

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

Evaluación del sistema de agua de enfriamiento de una planta de alquilación.

Tutores Académicos: Prof. Mary Luz Alonso,
Prof. José F. Fernández.

Tutor Industrial: Ing. Enrique Cossé.

Presentado ante la Ilustre
Universidad Central de Venezuela
para optar al Título de Ingeniero Químico
Por los Brs. Autuori E. Rosa G., y
Meza J. Reinerio J.

Caracas, Noviembre del 2002.

**Autuori E., Rosa G.
Meza J., Reinerio J.**

EVALUACIÓN DEL SISTEMA DE AGUA DE ENFRIAMIENTO PARA UNA PLANTA DE ALQUILACIÓN

**Tutores académicos: Profesora Mary Luz Alonso, Profesor José F. Fernández.
Tutor Industrial: Ing. Enrique Cossé.**

**Tesis. Caracas. UCV. Facultad de Ingeniería. Escuela de Ingeniería Química.
Año 2002, 147 p.**

Palabras claves: Agua, Alquilación, Enfriamiento, Intercambiadores de calor, Torre de enfriamiento.

Resumen: Química Venoco C.A., es una planta de alquilación que produce alquilbenceno lineal (LAB) y ramificado (BAB), a partir de la reacción entre el benceno y olefinas lineales o ramificadas, en presencia de ácido fluorhídrico (HF) como catalizador.

El sistema existente de agua de enfriamiento de la planta de alquilación, está constituido por una torre de agua de enfriamiento, la cual suministra agua a todos los puntos del sistema que así lo requieran a través de una bomba a intercambiadores de calor de diferentes diseños: serpentines, tubos-coraza y doble tubo. Inicialmente, este sistema fue diseñado para unos niveles de producción de 180 TMD de alquilbenceno lineal (LAB).

Actualmente, debido a aumentos en la demanda del mercado, los niveles de producción se encuentran en 360 TMD de LAB y 180 TMD de BAB. Por otra parte durante la producción de BAB, se genera un subproducto no deseado denominado brea ácida, la cual es neutralizada en tanques, los cuales requieren del agua de enfriamiento como servicio.

Por lo mencionado anteriormente, los equipos que conforman el sistema operan de manera poco eficiente, con una variación de temperatura entre la entrada y la salida del agua de enfriamiento muy pequeños, entre 7 y 13 °F, lo que requiere poner a disposición grandes

caudales de agua, para transferir las cargas térmicas, lo cual implica la necesidad de instalar bombas más grandes con motores de mayor consumo de electricidad y, en consecuencia, incrementos en los costos de mantenimiento y energía.

La elaboración de este trabajo está orientada a realizar la evaluación tanto térmica como hidráulica del sistema de agua de enfriamiento que posee actualmente la planta de alquiler, con el fin de determinar si estos equipos están en la capacidad de operar de manera eficiente con los nuevos niveles de producción y cumplir con los requerimientos de carga térmica en el proceso. En base a esta evaluación se determinó que dicho sistema puede operar con un gradiente de temperatura mayor entre la entrada y la salida de agua, de 18 °F, con el propósito de disminuir el consumo de agua de enfriamiento que requiere actualmente el sistema, aprovechar de forma más eficientes los equipos instalados y disminuir los costos de energía.

Mediante la evaluación, se determinó que algunos de los intercambiadores que se encuentran actualmente en operación, pueden seguir funcionando con las condiciones de flujo actuales, debido a que cumplen con los requerimientos de carga térmica y con la caída de presión. Por otra parte, con el nuevo sistema se produce una disminución considerable en el consumo del agua de enfriamiento requerida por el mismo, de 28 % y 50 % para LAB y BAB respectivamente.

Igualmente se verificó que la torre de agua de enfriamiento y la bomba, son capaces de manejar los flujos de agua requeridos por el nuevo sistema, así como, en el caso de la torre de enfriamiento se puede disponer de 4,13 y 7,94 MMBTU/h para LAB y BAB respectivamente, y actualmente se dispone 2,85E-02 y 2,86E-01 MMBTU/h por limitaciones de flujo, lo que resulta de gran utilidad, ya que la planta desea realizar una ampliación en un corto plazo y puede hacer uso del servicio de agua de enfriamiento sin tener que adquirir otra torre. El resto de los intercambiadores fueron diseñados, y validados con el uso del simulador Hextran. Finalmente, con el diseño de este nuevo sistema la inversión inicial se recupera en 6 años basándose en el ahorro existente en el costo total del servicio de agua de enfriamiento que es de aproximadamente 6,78 millones de bolívares por año, con un sistema mucho más eficiente, que cumple con todos los requerimientos de carga térmica y pérdida de carga.

Índice General.

Contenido	Pág.
Índice de Figuras.	vi
Índice de Tablas.	vii
Lista de Símbolos.	xi
1. INTRODUCCIÓN.	1
2. FUNDAMENTOS DE LA INVESTIGACIÓN.	3
2.1. Planteamiento del problema.	3
2.2. Objetivo General.	4
2.3. Objetivos Específicos.	4
3. MARCO TEÓRICO.	6
3.1. Descripción del proceso.	6
3.2. Diagrama de flujo simplificado del proceso de alquilación.	7
3.2. Sistema de Enfriamiento.	11
3.3. Transferencia de calor.	13
3.3.1. Intercambiadores de calor.	13
3.3.2. Transferencia de calor por convección.	16
3.3.3. Transferencia de calor con cambio de fase.	22
3.3.4. Parámetros considerados en el diseño de intercambiadores de calor.	25
3.3.5. Tipos de intercambiadores de calor.	32
3.4. Torres de enfriamiento.	39
3.4.1. Clasificación de torres de enfriamiento.	40
3.4.2. Balance de energía en una torre de enfriamiento.	41
3.4.3. Transferencia simultánea de calor y masa.	41
3.5. Bombas.	44
3.5.1. Cabezal total de la bomba.	44
3.5.2. Limitaciones de succión de una bomba.	45
3.5.3. Selección de la bomba.	45
3.6. Dimensionamiento de Tuberías.	47

3.7. Simulación de procesos con el software Hysys.....	51
3.8. Simulación de procesos con el software Hextran.....	52
3.8.1. Métodos termodinámicos.	53
3.8.2. Métodos para el cálculo de propiedades de transporte.....	54
4. METODOLOGÍA.....	55
5. RESULTADOS Y DISCUSIÓN.....	65
5.1. Equipos que conforman el sistema de agua de enfriamiento.	65
5.2. Condiciones actuales de operación para las producciones de LAB y BAB.	66
5.3. Determinación del flujo de agua de enfriamiento para la producción de LAB y BAB..	68
5.4. Evaluación de la torre de agua de enfriamiento CT-2.....	71
5.5. Evaluación de los equipos de Transferencia de Calor.....	76
5.5.1 Equipos que permanecen en la nueva propuesta.	81
5.5.2 Nuevos equipos.	97
5.6. Evaluación hidráulica del sistema de agua de enfriamiento.....	116
5.6.1. Red Tuberías.....	116
5.6.2. Bomba P-516 A/B.	118
5.7. Propuesta definitiva para el sistema de agua de enfriamiento.....	120
5.8. Costos de inversión y operación del sistema de agua de enfriamiento.	122
6. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	125
7. BIBLIOGRAFÍA.....	128
8. APÉNDICES.....	¡Error! Marcador no definido.

Índice de Figuras.

	Pag	
Figura 1	Diagrama de flujo simplificado del sistema de agua de enfriamiento	7
Figura 2	Diagrama simplificado del sistema de agua de enfriamiento	11
Figura 3a	Intercambiador de calor de tubos concéntricos: Flujo Paralelo.	14
Figura 3b	Intercambiador de calor de tubos concéntricos: Contraflujo.	14
Figura 4a	Intercambiador de calor con flujo cruzado: Corrientes sin mezclar	15
Figura 4b	Intercambiador de calor con flujo cruzado: Una corriente sin mezclar.	15
Figura 5	Diámetro de los ánuos.	19
Figura 6	Intercambiador tubo coraza en un solo paso.	20
Figura 7	Arreglos de tubos en intercambiadores de calor tubo coraza.	21
Figura 8	Balance de energía: Temperatura de Pared	24
Figura 9	Perfil de Temperaturas para un fluido en paralelo.	28
Figura 10	Perfil de Temperaturas para un fluido en contracorriente.	28
Figura 11	Factores de corrección para intercambiadores 1-2.	30
Figura 12	Intercambiador doble tubo.	33
Figura 13	Algoritmo generalizado para el cálculo de un intercambiador doble tubo.	35
Figura 14	Intercambiador tubo coraza 1-2	36
Figura 15	Algoritmo generalizado para el cálculo de un intercambiador tubo coraza.	38
Figura 16	Sistema de flujo con bomba	45
Figura 17	Puntos del sistema donde se realizó el balance de energía	117
Figura 18	Curva característica de la bomba P-516 y del sistema para la producción de LAB y BAB.	119

Índice de Tablas.

	Pag
Tabla N° 1	Conexiones para intercambiadores doble tubo. 34
Tabla N° 2a	Velocidades recomendadas y máxima caída de presión permisible para tuberías de acero al carbón. 49
Tabla N° 2b	Velocidades recomendadas y máxima caída de presión permisible para tuberías de acero al carbón. 49
Tabla N° 3	Rango de temperaturas y presión válidos para la aplicación de los métodos termodinámicos Peng Robinson (PR) y Soave-Redlich-Kwong (SRK). 52
Tabla N° 4	Descripción de los equipos que conforman el sistema de agua de enfriamiento. 65
Tabla N° 5	Condiciones actuales de operación del lado proceso para los equipos que conforman el sistema de agua de enfriamiento en la producción de LAB. 67
Tabla N° 6	Condiciones actuales de operación del lado de proceso para los equipos que conforman el sistema de agua de enfriamiento, en la producción de BAB. 68
Tabla N° 7	Condiciones actuales de operación del servicio de agua de enfriamiento para la producción de LAB. 69
Tabla N° 8	Condiciones actuales de operación del servicio de agua de enfriamiento para la producción de BAB. 69
Tabla N° 9	Condiciones de diseño y operación de la torre CT-2. 72
Tabla N° 10	Consumo de agua de enfriamiento en los equipos que conforman el sistema con un gradiente de temperatura de 18 °F (10 °C) para la producción de LAB 72
Tabla N° 11	Consumo de agua de enfriamiento en los equipos que conforman el sistema con un gradiente de temperatura de 18 °F (10°C), para la producción de LAB. 73
Tabla N° 12	Consumo de agua de enfriamiento en los equipos que conforman el sistema con un gradiente de temperatura de 18 °F (10°C), para la producción de BAB. 74
Tabla N° 13	Comparación del consumo de agua de enfriamiento entre el sistema actual y la nueva propuesta, para las dos producciones. 74
Tabla N° 14	Condiciones de diseño y de la nueva propuesta de la torre CT-2. 75
Tabla N° 15	Comparación del consumo de energía entre el sistema actual y la nueva propuesta en el ventilador de la CT-2. 76

Tabla N° 16	Comparación del consumo de agua de enfriamiento entre el sistema actual y la nueva propuesta, para la producción de LAB.	76
Tabla N° 17	Comparación del consumo de agua de enfriamiento entre el sistema actual y la nueva propuesta para la producción de BAB.	77
Tabla N° 18	Áreas disponibles y requeridas por los intercambiadores de calor para el sistema actual y la nueva propuesta, para la producción de LAB.	78
Tabla N° 19	Áreas disponibles y requeridas por los intercambiadores de calor para el sistema actual y la nueva propuesta, para la producción de BAB.	80
Tabla N° 20	Condiciones de presión y temperatura de entrada y salida para el intercambiador E-4B en la producción de BAB.	81
Tabla N° 21	Comparación de los resultados obtenidos para el intercambiador E-4B en la producción de BAB, por medio de la hoja de especificaciones y el simulador Hextran	82
Tabla N° 22	Evaluación el equipo E-4B.	82
Tabla N° 23	Hoja de especificaciones correspondiente al equipo E-4B operando en la producción de LAB.	84
Tabla N° 24	Evaluación el equipo E-8B actual.	85
Tabla N° 25	Diseño del nuevo equipo E-8B para la producción de LAB.	85
Tabla N° 26	Desempeño del nuevo equipo E-8B	86
Tabla N° 27	Evaluación el equipo E-8B actual.	87
Tabla N° 28	Hoja de especificaciones correspondiente al equipo E-8B operando en la producción de LAB.	88
Tabla N° 29	Hoja de especificaciones correspondiente al equipo E-8B operando en la producción de BAB.	89
Tabla N° 30	Evaluación el equipo E-18.	90
Tabla N° 31	Diseño del intercambiador E-18 para la producción de LAB.	91
Tabla N° 32	Diseño del intercambiador E-18 para la producción de BAB.	91
Tabla N° 33	Desempeño del nuevo equipo E-18.	91
Tabla N° 34	Hoja de especificaciones correspondiente al equipo E-18 operando en la producción de LAB.	93
Tabla N° 35	Hoja de especificaciones correspondiente al equipo E-8B operando en la producción de BAB.	94

