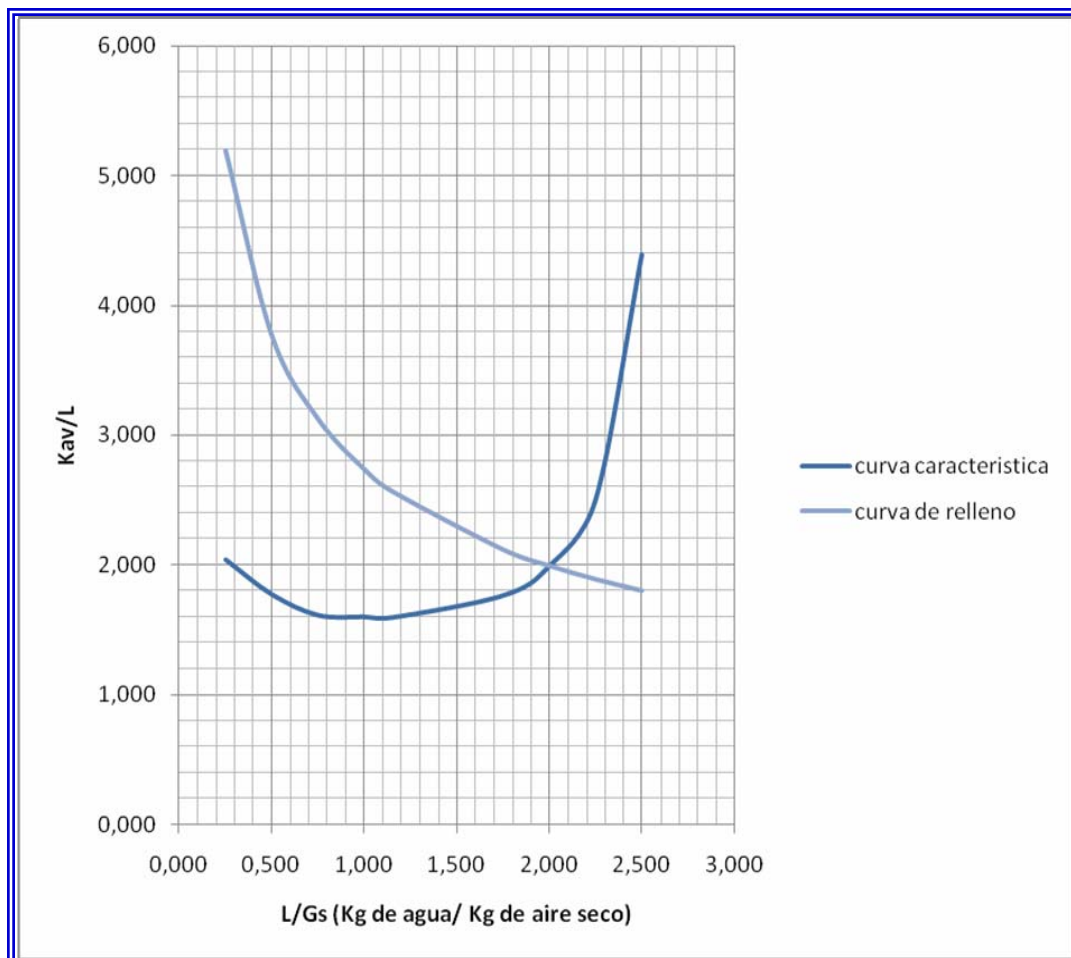


Figura E.4. Punto de diseño de la torre de enfriamiento TE-1.

Home Up Feedback Contents Search Links

Cooling Cost

Matches provides conceptual process, cost and optimization engineering services to the chemical and metallurgical industry. This educational content should assist you in the evaluation of process alternatives. We hope you will comment (below).

Compressor Cost Estimate - An interactive **JavaScript** equipment capital cost estimating aid (order-of-magnitude). These costs are helpful during a project's early development and budgeting. The actual cost of a piece of equipment depend upon many factors. You should exercise caution in use of this educational content.

Cooler Type:
 Load should be between 10 and 600 Million BTU/
 Cooling Load: Million BTU/hr
 Material: Carbon Steel
 Pressure: Atmospheric

Figura E.5. Hoja de cálculo para el costo de la torre de enfriamiento

Tabla E.1. Valores de A y n de la ecuación de Kelly y Sweson.

RELENO	A	n
A	0,060	0,62
B	0,070	0,62
C	0,092	0,60
D	0,119	0,58
E	0,100	0,46
F	0,110	0,51
G	0,114	0,57
H	0,127	0,47
I	0,135	0,57
J	0,103	0,54

Tabla E.2. Caracterización del aire a la entrada y a la salida de la torre.