Tabla N° 36	Evaluación del equipo E-19.	92
Tabla N° 37	Diseño del intercambiador E-19 para la producción de LAB.	95
Tabla N° 38	Desempeño del nuevo equipo E-19.	96
Tabla N° 39	Hoja de especificaciones correspondiente al equipo E-19 operando en la producción de LAB	97
Tabla N° 40	Diseño del intercambiador E-1B para la producción de LAB	98
Tabla N° 41	Desempeño del nuevo equipo E-1B.	99
Tabla N° 42	Diseño del intercambiador E-1B para la producción de BAB	99
Tabla N° 43	Hoja de especificaciones correspondiente al equipo E-1B operando en la producción de LAB	102
Tabla N° 44	Diseño del intercambiador E-6B para la producción de LAB.	101
Tabla N° 45	Desempeño del nuevo equipo E-6B.	103
Tabla N° 46	Hoja de especificaciones correspondiente al equipo E-6B operando en la producción de LAB	104
Tabla N° 47	Diseño del intercambiador E-10.	105
Tabla N° 48	Desempeño del nuevo equipo E-10.	105
Tabla N° 49	Hoja de especificaciones correspondiente al equipo E-10 operando en la producción de BAB.	107
Tabla N° 50	Diseño del intercambiador E-11.	108
Tabla N° 51	Desempeño del nuevo equipo E-11.	109
Tabla N° 52	Hoja de especificaciones correspondiente al equipo E-11.	110
Tabla N° 53	Diseño del intercambiador E-20.	109
Tabla N° 54	Desempeño del nuevo equipo E-11.	111
Tabla N° 55	Hoja de especificaciones correspondiente al intercambiador E-20.	112

Tabla N° 56	Diseño del intercambiador E-80.	113
Tabla N° 57	Desempeño del nuevo equipo E-80.	113
Tabla N° 58	Hoja de especificaciones correspondiente al intercambiador E-80.	114
Tabla N° 59	Diámetro nominal correspondiente a cada uno de los tramos de tuberías asociadas a los distintos intercambiadores que conforman el sistema de agua e enfriamiento para la producción de LAB.	116
Tabla N° 60	Resultados de la evaluación de la bomba P-516 para los diferentes caudales de operación.	117
Tabla N° 61	Comparación de la potencia requerida por la bomba P-516 A/B, con su porcentaje de variación par el sistema actual y la nueva propuesta.	118
Tabla N° 62	Ahorros en energía y agua de enfriamiento para las producciones de LAB y BAB.	120
Tabla N° 63	Costos de los servicios en planta.	120
Tabla N° 64	Aprovechamiento en agua de enfriamiento y energía para el sistema actual y la nueva propuesta.	121
Tabla N° 65	Costos unitarios de las tuberías \$/pie (servicios técnicos-administrativos Venoco)	121
Tabla N° 66	Costos de la inversión inicial.	121
Tabla N° 67	Valor presente de la inversión inicial y sus costos asociados	122
Tabla N° 68	Descripción de los equipos que conforman el sistema de agua de enfriamiento con las nuevas condiciones de operación.	123

Lista de Símbolos.

a: Área de transferencia de masa.	(L ²)
A: Superficie de transferencia de calor.	(L ²)
A _T : Área transversal de la tubería.	(L ²)
C': Claro.	(L)
C _p : Capacidad calorífica.	(E/Mθ)
D ₁ : Diámetro externo del tubo interno.	(L)
D ₂ : Diámetro interno del tubo externo.	(L)
D _e : Diámetro equivalente.	(L)
D' _e : Diámetro equivalente para secciones anulares.	(L)
D _i : Diámetro interno del tubo.	(L)
D _o : Diámetro externo del tubo.	(L)
D _S : Diámetro interno de la coraza.	(L)
f _D : Factor de fricción de Darcy.	(adimensional)
F _T : Factor de corrección de temperatura.	(adimensional)
g: Aceleración de la gravedad.	(L/T ²)
g _C : Factor de conversión	(LM/T ² E)
G: Velocidad másica superficial.	(M/TL ²)
G _S : Flujo másico de aire seco.	(M/T)
h: Coeficiente de transferencia de calor.	(E/T L ² θ)
h _a : Entalpía específica de la corriente de aire a la temperatura de bulbo seco.	(E/M)
h _{a1} : Entalpía específica del aire húmedo que sale de la torre.	(E/M)
h _{a2} : Entalpía específica del aire a la temperatura ambiente que entra a la torre.	(E/M)
H _B : Cabezal total de la bomba.	(L)
h _i : Coeficiente individual de transferencia de calor referido a la superficie interna.	(E/TL ² θ)
h _o : Coeficiente individual de transferencia de calor referido a la superficie	(E/TL ² θ)

externa.	
h_w : Entalpía específica del aire saturado a la temperatura del agua.	(E/M)
k : Conductividad térmica del fluido.	(E/TL ² θ)
K : Coeficiente de transferencia de masa.	(M/TL ²)
k_{TUBO} : Conductividad térmica del tubo según el tipo de material.	(E/TL ² θ)
$K_{y,a}$: Coeficiente Volumétrico global de transferencia de masa	(M/TL ³)
L : Longitud del tubo.	(L)
L' : Velocidad másica superficial del agua.	(M/TL ²)
n : Factor relacionado con el relleno de la torre.	(adimensional)
N : Número de horquillas.	(adimensional)
N_t : Número de tubos real.	(adimensional)
($N+1$): Número de cruces por el Intercambiador.	(adimensional)
Nu : Número de Nusselt	(adimensional)
Pr : Número de Prandlt.	(adimensional)
P_i : Presión en un punto del sistema.	(E/L ²)
P_T : Menor distancia entre los centros de dos tubos adyacentes.	(L)
q : Velocidad de transferencia de calor.	(E/T)
\dot{Q} : Flujo volumétrico.	(L ³ /T)
R_d : Factor de obstrucción o ensuciamiento.	(TL ² θ/E)
R, S : Grupos de temperatura para el cálculo de F_T .	(adimensional)
Re : Número de Reynolds.	(adimensional)
T : Temperatura del fluido caliente.	(θ)
t : Temperatura del fluido frío.	(θ)
T_{mf} : Temperatura media del fluido frío.	(θ)
T_p : Temperatura de pared del tubo.	(θ)
$T_{pelicula}$: Temperatura de la película.	(θ)
t_{1a} : Temperatura de entrada del agua a la torre.	(θ)
t_{2a} : Temperatura de salida del agua de la torre.	(θ)
T_∞ : Temperatura del fluido en el medio exterior.	(θ)
T_s : Temperatura de la superficie.	(θ)

T_v : Temperatura del vapor condensante.	(θ)
T_w : Temperatura de bulbo húmedo.	(θ)
u : Velocidad media del fluido.	(L/T)
U_D : Coeficiente global de transferencia de calor.	(E/TL ² θ)
U_c : Coeficiente global de transferencia de calor limpio.	(E/TL ² θ)
V : Volumen de enfriamiento activo.	(L ³ /L ²)
W_{bomba} : Potencia de la bomba	(E)
Z_i : Altura del nivel del tanque y la línea de descarga de la bomba.	(L)
ΔP_a : Caída de presión en secciones anulares.	(E/L ²)
ΔP_p : Caída de presión para secciones de tuberías.	(E/L ²)
ΔP_s : Caída de presión en la coraza.	(E/L ²)
Δt : Diferencia de temperatura entre la entrada y la salida del fluido.	(θ)
ΔT_{mln} : Diferencia de temperatura media logarítmica.	(θ)
ΔT_{mlne} : Diferencia de temperatura media efectiva.	(θ)
λ : Calor latente de vaporización.	(E/M)
λ' : Factor relacionado con el relleno utilizado en la torre	(adimensional)
μ : Viscosidad del fluido.	(M/TL)
μ_w : Viscosidad del fluido a la temperatura de pared.	(M/TL)
ρ : Densidad del fluido.	(M/L ³)
ε : Rugosidad relativa.	(L)

1. INTRODUCCIÓN.

Química Venoco C.A es una empresa filial de Industrias Venoco C.A, dedicada a la producción de alquilbenceno lineal (LAB) y ramificado (BAB), los cuales se utilizan principalmente como materia prima para la elaboración de detergentes. El proceso para la producción de alquilbenceno (lineal ó ramificado) se denomina alquilación, el cual consiste en hacer reaccionar olefinas lineales (OLP) ó ramificadas (PTM) con benceno en presencia de ácido fluorhídrico como catalizador.

El sistema de agua de enfriamiento de esta planta está conformado por una torre de enfriamiento, que se encarga de suministrar agua, por medio de dos bombas centrífugas, a través de un cabezal de suministro, a varios intercambiadores de calor, que tienen como finalidad subenfriar y/o condensar las corrientes de proceso que así lo requieran. Este sistema inicialmente se diseñó para una producción de 180 TMD de LAB, pero actualmente debido a aumentos en la demanda del mercado y a nuevos diseños tecnológicos, dicha planta incrementó su producción a 360 TMD de LAB y 180 TMD de BAB. Por esta razón, se presentan problemas de subdiseño en muchos de las unidades que lo conforman, lo que se traduce en una operación deficiente en la mayoría de los equipos de transferencia de calor involucrados, ya que los operan con gradientes de temperaturas muy pequeños entre la entrada y salida del agua, lo que origina un mayor consumo del servicio de agua de enfriamiento para satisfacer los requerimientos de carga térmica.

Por lo planteado anteriormente, el objetivo de este Trabajo Especial de Grado consiste en realizar la evaluación, tanto térmica como hidráulica, del sistema de agua de enfriamiento que posee actualmente la planta para el proceso de alquilación. Esta evaluación se llevará a cabo con el fin de adecuar el sistema de agua de enfriamiento a los nuevos niveles de producción de la planta y determinar el grado máximo de aprovechamiento de los equipos existentes.

Tal evaluación se realizó a través de la identificación de las unidades que conforman el sistema de agua de enfriamiento, para lo que se realizarán visitas a planta, así mismo

obtendrán datos de los intercambiadores actuales a partir de las hojas de especificaciones de los equipos que la posean. Posteriormente, se determinará el consumo de agua requerida en la planta de alquiler, empleando el software de simulación Hysys de AEA Technology[®]. A partir de este software se obtendrán las condiciones de operación tanto del lado de proceso como del lado de servicio.

A continuación se procederá a la evaluación de la torre de agua de enfriamiento y se determinará si ésta es capaz de manejar los flujos de agua necesarios para ambas producciones, y cumplir con los nuevos requerimientos de carga térmica.

Por otra parte, esta evaluación permitirá verificar el aprovechamiento en la nueva propuesta de los equipos que conforman actualmente el sistema. Seguidamente se procederá con el diseño de los intercambiadores de calor restantes capaces de manejar los flujos de proceso correspondientes a la nueva capacidad de la planta. Para validar los resultados obtenidos en dicho diseño, se empleará el paquete de simulación Hextran de Simsci[®], a través del cual se verificará si dichos equipos cumplen con los requerimientos de carga térmica y de pérdida de carga.

Luego, se procederá con la evaluación de la red hidráulica asociada al sistema, para verificar si las tuberías cumplen con los parámetros de velocidad y caída de presión permitidas; de no ser así, se procederá al diseño de las mismas, basándose en las velocidades de flujo recomendadas para este servicio. Una vez que se realice el diseño del sistema hidráulico, se procederá con la evaluación de la bomba existente, para determinar si la misma es capaz de manejar los nuevos flujos máscicos, de tal forma que pueda suministrar el agua requerida a todos los puntos del sistema que así lo precisen. Posteriormente, se realizará la evaluación económica de los costos de inversión y operación del nuevo sistema de agua de enfriamiento. Finalmente, se elaborará una propuesta para el sistema de agua de enfriamiento, de forma que el mismo opere de manera eficiente y satisfaga los requerimientos de carga térmica de la planta, con el fin de que la misma mejore la eficiencia del proceso y aproveche al máximo toda la capacidad de los equipos involucrados.

2. FUNDAMENTOS DE LA INVESTIGACIÓN.

En esta sección se plantean las principales razones en las que se basa la realización de este proyecto, así como las metas que se quieren alcanzar con el mismo. A continuación se presenta el planteamiento del problema y los objetivos que sustentan este Trabajo Especial de Grado.

2.1. Planteamiento del problema.

La alquilación es un proceso mediante el cual olefinas, lineales ó ramificadas reaccionan con benceno en exceso en presencia del ácido fluorhídrico como catalizador, para obtener, alquilbencenos lineales (LAB) ó ramificados (BAB), respectivamente. En este proceso, dependiendo del tipo de olefina que se alimente, se obtienen como subproductos alquilatos livianos y pesados, lineales ó ramificados.

La planta de alquilación de Química Venoco cuenta con un sistema de agua de enfriamiento que fue diseñado para una producción de 180 TMD de LAB. Como consecuencia del aumento de la demanda del mercado, actualmente se tiene una capacidad nominal de 180 TMD de BAB y 360 TMD de LAB. El sistema de agua de enfriamiento de esta planta está constituido principalmente por la torre de enfriamiento, la cual es de tiro inducido y opera en flujo cruzado. Ésta suministra agua al sistema a través de dos bombas, de las cuales, normalmente, sólo una de ellas se encuentra en operación. El agua se distribuye en el proceso a cada uno de los puntos que lo requieren, siendo éstos en su mayoría intercambiadores de calor de diversos tipos, tales como doble tubo, tubo y coraza y serpentines.