Condiciones a la entrada	
T _{g1} (°C)	27,00
T _{w1} (°C)	20,39
y ₁ (kg agua/ kg AS)	0,012
y _{sa 1} (kg agua/kg AS)	0,015
y _{s1} (kg agua/kg AS)	0,024
%y ₁	50
V _{B1} (m ³ /kg As)	85
V _{sat1} (m ³ /kg As)	0,885
V _{H1} (m ³ /kg As)	42,943
H _{B1} (kJ/kgAS)	28
H _{sat1} (kJ/kgAS)	88
H _{g1} (kJ/kgAS)	58
C _{s1} (kJ/kgAS °C)	0,47

Condiciones a la salida	
T _{g2} (°C)	33,89
y ₂ (kg agua/ kg AS)	0,035
HB(kJ/kgAS)	34
Hsat(kJ/kgAS)	122

Tabla E.3. Entalpías de saturación utilizadas en el método Merkel en unidades de kcal/kg aire seco.

T (°C)				H* (kcal/kg aire seco)			
T ₁	T ₂	T ₃	T ₄	H ₁ *	H ₂ *	H ₃ *	H ₄ *
28,556	32,556	35,222	39,222	22,945	28,203	31,071	37,763

Tabla E.4. Parámetros utilizados en el método de Merkel para la determinación en el punto de diseño.

L _w /G _s (kg agua/kg aire seco)	h (kcal/kg aire seco)				Δ h (kcal/kg aire seco)			
	h ₁	h ₂	h ₃	h ₄	Δ h ₁	Δ h ₂	Δ h ₃	Δ h ₄
0,25	14,196	15,196	27,825	28,825	8,749	13,007	3,245	8,938
0,50	14,529	16,529	26,492	28,492	8,416	11,674	4,579	9,271
0,75	14,862	16,529	25,159	28,159	8,082	11,674	5,912	9,604
1,00	15,196	19,196	23,825	27,825	7,749	9,007	7,245	9,938
1,147	15,392	27,196	23,040	27,629	7,553	8,222	8,031	10,134
1,75	16,196	25,862	19,825	26,825	6,749	5,007	11,245	10,938
2,00	16,529	24,529	18,492	26,492	6,416	3,674	12,579	11,271

2,25	16,862	23,196	17,159	26,159	6,082	2,340	13,912	11,604
2,50	17,196	19,981	15,825	25,825	5,749	1,007	15,245	11,938

Tabla E.5. Inverso de la entalpia potencial ($1/\Delta h$) y característica termodinámica ($Ka.V/L$).

L_w/Gs (Kg agua/Kg aire seco)	$1/\Delta h$ (kcal/kg aire seco)				$Ka.V/L_w$
	$1/\Delta h_1$	$1/\Delta h_2$	$1/\Delta h_3$	$1/\Delta h_4$	
0,25	0,114	0,077	0,308	0,112	2,037
0,50	0,119	0,086	0,218	0,108	1,769
0,75	0,124	0,086	0,169	0,104	1,609
1,00	0,129	0,111	0,138	0,101	1,596
1,147	0,132	0,122	0,125	0,099	1,591
1,75	0,148	0,200	0,089	0,091	1,761
2,00	0,156	0,272	0,079	0,089	1,988
2,25	0,164	0,427	0,072	0,086	2,499
2,50	0,174	0,993	0,066	0,084	4,388

Tabla E.6. Constantes termodinámicas ($K_a.V/L$) determinadas a partir de la ecuación de relleno correspondiente a las diferentes variaciones de la relación líquido- gas (L_w/G_s)

L_w/G_s (kg agua/kg aire seco)	$K_a.V/L_w$ (adimensional)
0,250	5,187
0,500	3,764
0,750	3,123
1,000	2,737
1,147	2,570
1,750	2,120
2,000	1,995
2,250	1,892
2,500	1,804

Tabla E.7. Parámetros utilizados para la construcción de la curva de equilibrio.

T (°C)	H(kJ/ kg As)
15	50
20	58
25	76
30	100
35	130
40	168

Tabla E.8. Parámetros utilizados para el cálculo de la unidad de transferencia.

T (°C)	Hg (kcal/kg as)	H* (kcal/kg as)	H*-Hg (kcal/kg as)	1/H*-Hg (kg as/kcal)
27,22	58,00	84,00	26,00	0,04
-	68,67	96,00	27,33	0,04
-	79,33	104,00	24,67	0,04
-	90,00	120,00	30,00	0,03
-	100,67	136,00	35,33	0,03
-	111,33	152,00	40,67	0,02
40,56	122,00	168,00	46,00	0,02

Tabla E.9. Altura (Z), área transversal (S) de la torre de enfriamiento y volumen de relleno (V).