Como consecuencia del incremento en la producción de la planta se genera un subproducto no deseado de la torre recuperadora de ácido fluorhídrico (HF), el cual se denomina brea ácida. Para su tratamiento se instaló una planta de neutralización de brea, la cual requiere, como servicio, de agua de enfriamiento para retirar el calor generado durante la preparación de la lechada de cal y de la neutralización del agua ácida en el tanque.

Con la realización de un estudio preliminar (Villanueva, 1997), se determinó que existe una operación poco eficiente del sistema de agua de enfriamiento. En este estudio se encontró que los equipos que conforman el sistema operan con muy baja eficiencia y gradientes de temperatura muy pequeños, lo que requiere poner a disposición mayores caudales de agua para transferir las cargas térmicas, puesto que no se cumplen las condiciones para las que fue diseñado dicho sistema, lo cual implica la necesidad de instalar bombas más grandes con motores de mayor consumo de electricidad y, en consecuencia, incrementos en los costos de mantenimiento y energía.

Realizar el rediseño de todos los enfriadores y/o condensadores por agua de la planta, con un diferencial mínimo de temperatura entre la entrada y la salida del agua de 18 °F, ya que actualmente los equipos poseen un diferencial ente 7 y 13 °F, admitiría que la torre de enfriamiento opere a las condiciones de diseño (18 MMBTU/h). Esto permitirá disponer de aproximadamente 6 MMBTU/h que actualmente no pueden usarse por limitaciones de flujo.

Todo lo expuesto anteriormente, condujo al planteamiento de los objetivos, tanto general como específico, que se persiguen con la realización de este Trabajo Especial de Grado. Estos se presentan a continuación.

2.2. Objetivo General.

Realizar la evaluación térmica e hidráulica del sistema de agua de enfriamiento que posee actualmente el proceso de alquilación para la obtención de alquilbenceno lineal (LAB) y ramificado (BAB) de la empresa Química Venoco.

2.3. Objetivos Específicos.

- Identificar los equipos que conforman el sistema de agua de enfriamiento de la planta de alquilación a partir de los Diagramas de Flujo de Proceso (PFD) y de los Diagramas de Tuberías e Instrumentación (PID).

- Analizar mediante un software de simulación de procesos (Hysys) las condiciones de operación en estado estacionario de cada uno de los equipos que conforman el sistema de agua de enfriamiento.
- Determinar el flujo de agua de enfriamiento requerido por los equipos en la planta de alquilación a condiciones actuales de operación
- Evaluar, desde el punto de vista térmico e hidráulico, cada uno de los equipos que conforman el sistema e identificar aquellos que puedan operar bajo las nuevas condiciones, de manera de aprovechar al máximo los equipos ya existentes.
- Diseñar, en caso de ser necesario, los intercambiadores de calor adicionales capaces de manejar los flujos de proceso correspondientes a los niveles de producción actuales.
- Evaluar hidráulicamente la red de tuberías que conforma el sistema de agua de enfriamiento para seleccionar las bombas y accesorios que sean necesarios.
- Realizar la evaluación de los costos de inversión y operación para la adecuación del sistema de agua de enfriamiento.
- Desarrollar la propuesta definitiva para el sistema de agua de enfriamiento de la planta de alquilación acorde con los niveles actuales de producción.

3. MARCO TEÓRICO.

En esta sección se presentan los fundamentos teóricos necesarios para la realización del Trabajo Especial de Grado. Se describe el proceso de alquilación, así como el sistema de agua de enfriamiento, y finalmente se presentan los conceptos más importantes asociados a las operaciones unitarias involucradas.

3.1. Descripción del proceso.

En esta planta se produce, mediante un proceso de alquilación, alquilbenceno lineal (LAB) y ramificado (BAB), donde el benceno reacciona con olefinas lineales (OLP) ó ramificadas (PTM) respectivamente en presencia de ácido fluorhídrico (HF) como catalizador. Durante la reacción se forman productos de peso molecular menor y mayor al del LAB (BAB), los cuales son separados como alquilatos livianos y pesados respectivamente, que pueden ser lineales o ramificados según las olefinas que se empleen como materia prima. Los alquilbencenos son utilizados como materia prima para la elaboración de detergentes sintéticos, previa sulfonación y neutralización, con una base fuerte como el sulfonato de sodio, que es el más comúnmente utilizado.

En la Figura 1, se muestra el proceso de alquilación para la producción de alquilbenceno lineal (LAB) o ramificado (BAB). El benceno se alimenta en exceso al proceso y se bombea en flujos separados junto con las olefinas, hacia las torres secadoras de lecho fijo T-4's las cuales están rellenas con alúmina, para adsorber la humedad de la alimentación. De estas torres, opera una para las olefinas y otra para el benceno, de modo que cuando el contenido de humedad máximo de los productos que salen de las mismas hacia el proceso sea de 60 ppm, se proceda a la regeneración de estas dos torres, y las otras dos puedan continuar operando.

Figura 1: Diagrama de flujo simplificado del proceso de alquiler

Figura 1: Diagrama de flujo simplificado del proceso de alquiler (continuación)

Posteriormente las olefinas se bombean hacia el contactor E-1, donde éstas se mezclan con la corriente de reciclo de benceno antes de entrar al contactor. En este último ocurre la reacción de alquilación en presencia de ácido fluorhídrico como catalizador (HF). El contactor tiene un casco instalado horizontalmente con el eje y un impulsor en un extremo. La agitación mecánica es suministrada mediante un motor eléctrico directamente conectado a través del eje a una propela que mezcla los hidrocarburos y el ácido fluorhídrico dentro del contactor.

Los productos de la reacción salen del contactor por la parte superior, junto con el benceno en exceso y el HF, y entran al tanque decantador D-5, donde el HF decanta separándose del hidrocarburo debido a que su densidad es mayor. Una parte del HF es enviado como reciclo al contactor E-1, pasando por los intercambiadores E-1B donde la corriente es enfriada para mantener la temperatura en el contactor, por ser una reacción exotérmica; la otra es bombeada hacia la torre regeneradora de ácido T-5.

Esta columna tiene una sección de rectificación y una de despojamiento. En el fondo de la torre está instalado internamente el rehervidor. Por el tope se obtiene el HF regenerado. El ácido es condensado, subenfriado y posteriormente enviado al acumulador D-101. De allí se recircula HF a la torre (T-5) y el resto se recircula al contactor (E-1). Por el fondo de la torre (T-5), se obtiene un subproducto conocido como brea ácida, el cual es previamente subenfriado, por el intercambiador E-80, y posteriormente es enviado a la planta de neutralización de brea.

Los hidrocarburos ácidos que salen por la línea superior del decantador D-5, son calentados y dirigidos hacia la torre fraccionadora de benceno T-101. Los vapores de tope resultantes de esta torre se unen con los de la torre de benceno (T-1), en el mezclador MX-1. Estos vapores son enfriados haciéndolos pasar por el aeroenfriador E-4A y seguidamente por el subenfriador E-4B. La corriente resultante es dirigida al acumulador D-11. Esta corriente absorbe los vapores de HF que puedan estar presentes en la corriente de gases incondensables del tanque acumulador al sistema de neutralización del cabezal ácido, con el fin de mantener la presión lo

más baja posible en el acumulador D-11. El benceno ácido del D-11 es recirculado directamente al contactor E-1.

La corriente de fondo de la T-101, es calentada y enviada como carga a la torre de benceno T-1. La corriente de fondo de la torre T-1 se dirige a las torres tratadoras de alúmina (T-6A/B) con el propósito de eliminar las posibles trazas de HF, la corriente de tope de T-1, como se dijo anteriormente es dirigida al mezclador MX-1. La corriente resultante es alimentada a la torre de alquilato liviano (T-2).

Los vapores del tope de la T-2 pasan al aerofriador E-6A y al subenfriador E-6B y de allí al tanque acumulador de tope D-12. Para permitir un fraccionamiento apropiado a una temperatura que no ocasione el craqueo del producto de fondo, la torre opera al vacío. El destilado del tope de la torre T-2 es una mezcla de alquilato liviano y benceno, que alimenta a la torre recuperadora de benceno T-9. Por el tope de esta torre salen los vapores de benceno hacia el condensador E-19 A/B pasando previamente por el condensador parcial interno de tope (E-20) para ser enviado al tanque de benceno que alimenta a la planta, mientras que el alquilato liviano pasa a través del enfriador E-18 para ser enviado a los tanques de almacenaje TQ-12.

El producto de fondo de la torre T-2, entra como carga a la torre de alquilbenceno T-3. Los vapores de tope pasan por el aerofriador E-8A, luego al subenfriador E-8B y por último son conducidos al acumulador D-13. Esta torre, al igual que la torre T-2 opera al vacío. El LAB/BAB es enviado directamente a almacenaje (TQ-22). El alquilato pesado que sale del fondo de la T-3 pasa hacia la torre recuperadora de alquilbenceno T-501. El producto de tope pasa a través de un aerofriador E-501A y posteriormente al acumulador D-501. La corriente de fondo, alquilato pesado, es enviada a almacenaje (TQ-4).

3.2. Sistema de Enfriamiento.

En la Figura 2, se muestra un diagrama simplificado del sistema de agua de enfriamiento de la planta de alquilación. Este consta básicamente de una torre de enfriamiento de tiro inducido (CT-2), la cual suministra agua de enfriamiento a todos los subenfriadores de tope de las torres, enfriadores de fondo y serpentines internos de tanques, por medio de dos bombas centrífugas verticales (P-516 A/B), que se encargan de bombear dicha agua por medio de cabezal principal y del mismo hacia los intercambiadores de calor que conforman el sistema. Estas pueden operar en paralelo o de manera independiente dependiendo de los requerimientos del proceso.

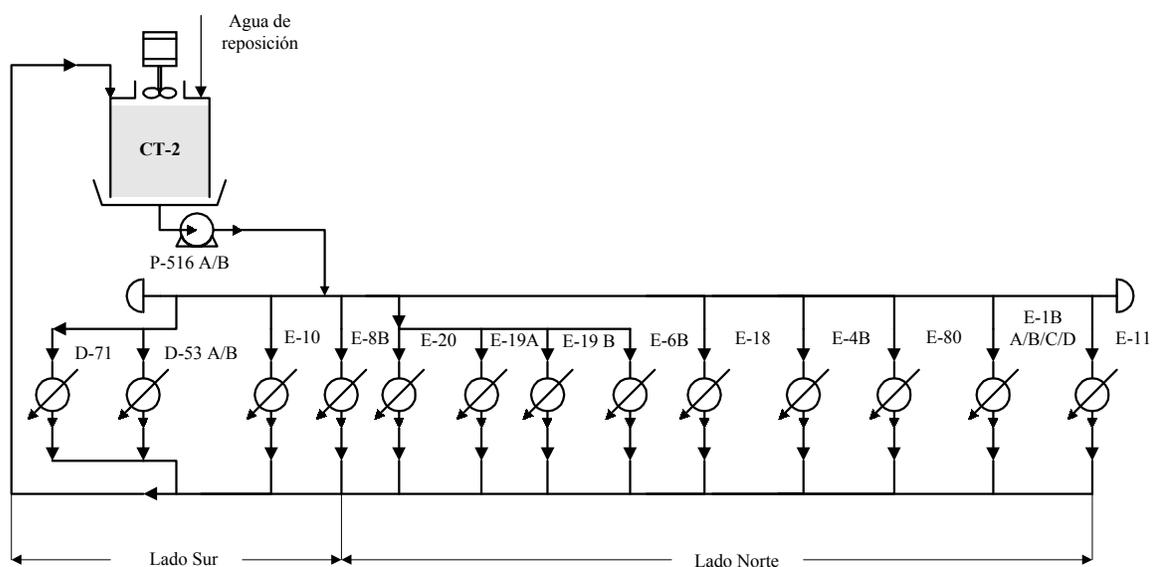


Figura 2: Diagrama simplificado del sistema de agua de enfriamiento.

Hacia el lado norte del cabezal principal, se encuentra ubicado en primer lugar el intercambiador tubo-coraza E-8B, siendo éste el subenfriador de LAB y BAB de la corriente de tope de fraccionamiento T-3; a continuación, se ubica un ramal que surte a los intercambiadores tubo-coraza E-6B (subenfriador del tope de la torre de fraccionamiento T-2),

E-19A/B (condensador y subenfriador de tope de la torre de fraccionamiento T-9 y al serpentín E-20 (condensador de los vapores del tope de la torre T-9).

Luego se alimenta al intercambiador tubo-coraza E-18, que se encarga de enfriar el alquilato liviano que viene del fondo de la torre de fraccionamiento T-9 y que posteriormente se dirige a almacenaje. El siguiente ramal es el que surte el agua al intercambiador tubo-coraza E-4B, que se encarga de subenfriar el condensado de los vapores del tope de las torres T-101 y T-1.

Más adelante se encuentra la alimentación del intercambiador E-80, el cual enfría la brea ácida proveniente del fondo de la torre de fraccionamiento T-5 y va hacia la planta de neutralización de brea. Seguido se tienen dos ramales independientes que alimentan a un tren de ocho intercambiadores doble tubo (4 por ramal) conocidos como E-1B, los cuales enfrían parte de la corriente de ácido fluorhídrico proveniente del fondo del decantador D-5, que será dirigida al contactor E-1 como reciclo de HF; el resto de la corriente es llevada hacia la torre de fraccionamiento T-5. Por último, se consigue un ramal que alimenta al intercambiador doble tubo E-11, que es utilizado como enfriador del benceno que es usado para la regeneración de las torres secadoras (T-4's).

Hacia el lado sur del cabezal principal se encuentra un ramal que envía agua al intercambiador E-10 que enfría el alquilato pesado que va hacia almacenaje y proviene del fondo de la torre T-501. A continuación se tiene la línea de suministro de agua de enfriamiento hacia los serpentines de los tanques D-71 y D-53 A/B. Estos serpentines se usan para remover el calor de las reacciones exotérmicas que se llevan a cabo en dichos tanques para neutralizar la brea ácida.

De todos los intercambiadores de calor antes mencionados, parte una línea de salida de agua de enfriamiento que va hacia el cabezal de retorno, que se encuentra ubicado paralelo al cabezal principal de suministro, y luego se dirige hacia la torre de enfriamiento CT-2, donde mediante los fenómenos de transferencia de calor y masa característicos de este equipo, el

agua utilizada en los diversos procesos, puede ser nuevamente aprovechada, luego de ser enfriada; de ahí la importancia de este proceso para la planta de alquilación.

3.3. Transferencia de calor.

La transferencia de calor es quizás el proceso más importante así como el más usado en plantas químicas y petroquímicas. En esta sección se presentan los conceptos que definen el funcionamiento básico de los intercambiadores de calor doble tubo y tubo coraza, sus principales características, conceptos relacionados a la transferencia de calor por convección y con cambio de fase, parámetros para el diseño de intercambiadores: diferencia de temperatura media logarítmica, caída de presión, entre otros. Por otra parte, se describen los tipos de torres de enfriamiento, los parámetros considerados al momento de seleccionar una bomba y finalmente velocidades y caídas de presión recomendadas para el diseño de tuberías en una planta de procesos.

3.3.1. Intercambiadores de calor.

El proceso de intercambio de calor entre dos fluidos que se encuentran a diferentes temperaturas y separados por una pared sólida, ocurre en muchas aplicaciones de la ingeniería. El equipo que se debe usar para llevar a cabo dicho proceso se denomina intercambiador de calor. Los rangos de temperatura, las fases de los fluidos, la cantidad de energía térmica que se deberá transferir y la caída de presión permitida para los fluidos caliente y frío, son algunas de las variables que determinan la configuración del intercambiador de calor para una aplicación dada (Karlekar, 1985).

Los intercambiadores de calor normalmente se clasifican de acuerdo con el arreglo del flujo y el tipo de construcción. Existen diferentes configuraciones geométricas de flujo posibles en un intercambiador de calor, las más importantes son las siguientes:

- **Arreglo de flujo paralelo:** En este tipo de arreglo, los fluidos caliente y frío entran por el mismo extremo, fluyen en la misma dirección y salen por el extremo opuesto, tal como lo muestra la Figura 3a.

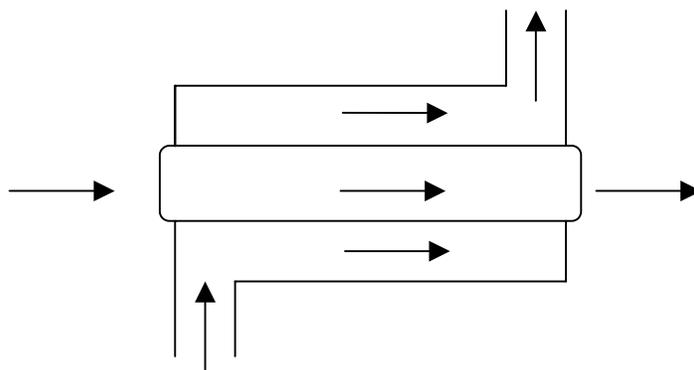


Figura 3a: Arreglo de flujo en paralelo.

- **Arreglo de flujo a contracorriente:** En este tipo de arreglo, los fluidos entran por extremos opuestos, fluyen por direcciones opuestas y finalmente salen por extremos opuestos, Figura 3b.

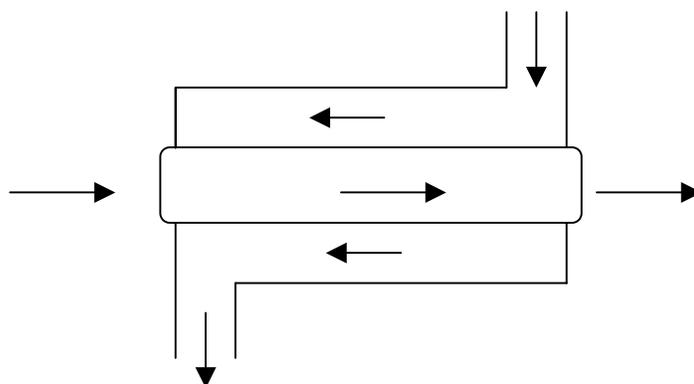


Figura 3b: Arreglo en contraflujo ó en contracorriente.

- Arreglo de flujo cruzado: Los fluidos se mueven perpendiculares entre sí. Esto quiere decir, que una de las corrientes puede fluir por el interior del haz de tubos mientras que la otra lo hace en una dirección generalmente perpendicular a éste. Como consecuencia de esto, se derivan dos configuraciones más, ya que se puede dar el caso de que ambas corrientes estén sin mezclar, como se observa en la Figura 4a, ó que solo una de las corrientes esté mezclada tal como lo muestra la Figura 4b.

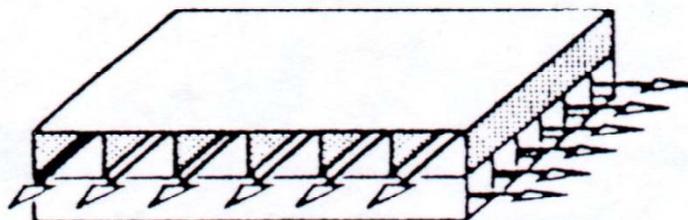


Figura 4a: Dos corrientes en flujo cruzado, corrientes sin mezclar (Mills, 1997).

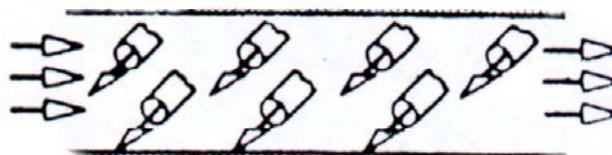


Figura 4b: Dos corrientes en flujo cruzado, una corriente sin mezclar (Mills, 1997).

3.3.2. Transferencia de calor por convección.

Uno de los fenómenos que permite que el intercambio de calor se lleve a cabo se denomina convección, la cual se define como la transferencia de calor entre las partes relativamente calientes y frías de un fluido por medio de una mezcla. Puede ser natural, en la cual el movimiento del fluido se debe totalmente a diferencias de densidad como resultado de diferencias de temperatura o forzada, en donde el movimiento del fluido se produce a través de medios mecánicos. Esta última es el modo que se utiliza con mayor frecuencia en las industrias de proceso (Perry, 1992).

La rapidez de calor transferido por convección entre una superficie y un fluido, puede calcularse por la siguiente relación, la cual se conoce como Ley del Enfriamiento de Newton:

$$Q = hA(T_s - T_\infty) \quad (I)$$

Donde:

Q: velocidad de transferencia de calor, (BTU/h).

h: coeficiente de transferencia de calor, (BTU/hpie² °F).

A: Superficie de transferencia de calor, (pie²).

T_s: Temperatura de la superficie, (°F).

T_∞: Temperatura del fluido, (°F).

A través de esta expresión, la velocidad de transferencia de calor se relaciona con la diferencia de temperaturas entre la superficie y el fluido y el área de superficie. El coeficiente de transferencia de calor es una medida del flujo de calor por unidad de superficie y por diferencia de temperatura. Este coeficiente indica la razón o velocidad a la cual los fluidos transfieren calor; su valor depende de la geometría de la superficie, de la velocidad, de las propiedades físicas del fluido y, frecuentemente, de las diferencias de temperatura.

El valor de este coeficiente se puede determinar de forma experimental por medio de ecuaciones adimensionales. Dependiendo de la geometría dada y de las condiciones de flujo especificadas, se pueden presentar los siguientes casos:

- **Convección forzada en el interior de los tubos.**

Se define el número adimensional Nusselt, por la siguiente ecuación:

$$Nu = \frac{h_i D_i}{k} \quad (\text{II})$$

Donde:

Nu: Número de Nusselt, (adimensional).

k: conductividad térmica del fluido, (BTU/hpie°F).

D_i: diámetro interno del tubo, (pie).

h_i: coeficiente individual de transferencia de calor referido a la superficie interna, (BTU/hpie²°F).

Una de las ecuaciones más utilizadas para el cálculo del coeficiente individual de transferencia de calor en el interior de los tubos es la de Seader y Tate, la cual se presenta a continuación (Kern, 1997):

$$Nu = 0,027 Re^{0.8} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (\text{III}) \quad 0,7 < Pr < 16700 \text{ y } Re > 10000$$

Donde:

Re: Número de Reynolds, (adimensional).

Pr: Número de Prandlt, (adimensional).

μ: Viscosidad del fluido, (lb/hpie).

μ_w: Viscosidad del fluido evaluada a la temperatura de pared, (lb/hpie).

El número de Nusselt puede calcularse para la zona de transición a través de la siguiente ecuación (Perry, 1992):

$$Nu = 0.116(Re^{2/3} - 125) Pr^{1/3} \left[1 + \left(\frac{D_i}{L} \right)^{2/3} \right] \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (IV) \quad 2100 < Re < 10000$$

Donde:

L: longitud del tubo, (pie).

Los números adimensionales Reynolds y Prandtl, se obtienen a partir de las propiedades físicas del fluido, evaluadas a la temperatura aritmética promedio.

$$Re = \frac{\rho D_i u}{\mu} \quad (V)$$

$$Pr = \frac{\mu C_p}{k} \quad (VI)$$

Donde:

ρ : Densidad del fluido, (lb/pie³).

u: Velocidad media del fluido, (pie/h).

C_p: Calor específico del fluido, (BTU/lb°F).

Estas ecuaciones se pueden utilizar para calcular el coeficiente de convección para el fluido que circula por el interior de los tubos en un intercambiador tubos-coraza, suponiendo que cada tubo se comporta igual y calculando la verdadera área de flujo por todos los tubos.

- **Convección forzada en secciones anulares.**

Cuando un fluido fluye por un conducto que tiene sección diferente a la circular, tal como un ánulo, para la transferencia de calor se ha encontrado ventajoso emplear un diámetro equivalente, el cual se define como cuatro veces el radio hidráulico. El radio hidráulico se obtiene como la razón del área de flujo al perímetro húmedo (Kern, 1997).

Para un fluido que fluye en el ánulo, como se muestra en la figura 5, el área de flujo es $(\pi/4)(D_i^2 - D_o^2)$. Para transferencia de calor en el ánulo, el diámetro equivalente se define como sigue:

$$D_e = \frac{4\pi(D_i^2 - D_o^2)}{4\pi D_1} = \frac{D_i^2 - D_o^2}{D_1} \quad (\text{VII})$$

Donde:

D_o : Diámetro externo del tubo interno, (pie).

D_i : Diámetro interno del tubo externo, (pie).

D_e : Diámetro equivalente, (pie).

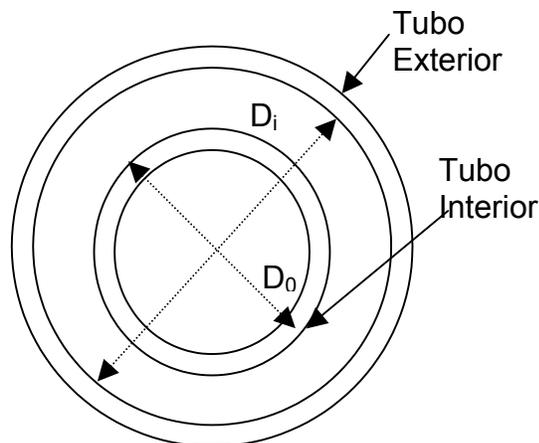


Figura 5: Diámetros de los ánulos.

Las ecuaciones III y IV son válidas para determinar el valor del coeficiente de transferencia de calor para secciones anulares, para lo cual debe sustituirse el diámetro interno (D_i) por el diámetro equivalente (D_e) en consideración, obteniendo el coeficiente de transferencia de calor, h_o .

- **Convección forzada en el lado de la coraza.**

Como se explicará en la sección 3.3.5.2., un intercambiador tubos-coraza, consiste en un haz de tubos encerrado en una cubierta cilíndrica (coraza); por la cual circula el primer fluido, mientras que el segundo fluido circula alrededor y a través del haz de tubos.

No es posible calcular con precisión los coeficientes de transferencia de calor para el fluido que circula por el lado de la coraza, ya que prevalece una trayectoria de flujo, que cambia de manera continua como resultado de los deflectores, que tienen influencia en la dirección de flujo y aumentan la turbulencia, logrando coeficientes de transferencia de calor más altos. Sumado a esto, el área de la sección transversal varía a medida que el fluido fluye entre los tubos, tal como se muestra en la Figura 6.