Z (m)	3,63
S (m²)	9,00
V (m³)	32,67

**METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y
ASCENSO:**

TÍTULO	Implementación de un sistema de enfriamiento para la disminución de la temperatura de la corriente de entrada a una planta de extracción de LGN
SUBTÍTULO	

AUTOR (ES):

APELLIDOS Y NOMBRES	CÓDIGO CULAC / E MAIL
Aguilera H., Jénasis A.	CVLAC: 16.926.009 E MAIL: aguilerajenasis@hotmail.com
Maita I., Milagros	CVLAC: 18.298.564 E MAIL: maita_m10@hotmail.com
Romero Y., Rosilvis C.	CVLAC:14.477.863 E MAIL:rosilvis@hotmail.com

PALÁBRAS O FRASES CLAVES:

Sistema_____

Enfriamiento_____

Disminución_____

Temperatura_____

Planta_____

LGN_____

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:

ÁREA	SUBÁREA
Ingeniería y ciencias aplicadas	Ingeniería Química
Ingeniería y ciencias aplicadas	Ingeniería Química
Ingeniería y ciencias aplicadas	Ingeniería de Petróleo

RESUMEN (ABSTRACT):

El acondicionamiento del gas natural se efectúa con dos procesos fundamentales: la deshidratación y el endulzamiento. La deshidratación consiste en la eliminación del excedente de vapor de agua presente en la corriente gaseosa, en cambio el proceso de endulzamiento reside en la eliminación parcial de los gases ácidos contenidos en el gas natural. Por este motivo, ambos procesos se realizan con el objeto de alcanzar las especificaciones de calidad del gas natural comercial y lograr una máxima eficiencia en su transporte. En estos procesos de acondicionamiento la temperatura juega un papel importante ya se debe mantener dentro del rango de diseño del proceso, para evitar un mal funcionamiento y deterioro de los equipos y sustancias involucradas.

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:**CONTRIBUIDORES:**

APELLIDOS Y NOMBRES	ROL / CÓDIGO CVLAC / E_MAIL				
	ROL	CA	AS(X)	TU	JU
Rondon, José	CVLAC:	8.328.657			
	E_MAIL	rondonjj@gmail.com			
	E_MAIL	rondonjj@hotmail.com			
	ROL	CA	AS	TU	JU(X)
Díaz, Nivia	CVLAC:	13.317.350			
	E_MAIL				
	E_MAIL				
Rodulfo, Arturo	ROL	CA	AS	TU	JU(X)
	CVLAC:	8.300.709			
	E_MAIL				
	E_MAIL				
	ROL	CA	AS	TU	JU
	CVLAC:				
	E_MAIL				
	E_MAIL				

FECHA DE DISCUSIÓN Y APROBACIÓN:

2009	08	06
AÑO	MES	DÍA

LENGUAJE. SPA

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:**ARCHIVO (S):**

NOMBRE DE ARCHIVO	TIPO MIME
TESIS.Implementación de un sistema de enfriamiento.doc	Aplicación/msword

CARACTERES EN LOS NOMBRES DE LOS ARCHIVOS: A B C D E F G H I
 J K L M N O P Q R S T U V W X Y Z. a b c d e f g h i j k l m n o p q r s t u v w x y
 z. 0 1 2 3 4 5 6 7 8 9.

ALCANCE

ESPACIAL: TESIS.Implementación de un sistema de enfriamiento

TEMPORAL: seis (6) meses

TÍTULO O GRADO ASOCIADO CON EL TRABAJO:

Ingeniero Químico/Ingeniero de Petróleo

NIVEL ASOCIADO CON EL TRABAJO:

Pregrado

ÁREA DE ESTUDIO:

Departamento de Ingeniería Química/Departamento de Ingeniería de Petróleo

INSTITUCIÓN:

Universidad de Oriente Núcleo de Anzoátegui

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:**DERECHOS**

DE ACUERDO AL ARTÍCULO 44 DEL REGLAMENTO DE TRABAJO DE GRADO: LOS TRABAJOS DE GRADO SON DE EXCLUSIVA PROPIEDAD DE LA UNIVERSIDAD DE ORIENTE Y SOLO PODRÁN SER UTILIZADOS A OTROS FINES CON EL CONSENTIMIENTO DEL CONSEJO DE NÚCLEO RESPECTIVO, QUIEN LO PARTICIPARÁ AL CONSEJO UNIVERSITARIO.

Aguilera, Jénasis**16.926.009****Maita, Milagros****18.298.564****Romero, Rosilvis****14.477.863****Rondon, José****8.328657****Díaz, Nivia****13.317.350****Rodulfo, Arturo****8.300.709****POR LA SUBCOMISION DE TESIS****Patiño, Rayda**