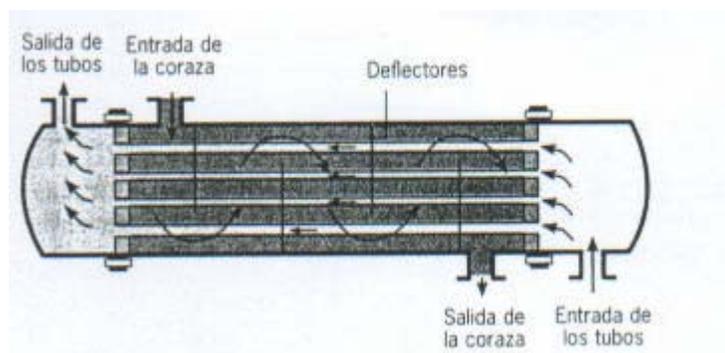


Figura 6: Intercambiador tubo-coraza en un solo paso (Incropera, 1999).

Por lo dicho anteriormente, es conveniente utilizar para estos casos el diámetro equivalente tal como se utilizó para el caso de una sección anular. Ya que en este tipo de intercambiador, los

tubos pueden colocarse en arreglos cuadrados o triangulares, tal como se muestra en la Figura 7, la expresión de diámetro equivalente para el primer y segundo arreglo, respectivamente se muestra a continuación:

$$De = \frac{4 \times \left(P_T^2 - \frac{\pi D_o^2}{4} \right)}{\pi D_o} \quad \text{(VIII)}$$

$$De = \frac{4 \times \left(\frac{1}{2} P_T \times 0,86 P_T - \frac{1}{2} \frac{\pi D_o^2}{4} \right)}{\frac{1}{2} \pi D_o} \quad \text{(IX)}$$

Donde:

D_e : diámetro equivalente, (pie).

P_T : menor distancia entre los centros de dos tubos adyacentes, (pie).

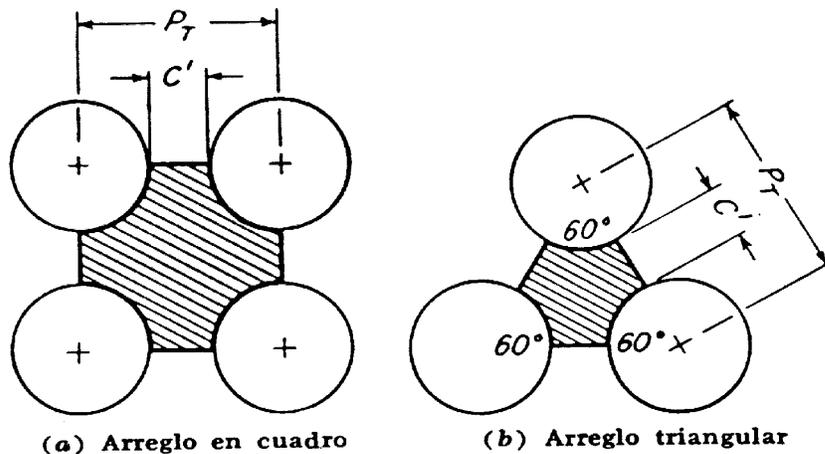


Figura 7: Arreglos de tubos en intercambiadores de calor tubo coraza (Kern, 1997).

$$C' = P_T - D_i \quad (X)$$

Donde:

C' : Claro, (pie).

Para hallar el coeficiente de transferencia de calor se emplea la siguiente correlación, cuando los deflectores tienen el 25% de segmentación, es decir su altura corresponde al 75% del diámetro interno de la coraza. Esta ecuación puede ser utilizada en un amplio rango de flujo:

$$Nu = \frac{h_o D_e}{k} = 0,36 Re^{0,55} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14} \quad (XI) \quad 2100 < Re < 1000000$$

3.3.3. Transferencia de calor con cambio de fase.

Uno de los mecanismos para transmitir calor es la condensación. Ésta se produce cuando un vapor saturado entra en contacto con una superficie cuya temperatura está por debajo de su temperatura de saturación. Normalmente se forma una película de condensado sobre la superficie y el espesor de ella, por unidad de área, aumenta al incrementarse la extensión de la superficie. Esto se conoce como condensación de tipo de película.

Otro tipo de condensación, denominado por goteo, tiene lugar cuando la pared no está humedecida uniformemente por el condensado, con el resultado de que este último aparece en muchas gotitas pequeñas en diversos puntos de la superficie. Hay un incremento de las gotitas individuales, hasta que finalmente se forma un pequeño chorro. La condensación en película es mucho más frecuente que la condensación en gota (Kern, 1997).

Cuando la condensación ocurre por el exterior del tubo, el coeficiente individual de transferencia de calor se obtiene por medio de la ecuación con cambio de fase para el caso de un condensador horizontal:

$$h = 0,725 \left(\frac{\lambda k^3 g \rho^2}{\mu (T_v - T_p) D_o} \right)^{1/4} \quad (\text{XII})$$

Donde:

λ : Calor latente de vaporización, (BTU/lb).

k : Conductividad térmica del fluido que condensa, (BTU/hpie°F).

ρ : Densidad del fluido que condensa, (lb/pie³).

μ : Viscosidad del fluido que condensa, (lb/hpie).

T_v : Temperatura del vapor condensante, (°F).

T_p : Temperatura de pared, (°F).

Las propiedades físicas del condensado se evalúan a la temperatura de película del condensado, excepto el calor latente que se evalúa a la temperatura del vapor:

$$T_{\text{película}} = \frac{(T_v + T_p)}{2} \quad (\text{XIII})$$

Donde:

$T_{\text{película}}$: Temperatura de película, (°F).

Esta ecuación solo es válida para condensación externa, y supone que existe una película de condensado que rodea la parte externa del tubo, por lo cual se usa el diámetro externo y no el diámetro equivalente.

Para el cálculo de la temperatura de pared, primero se supone un valor comprendido entre la temperaturas medias del fluido frío y del fluido caliente, luego se calcula el coeficiente individual de transferencia de calor por medio de la ecuación XII, y luego se verifica, por

medio del balance de energía, la temperatura de pared, hasta que se cumpla el balance de la ecuación XV:

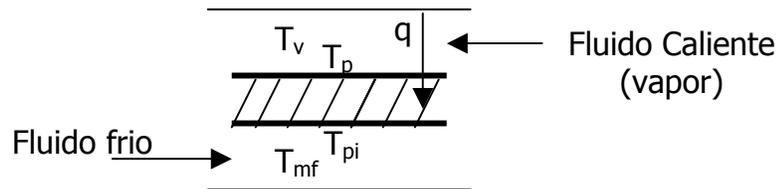


Figura 8: Determinación de la temperatura de pared.

$$\frac{T_p - T_{mf}}{\frac{\ln(D_o / D_i)}{2k_{Tubo}} + \frac{1}{h_i D_i}} = h_o D_o (T_v - T_p) \quad (XIV)$$

Despejando y simplificando la ecuación XIV se obtiene que:

$$\frac{h_{io}}{h_o} = \frac{[\ln(D_o / D_i) h_i D_i + 2k](T_v - T_p)}{2k_{Tubo} (T_p - T_{mf})} \quad (XV)$$

$$h_{io} = h_i \frac{D_i}{D_o} \quad (XVI)$$

Donde:

T_{mf} : Temperatura media del fluido frío, ($^{\circ}F$).

h_{io} : Coeficiente interno de transferencia de calor referido a la superficie externa, (BTU/hpie 2 °F).

h_o : Coeficiente externo de transferencia de calor, (BTU/hpie 2 °F).

k_{Tubo} : conductividad térmica del tubo según el tipo de material, (BTU/hpie°F).

En algunos casos se puede despreciar el término por conducción dependiendo del tipo de material, por ejemplo cobre, y si alguno de los coeficientes de transferencia de calor es bajo (por el orden de los 100 BTU/hpie²°F), obteniéndose:

$$\frac{h_{io}}{h_o} = \frac{T_v - T_p}{T_p - T_{mf}} \quad (\text{XVII})$$

3.3.4. Parámetros considerados en el diseño de intercambiadores de calor.

Antes de abordar el diseño de los intercambiadores de calor, es necesario definir algunos conceptos básicos, los cuales se presentan a continuación.

3.3.4.1. Coeficientes Globales de Transferencia de calor y factores de obstrucción.

Los coeficientes totales de transferencia de calor requeridos para cumplir con las condiciones del proceso, deben ser determinados por la ecuación de Fourier cuando la superficie A es conocida, y la velocidad de transferencia de calor Q y la diferencia de temperatura ΔT son calculados a partir de las condiciones de proceso (Kern, 1997). Entonces:

$$U_D = \frac{Q}{A\Delta T} \quad (\text{XVIII})$$

Donde:

U_D : Coeficiente global de transferencia de calor, (BTU/hpie²°F).

ΔT : diferencia de temperatura, (°F).

Si la superficie no se conoce, el coeficiente global de transferencia de calor U_D , puede obtenerse independientemente de la ecuación XVIII, mediante los dos coeficientes individuales de transferencia de calor. Despreciando la resistencia de la pared del tubo, se tiene:

$$\frac{1}{U_D} = \frac{1}{h_{io}} + \frac{1}{h_o} + R_d \quad (\text{XIX})$$

Donde:

R_d : factor de obstrucción ó ensuciamiento, (hpie²°F/BTU).

Durante la operación de los intercambiadores de calor, poco a poco se va formando sobre la superficie de transferencia de calor, una película de partículas extrañas, cuyo efecto, denominado incrustación, consiste en aumentar la resistencia térmica.

Esta resistencia reduce el valor del coeficiente global de transferencia de calor “ U_D ” y la cantidad de calor requerida, ya que la superficie original disminuye, por lo cual el equipo debe ser limpiado. Para obviar esto, es costumbre diseñar el equipo anticipando el valor de la resistencia, también llamada factor de obstrucción o ensuciamiento.

La resistencia térmica del depósito puede determinarse experimentalmente a partir de la relación:

$$R_d = \frac{1}{U_D} - \frac{1}{U_c} \quad (\text{XX})$$

Donde U_C se calcula a partir de la siguiente expresión, despreciando la resistencia de la pared del tubo:

$$\frac{1}{U_C} = \frac{1}{h_{io}} + \frac{1}{h_o} \quad (\text{XXI})$$

Donde:

U_C : Coeficiente total limpio, (BTU/hpie²°F).

Los factores de ensuciamiento relativos a diversas aplicaciones han sido compilados por la Tubular Exchanger Manufactures Asociation (TEMA). En el apéndice 1, se muestran algunos de estos valores tabulados, los cuales son de mucha utilidad al momento de diseñar los equipos de transferencia de calor.

3.3.4.2. Diferencia de temperatura media logarítmica.

La variación de la temperatura del fluido que se va calentando o enfriando a lo largo de un intercambiador no es lineal, es decir, varía de un punto a otro a medida que el calor fluye del fluido más caliente al frío. Esto trae como consecuencia que la velocidad de transferencia de calor varíe a lo largo de la trayectoria de los intercambiadores ya que su valor depende del gradiente de temperatura entre el fluido caliente y frío en esa sección (Kreith, 1970).

Aún cuando dos fluidos pueden transferir calor en un aparato de tubos concéntricos, ya sea en contracorriente o flujo paralelo, la dirección relativa de los fluidos influye en el valor de la diferencia de temperatura (Kern, 1997). Las Figuras 9 y 10 ilustran los cambios de temperatura que pueden ocurrir en uno y otro fluido o en ambos dentro de un intercambiador de calor. La Figura 9 representa los perfiles de temperatura en un intercambiador de flujo paralelo y la Figura 10 es válida para un intercambiador de flujo en contracorriente, ambos sin cambio de fase (Kreith, 1970). Para la derivación de una ecuación de diseño que tome en cuenta esta variación de gradientes de temperatura entre las dos corrientes, en contracorriente o en paralelo, se deben hacer las siguientes suposiciones:

- El coeficiente total de transferencia de calor U es constante en toda la trayectoria.
- Los flujos máxicos permanecen constantes, obedeciendo a requerimientos de estado estacionario.
- El calor específico de los fluidos es constante a lo largo de toda su trayectoria.
- No hay cambios de fase en el sistema. La derivación es aplicable para cambios en el calor sensible y cuando la vaporización ó condensación es isotérmica en toda la trayectoria.
- Las pérdidas de calor al ambiente son despreciables.

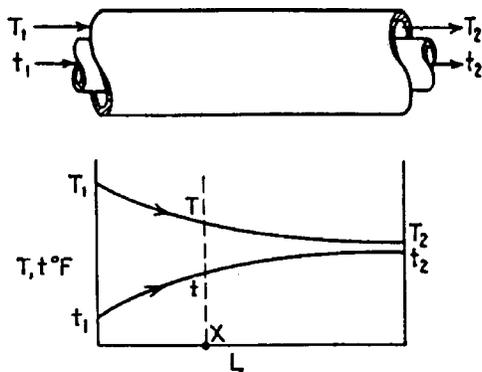


Figura 9: Perfil de temperaturas para flujo en paralelo (Kreith, 1970).

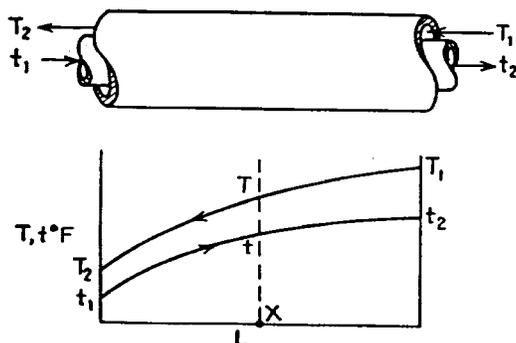


Figura 10: Perfil de temperaturas para flujo en contracorriente (Kreith, 1970).

Al hacerse válidas las suposiciones anteriores, se llega a una ecuación de diseño:

$$Q = U_D A \Delta T_{m \ln} \quad (\text{XXII})$$

En donde, para el caso de los flujos en contracorriente y paralelo, respectivamente, la expresión es la siguiente:

$$\text{Contracorriente: } \Delta T_{m \ln} = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \left(\frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1} \right)} \quad (\text{XXIII})$$

$$\text{Paralelo: } \Delta T_{m \ln} = \frac{(T_1 - t_1) - (T_2 - t_2)}{\ln \left(\frac{T_1 - t_1}{T_2 - t_2} \right)} \quad (\text{XXIV})$$

Donde:

T_1, T_2 : Temperaturas de entrada y salida del fluido caliente, (°F).

t_1, t_2 : Temperaturas de entrada y salida del fluido frío, (°F).

En el caso de intercambiadores de calor tubos-coraza, la temperatura en el lado de la coraza puede sufrir variaciones cuando se desplaza de la entrada a la salida, cruzando el haz de tubos varias veces en su trayectoria. Es por esto que es necesario aplicar un factor de corrección (F_T) para obtener la diferencia de temperaturas media logarítmica adecuada. Estas correcciones se dedujeron matemáticamente para diferentes patrones de flujo de interés y se encuentran disponibles en gráficas, las cuales se muestran en el apéndice 2. Para obtener la temperatura media logarítmica efectiva, se tiene la siguiente expresión:

$$\Delta T_{m \ln e} = \Delta T_{m \ln} F_t \quad (\text{XXV})$$

Donde:

$\Delta T_{m \ln e}$: Diferencia de temperatura media efectiva, (°F).

F_t : Factor de corrección, (adimensional).

El valor de F_T depende de los parámetros R y S , los cuales se obtienen a partir de las temperaturas de entrada y salida de los fluidos caliente y frío. Para un intercambiador tubo coraza de un paso por la coraza y dos pasos por los tubos (1-2), como el que se muestra esquemáticamente en la siguiente figura, los parámetros R y S , se definen:

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} \quad (\text{XXVI})$$

$$S = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} \quad (\text{XXVII})$$

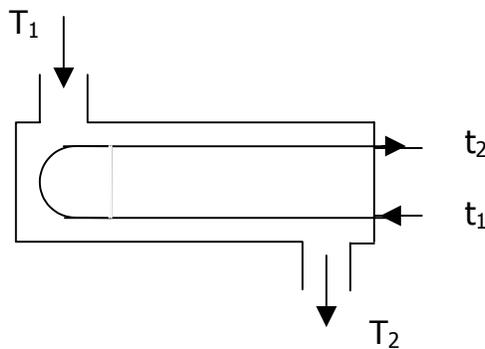


Figura 11: Factores de corrección de temperatura para intercambiadores 1-2.

Una vez que se tiene el valor de estos parámetros y con la gráfica que se muestra en el apéndice N° 2, se lee el valor de F_T en la ordenada.

3.3.4.3. Caída de presión en tuberías y en secciones anulares.

En el diseño de intercambiadores de calor, además de cumplir con el área necesaria, desde el punto de vista térmico, debe cumplirse con una cierta pérdida de carga máxima en el intercambiador. Generalmente se permite una caída de presión de 5 a 10 psi para un intercambiador o batería de intercambiadores que desempeñen un mismo servicio en un

proceso, excepto cuando el flujo cae por gravedad o el sistema donde opera el equipo se encuentra al vacío (Kern, 1997).

Los cálculos de la caída de presión vienen dados por las ecuaciones XXVIII a XXXII las cuales provienen de la ecuación de Darcy, tanto para tuberías en intercambiadores doble tubo y tubos-coraza, como para secciones anulares, respectivamente.

$$\Delta P_p = f_D \frac{L}{D} \left(\frac{G^2}{2\rho} \right) \quad (\text{XXVIII})$$

$$\Delta P_p = \left[4n + f_D \left(\frac{Ln}{D_i} \right) \right] \left(\frac{G^2}{2\rho g_c} \right) \quad (\text{XXIX})$$

Donde:

f_D : Factor de fricción de Darcy, (adimensional).

G : Velocidad másica, (lb/hpie²).

ΔP_p : Caída de presión para secciones de tuberías, (lbf/pie²).

g_c : factor de conversión igual a 32,2 (pie.lb/s².lbf).

n : Número de pasos por los tubos, (adimensional).

$$\Delta P_a = \left[N + f_D \left(\frac{L}{D'e} \right) \right] \left(\frac{G^2}{2\rho g_c} \right) \quad (\text{XXX})$$

$$D'e = (D_2 - D_1) \quad (\text{XXXI})$$

Donde:

ΔP_a : Caída de presión en secciones anulares, (lbf/pie²).

N : Número de horquillas (ver sección 3.5.1.) (adimensional).

$D'e$: Diámetro equivalente para secciones anulares, (pie).

Para determinar la caída de presión en la coraza de un intercambiador de calor se obtiene por medio de la siguiente expresión:

$$\Delta P_s = f_D \cdot \left(\frac{D_s(N+1)}{De} \right) \left(\frac{G^2}{2\rho g_c} \right) \quad (\text{XXXII})$$

Donde:

D_s : Diámetro interno de la coraza, (pie).

$(N+1)$: Número de cruces por la coraza, (adimensional).

ΔP_s : Caída de presión del lado coraza, (lbf/pie²).

3.3.5. Tipos de intercambiadores de calor.

No es posible caracterizar los intercambiadores de calor mediante un diseño único; de hecho, existe una gran variedad de estos equipos. Sin embargo, la única característica que es común en la mayor parte de los intercambiadores de calor, es la transferencia de calor desde un fluido caliente hasta uno frío, manteniendo dichas fases separadas mediante un límite sólido. A continuación se describen los intercambiadores de calor más utilizados en la industria y sus principales usos, teniendo en cuenta que existen otros tipos que no son considerados, por no ser de interés para los fines que se quieren alcanzar con este trabajo.

3.3.5.1. Intercambiador doble tubo.

Es el intercambiador de calor más simple en el cual los fluidos caliente y frío se mueven en la misma dirección o en direcciones opuestas en una construcción de tubos concéntricos.

La imagen industrial de un intercambiador doble tubo se muestra en la Figura 12. Está constituido principalmente por dos juegos de tubos concéntricos, dos tes conectoras, un cabezal de retorno y un codo en U. La tubería interior se soporta en el exterior mediante estoperas y el fluido entra en el tubo interior a través de una conexión roscada localizada en la parte externa del intercambiador. Las tes tienen boquillas ó conexiones roscadas que permiten

la entrada y la salida del fluido del ánulo que cruza de una sección a otra a través del cabezal de retorno. La tubería interior se conecta mediante una conexión en U que está generalmente expuesta y que no proporciona superficie de transferencia de calor. Cuando se arregla en dos pasos, tal como se muestra en la Figura 12, la unidad se llama horquilla (Kern, 1997).

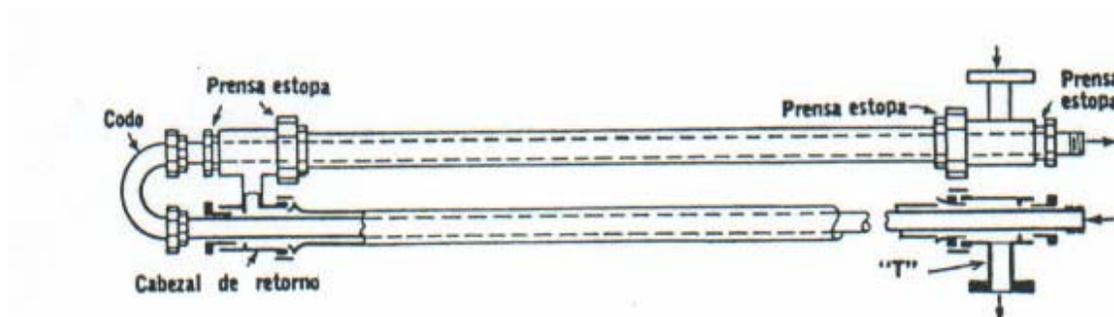


Figura 12: Intercambiador de doble tubo (Kern, 1997).

La longitud efectiva es la distancia en cada rama sobre la que ocurre la transferencia de calor y excluye la prolongación del tubo interior después de la sección de intercambio. Estos intercambiadores generalmente se ensamblan en longitudes efectivas de 12, 15 ó 20 pies.

Como ya se explicó en la sección 3.3.1., existen dos tipos de arreglo de estos intercambiadores que son el arreglo de flujo paralelo, donde los fluidos caliente y frío entran por el mismo extremo, fluyen en la misma dirección y salen por el mismo extremo, y el arreglo de flujo en contracorriente donde los fluidos entran por extremos opuestos, fluyen en direcciones opuestas y salen por extremos opuestos.

Este tipo de intercambiador es extremadamente útil, ya que es fácil de ensamblar a partir de partes estándar, proporcionando superficies de transferencia de calor a bajo costo. La principal desventaja en el uso de este tipo de intercambiadores es la pequeña superficie de transferencia de calor que pueden suministrar (Kern, 1997).

- **Algoritmo para el cálculo de intercambiadores doble tubo.**

El cálculo de este tipo de intercambiadores es un proceso iterativo, para el que es necesario determinar en principio, cual de los dos fluidos presentes circulará por el ánulo ó por los tubos. Por lo general el fluido que se coloca por los tubos es el más corrosivo o el más sucio, (Kern, 1997) mientras que por el ánulo se colocan los fluidos de viscosidad elevada, fluidos condensables ó en estado gaseoso. Si los dos fluidos son igualmente sucios y corrosivos, el fluido que pasa por el tubo interno es el de mayor flujo másico.

Por otra parte, se debe suponer un diámetro de los tubos, tomando en cuenta las velocidades recomendadas para fluidos, las cuales se muestran posteriormente en las Tablas N° 2a y 2b. Una vez elegido el valor de la velocidad y con el flujo volumétrico, se determina el área de flujo, de donde finalmente se despeja el diámetro del tubo, que debe ajustarse a un valor comercial. Este valor sirve como una buena aproximación para el cálculo del intercambiador. Los valores más comunes para los diámetros se presentan en la Tabla N° 1.

Tabla N° 1. Conexiones para intercambiadores de doble tubo (Kern, 1997).

Tubo exterior IPS (plg)	Tubo Interior IPS (plg)
2	1 ¼
2 ½	1 ¼
3	2
4	3

Una vez hecha la suposición, se procede a hacer los cálculos pertinentes al tubo interno y al ánulo respectivamente, según el método Kern. En la figura 13 se presenta un algoritmo de cálculo generalizado, para un intercambiador doble tubo.

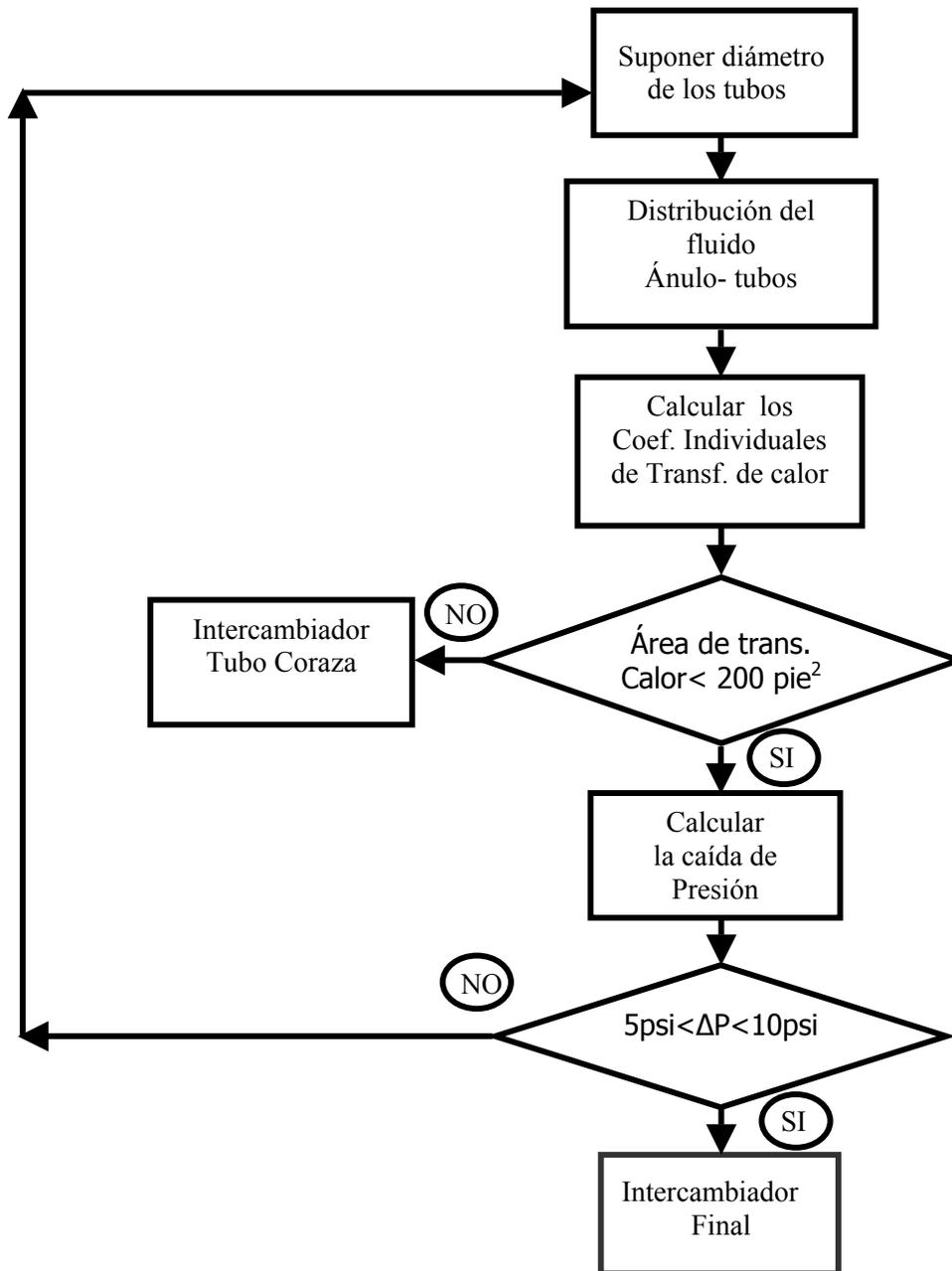


Figura 13: Algoritmo generalizado para el cálculo de un intercambiador doble tubo.

3.3.5.2. Intercambiadores tubo-coraza.

Este tipo de intercambiador se utiliza cuando se requiere una superficie de transferencia de calor grande, es decir mayor de 200 pie^2 (Kern, 1997). Consiste en un haz de tubos encerrado en una cubierta cilíndrica, denominada coraza; por la cual circula el primer fluido, mientras que el segundo fluido circula alrededor y a través del haz de tubos.

Para obtener velocidades altas de transferencia de calor se utilizan operaciones con pasos múltiples para aumentar la velocidad del fluido que circula a través de los tubos y de esta forma elevar el valor del coeficiente global de transferencia de calor. En este tipo de construcción, el fluido que circula por los tubos es desviado dentro del cabezal de distribución. El líquido pasa a gran velocidad una y otra vez a través de cierta zona de los tubos, lo que da lugar a buenos coeficientes de transferencia de calor. El número de pasos de los tubos que se emplea depende de la economía del diseño y de la operación, así como de la disponibilidad del espacio. La forma más común de los intercambiadores tubo-coraza es un intercambiador de dos pasos por los tubos y un paso por la coraza, el cual se observa en la Figura 14.

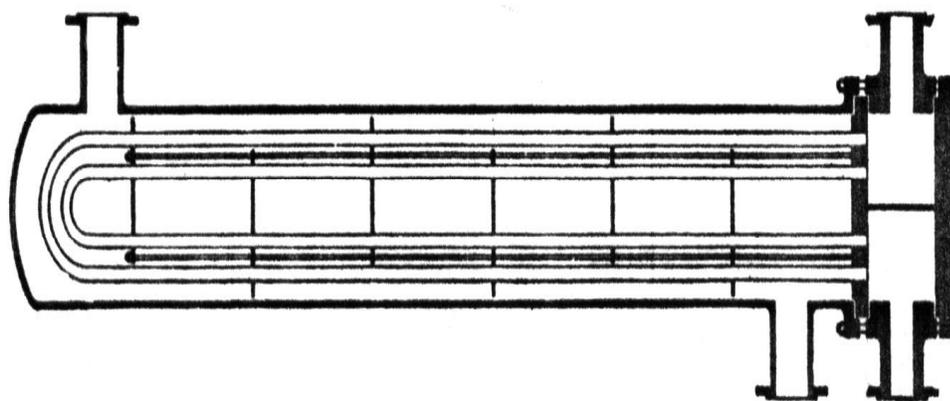


Figura 14: Intercambiador tubo coraza un paso por la coraza y dos pasos por los tubos (1-2)
(Kern, 1997).

Existen numerosos tipos de intercambiadores tubos–coraza, donde su principal diferencia radica en los tipos de coraza y cabezales utilizados, lo cual depende a su vez de los criterios de diseño para los cuales requiere ser construido el equipo. En el apéndice 3, se muestran los diferentes tipos de cabezales y corazas para este tipo de intercambiador.

Como se mencionó en la sección 3.3.1. en este tipo de intercambiador los tubos pueden colocarse en arreglos triangulares o cuadrados, tal como se muestra en la Figura 7. La ventaja de los arreglos cuadrados es que los tubos son accesibles para la limpieza externa. Los arreglos triangulares pueden acomodar mayor cantidad de tubos que los cuadrados, además en estos se produce una mayor turbulencia y por lo tanto, mayores coeficientes de transferencia de calor. En el apéndice 4 se muestran los diferentes tipos de arreglos para diversos diámetros de tubos.

- **Algoritmo para el cálculo de un intercambiador tubo coraza.**

Para el diseño de intercambiadores de calor tubos-coraza, una vez conocidas las condiciones del proceso y las propiedades de cada uno de los fluidos, se procede a determinar el área de transferencia de calor. Para esto es necesario suponer un valor del coeficiente total de transferencia de calor, U_D , basándose en las tablas de valores aproximados de estos coeficientes, mostradas en el apéndice 5.

La suposición de dicho coeficiente debe hacerse en base al tipo de fluido que circulará por cada una de las secciones del intercambiador (por el lado de la coraza o por el lado de los tubos) y por otra parte, al tipo de proceso en el que el intercambiador operará. Una vez hecha la suposición, se procede a hacer los cálculos pertinentes a los lados tubo y coraza, respectivamente, siguiendo el método Kern. A continuación se muestra un algoritmo generalizado para el diseño de intercambiadores tubo coraza.

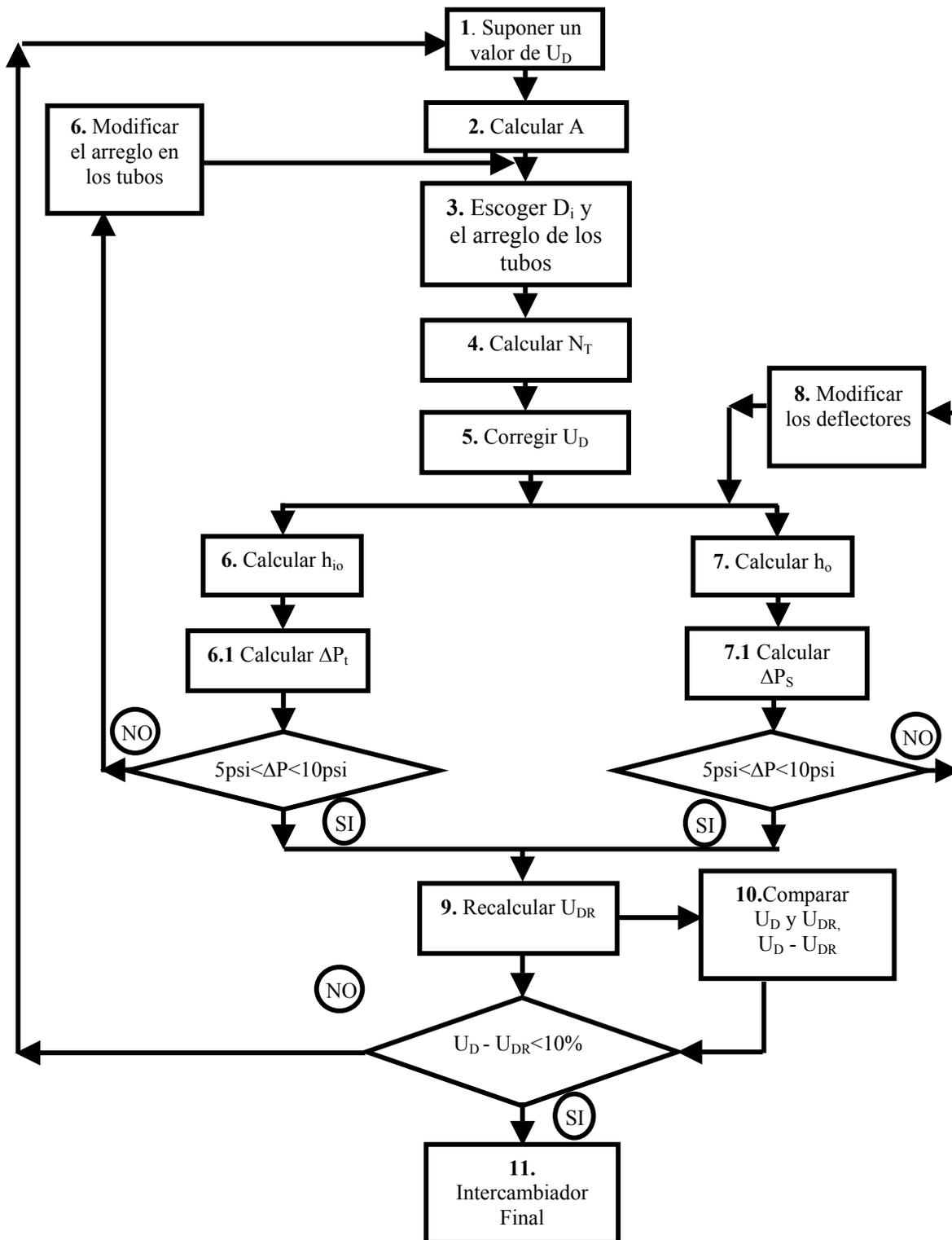


Figura 15: Algoritmo generalizado para el cálculo de un intercambiador tubo-coraza.

3.4. Torres de enfriamiento.

En los procesos industriales se utiliza el agua como medio de enfriamiento de corrientes de dicho proceso, equipo, materiales, etc. No todas las plantas industriales poseen una fuente abundante de agua como puede ser un río, un lago o un mar, que les permita utilizar el líquido para enfriamiento por medio de un ciclo abierto y no es conveniente, por regulaciones ambientales, enviar agua caliente a los cuerpos de agua. Actualmente el agua es un servicio, el cual no es lo suficientemente abundante. Por estas razones se considera aprovechar y reutilizar el líquido de manera racional en un ciclo cerrado, donde el agua que se utiliza en el proceso industrial se calienta y luego debe ser enfriada para retornar al proceso. Para lograr esto se necesita un sistema que contenga una torre de enfriamiento (Villanueva, 1997).

El aire y el agua son sustancias de bajo costo, y cuando se deben manejar grandes volúmenes, como en muchas operaciones de enfriamiento de agua, es esencial un equipo de bajo costo inicial y de costo de operación también reducido. La torre de enfriamiento es un equipo semicerrado, formado por un distribuidor de agua, cuya función es pulverizar, mediante unas toberas, el volumen de agua que proviene del proceso industrial. Las pequeñas gotas y finas partículas de agua caerán por gravedad hacia el interior de la torre, donde serán colectadas en una bandeja, para permitir su retorno al proceso industrial.

Durante la caída de pequeñas gotas y películas de agua a lo largo de la torre de enfriamiento, ésta se pone en contacto con una masa de aire ascendente que circula también por el interior de la torre, impulsada por ventiladores, de manera que el agua entra en contacto íntimo con la corriente de aire a través de un relleno ordenado o al azar en el interior de la torre que favorece y mejora dicho contacto, enfriando el agua por transferencia simultánea de calor y masa, en una proporción que depende del grado de humedad del aire que entra a la torre y de la temperatura de bulbo húmedo.

Así la transferencia de calor y masa en una torre de enfriamiento depende del área de la superficie de agua en contacto con el aire, la velocidad relativa del aire, el tiempo de contacto

entre el agua y el aire, de la diferencia de temperatura de bulbo húmedo del aire y la temperatura de salida del agua de la torre.

3.4.1. Clasificación de torres de enfriamiento.

Las torres de enfriamiento se clasifican según la forma en que se mueve el aire a través de éstas. Según este criterio existen torres de tiro mecánico y de circulación natural. En las torres de circulación natural, el movimiento del aire sólo depende de las condiciones climáticas y ambientales, mientras que las torres de tiro mecánico utilizan ventiladores para mover el aire a través del relleno (Miranda, 1997).

Las 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. En estas torres se puede controlar de forma precisa la temperatura de salida del agua, y se pueden lograr valores de acercamiento muy pequeños (hasta de 1 o 2 °C) con respecto a la temperatura de bulbo húmedo, aunque en la práctica se recomienda sea de 3 ó 4 °C. La temperatura de bulbo húmedo es la temperatura en estado estacionario alcanzada cuando la rapidez de transferencia de calor del gas al líquido será igual a la rapidez de calor necesaria para la evaporación (Treybal, 1993).

Si el ventilador se encuentra situado en la entrada del aire el tiro es forzado. Cuando el ventilador se ubica en la zona de descarga del aire se habla de tiro inducido. Las torres de tiro inducido pueden ser de flujo a contracorriente o de flujo cruzado. El flujo a contracorriente significa que el aire se mueve verticalmente a través del relleno, de manera que los flujos de agua y de aire tienen la misma dirección pero en sentido opuesto. En las torres de flujo cruzado, el aire circula en dirección perpendicular respecto al agua que desciende. Estas torres tienen una altura menor que las torres de flujo a contracorriente, ya que la altura total de la torre es prácticamente igual a la del relleno.

El mantenimiento de estas torres es menos complicado que en el caso de las torres a contracorriente, debido a la facilidad con que se pueden inspeccionar los distintos componentes internos de la torre.

3.4.2. Balance de energía en una torre de enfriamiento.

Puede realizarse un balance energético en una torre de enfriamiento sabiendo que el calor cedido por el agua será igual al calor ganado por el aire, la cual se expresa por medio de la siguiente ecuación:

$$L' C_{p_{H_2O}} (t_1 - t_2) = Gs (h_{a1} - h_{a2}) \quad (\text{XXXIII})$$

Donde:

L' : Flujo másico de agua, (lb/h).

$C_{p_{H_2O}}$: Calor específico del agua a presión constante, (BTU/lb°F).

t_1 : Temperatura de entrada del agua en la torre, (°F).

t_2 : Temperatura de salida del agua de la torre, (°F).

Gs : Flujo másico de aire seco, (lb aire seco/h).

h_{a1} : Entalpía específica del aire húmedo que sale de la torre, (BTU/lb aire seco).

h_{a2} : Entalpía específica del aire que entra a la torre, (BTU/lb aire seco).

3.4.3. Transferencia simultánea de calor y masa.

La transferencia de calor y masa en una torre de enfriamiento, es provocada por dos factores principalmente:

- a) La diferencia de temperaturas entre la interfase líquida y el aire.
- b) La diferencia de presiones de vapor entre la interfase líquida y el aire.

Puesto que los fenómenos de convección y difusión ocurren de forma simultánea, estas dos fuerzas impulsoras se engloban dentro de un mismo concepto: la entalpía potencial. La entalpía potencial provoca la transferencia de calor entre una superficie mojada y una corriente de aire no saturado utilizando una diferencia de entalpías como fuerza impulsora. La ecuación de Merkel se basa en la diferencia del potencial de entalpía como fuerza impulsora, la cual supone que cada partícula de agua está rodeada por una película de aire y, que la diferencia entre la misma y el aire circundante, proporciona la fuerza impulsora para el proceso de enfriamiento. Esta ecuación se expresa en forma integrada de la siguiente manera:

$$\frac{k_y a V}{L'} = \int_{t_2}^{t_1} \frac{dt}{h_w - h_a} \quad (\text{XXXIV})$$

Donde:

$k_y a$: Coeficiente volumétrico global, (lb de agua/hpie³).

V : Volumen de enfriamiento activo, (pie³/pie²) de área plana.

L' : Velocidad másica superficial del agua, (lb/hpie²).

h_w : Entalpía del aire saturado a la temperatura del agua, (BTU/lb de aire seco).

h_a : Entalpía de la corriente de aire a la temperatura de bulbo seco, (BTU/lb de aire seco).

El lado derecho de la ecuación XXXIV se expresa por completo en términos de las propiedades del aire y del agua y es independiente de las dimensiones de la torre. El término $k_y a V / L'$ se conoce como coeficiente característico de una torre de enfriamiento.

El coeficiente característico de la torre $K_y a V / L'$ se determina mediante un método integral. El método de Chebyshev es el que se emplea con mayor frecuencia para evaluar numéricamente la integral, donde:

$$\frac{K_y a V}{L'} = \int_{T_2}^{T_1} \frac{dT}{h_w - h_a} \cong \frac{T_1 - T_2}{4} \left(\frac{1}{\Delta h_1} + \frac{1}{\Delta h_2} + \frac{1}{\Delta h_3} + \frac{1}{\Delta h_4} \right) \quad (\text{XXXV})$$

Donde:

$\Delta h_1 = \Delta h_4$: Valor de $(h_w - h_a)$ a $t_2 + 0.1(t_1 - t_2)$, (BTU/lb aire seco).

$\Delta h_2 = \Delta h_3$: Valor de $(h_w - h_a)$ a $t_2 + 0.4(t_1 - t_2)$, (BTU/lb aire seco).

Por lo común las torres de enfriamiento de tiro mecánico se diseñan para razones de L'/Gs que van de 0,75 a 1,5. Así los valores de $k_y a V/L$ varían entre 0,5 y 2,5 (Perry, 1992). Una vez que se determina el coeficiente característico de la torre de enfriamiento por integración numérica es necesario diseñar el llenado de la torre y la distribución del aire para satisfacer la característica teórica de la torre.

Para determinar la altura del relleno de una torre de enfriamiento se utiliza la siguiente ecuación (Treybal, 1993):

$$Z = NUT \times HUT = \frac{Gs}{k_y a} \times \int_{H_1}^{H_2} \frac{dH'}{H^* - H'} \quad (\text{XXXVI})$$

Donde:

Z: Altura del relleno, (pie).

NUT: Número de unidad de transferencia, (adimensional).

HUT: Altura de una unidad de transferencia, (pie).

H^* : Entalpía del aire saturado, (BTU/lb).

H' : Entalpía del aire a la entrada de la CT-2, (BTU/lb).

El coeficiente de transferencia de masa para la fase gaseosa $k_y a$, se utiliza la ecuación característica del relleno (Miranda, 1997):

$$\frac{k_y a}{L} = \lambda \left(\frac{L'}{Gs} \right)^{-n} \quad (\text{XXXVII})$$

Donde:

λ y n : Factores relacionados con el relleno utilizado, (adimensional).

3.5. Bombas.

Los fluidos se mueven a través de tuberías y equipos por medio de bombas, ventiladores, sopladores y compresores. Estos dispositivos aumentan la energía mecánica del fluido, la cual puede emplearse para incrementar la velocidad, la presión o la altura del fluido. El método más corriente de comunicar energía es por medio de un desplazamiento positivo o de una acción centrífuga suministrada por fuerzas exteriores. Estos métodos conducen a las dos clases principales de equipos para el movimiento de fluidos. En el primer grupo están incluidos los equipos que comunican presión por desplazamiento positivo y corresponde a las llamadas máquinas alternativas. El segundo grupo incluye a las bombas centrífugas, soplantes y compresores y corresponde a los aparatos de tipo rotatorio.

La bomba se instala para suministrar la energía necesaria para succionar el líquido y descargarlo con una velocidad volumétrica de flujo constante a través de la descarga de la misma.

3.5.1. Cabezal total de la bomba.

Es la energía añadida al fluido por medio de la bomba, el cual se obtiene aplicando la ecuación de Bernoulli entre el punto 1 (nivel superficial de líquido en el tanque) y el punto 2 en la descarga de la bomba, tal como se muestra en la figura 16.

$$H_B = (Z_2 - Z_1) + \frac{(u_2^2 - u_1^2)}{2g} + \frac{P_2 - P_1}{\frac{\rho g}{gc}} + H_{f1-2} \quad (\text{XXXVIII})$$

Donde:

H_B : cabezal total de la bomba, (pie).

Z_1, Z_2 : Altura del nivel del tanque y línea de descarga de la bomba respectivamente, (pie).

u_1, u_2 : Velocidad de flujo, (pie/s).

P_1, P_2 : Presión en los puntos 1 y 2 respectivamente, (lbf/pie²).

$H_{f_{1-2}}$: Pérdidas por fricción, (pie de líquido).

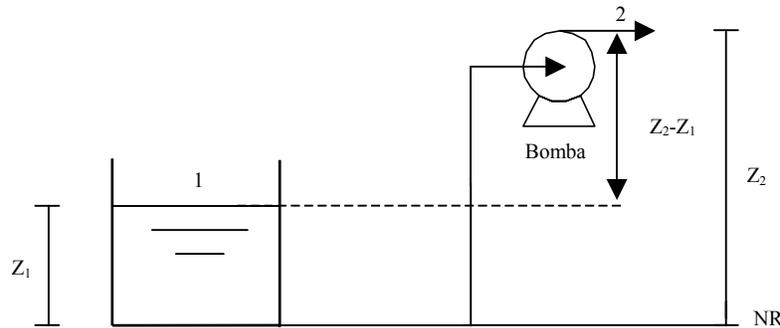


Figura 16: Sistema de flujo con bomba.

3.5.2. Limitaciones de succión de una bomba.

Cada vez que la presión de un líquido cae más allá de la presión de vapor correspondiente a la temperatura de operación, el líquido tenderá a evaporarse. Cuando esto sucede dentro de una bomba en operación, las burbujas de vapor serán arrastradas hasta un punto de mayor presión donde súbitamente colapsarán. Este fenómeno se conoce como cavitación. Debe evitarse la cavitación de una bomba, ya que normalmente trae como consecuencia erosión del metal, vibración, flujo reducido, pérdida de eficiencia y ruido. Para evitar este fenómeno, es necesario mantener una carga neta de succión requerida positiva $NPSH_R$, que no es sino la carga total equivalente de líquido en la línea de centro de la bomba menos la presión de vapor (Perry, 1992). Al momento de diseñar la instalación de una bomba, debe cuidarse de que la carga de succión positiva disponible ($NPSH_D$) sea igual o mayor que la ($NPSH_R$), para la capacidad deseada.

3.5.3. Selección de la bomba.

Existe una gran variedad de bombas que se encuentran disponibles para transportar líquidos en sistemas de flujo de fluidos. La selección y aplicación adecuadas de las bombas requiere una comprensión de las características de funcionamiento y usos típicos.

Al escoger las bombas para cualquier servicio es necesario saber que líquidos se va a manejar, cual es la carga dinámica total, la carga de succión y descarga, la temperatura, la viscosidad, la presión de vapor y la densidad relativa.

Dos o más tipos de bombas pueden proporcionar un servicio satisfactorio bajo las mismas condiciones. Factores como el costo, tamaño, condiciones de succión, y el tipo de fluido pueden dictar la elección de una bomba en particular (Mott, 1996). En general:

- Las bombas reciprocantes se utilizan para velocidades de flujo aproximadamente de 500 gal/min y desde valores de cabezales muy bajos, hasta valores tan altos como de 50000 pies de líquido.
- Las bombas centrífugas se utilizan en una variedad muy amplia de condiciones, la mayoría de ellas de alta capacidad y aplicaciones de valor de cabezal moderado.
- Las bombas centrífugas de una sola etapa que operan a 3500 rpm son económicas a velocidades de flujo mayores y valores de cabezal moderados.
- Las bombas de multietapas son adecuadas para condiciones de valor de cabezal alto.
- Las bombas rotatorias se utilizan en aplicaciones que requieren capacidades moderadas y altos valores de cabezal o para fluidos con altas velocidades.
- Las bombas centrífugas de alta velocidad espacial, que operan a una velocidad mayor a las 3500 rpm de motores eléctricos estándar, son adecuadas para cabezales altos y capacidades moderadas. Tales bombas son a veces alimentadas por turbinas de vapor o turbinas de gas.
- Las bombas de flujo mezclado y flujo axial se utilizan para velocidades de flujo muy altas y valores de cabeza bajos.

3.6. Dimensionamiento de Tuberías.

Los diámetros reales internos y externos de conductos y tubos estándar disponibles comercialmente, pueden ser bastante diferentes al tamaño nominal dado. A continuación se nombran los tipos de tubos y conductos más ampliamente utilizados.

- **Tuberías de acero.**

Las líneas de tuberías para propósitos generales, a menudo, están construidas de acero. Los tamaños estándar de las tuberías de acero están diseñados de acuerdo con el tamaño nominal y el número del calibre. Los números de calibres están relacionados con la presión de operación permisible y con la tensión permitida del acero en la tubería. El intervalo de números de calibre va de 10 a 160, y los números más grandes indican un grosor mayor en las paredes de la tubería. Como todos los calibres de las tuberías de un tamaño nominal dado tienen el mismo diámetro externo, los calibres más grandes tienen un diámetro interno más pequeño. La serie más completa de conductos de acero disponibles son los calibres 40 y 80. En el apéndice 6 se dan los datos correspondientes a estas cédulas.

Los tubos estándar de acero se utilizan en sistemas hidráulicos, condensadores, intercambiadores de calor, sistemas de combustibles de motores y en sistemas industriales de procesamiento de fluidos. Los tamaños están diseñados según el diámetro externo y el grueso de las paredes. En el apéndice 6, se muestran los tamaños estándar desde 1/2 de pulgada hasta 8 pulgadas, para varios espesores de pared.

- **Tuberías de monel.**

El Monel es una aleación de níquel (Ni) y cobre (Cu), y se usa en general debido a su gran resistencia al ataque químico y a su resistencia superior a los efectos de las altas temperaturas. Su costo y resistencia a la corrosión son función del porcentaje de níquel que contiene el tubo. Este tipo de material se utiliza con mucha frecuencia en plantas de alquilación con HF,

específicamente en Química Venoco, C.A, es el tipo de material usado para el transporte de fluidos muy corrosivos que contengan ácido fluorhídrico (HF).

- **Velocidad de flujo recomendable en conductos y tuberías.**

Los factores que afectan la elección de una velocidad satisfactoria en un sistema de fluidos son numerosos. Algunos de los más importantes son el tipo de fluido, la longitud del sistema de flujo, el tipo de conducto ó de tubo, la caída de presión que se puede tolerar, los dispositivos que se pueden conectar al conducto ó a la tubería, la temperatura, la presión y el ruido.

La velocidad de flujo aumenta a medida que disminuye el área de trayectoria de flujo. Por consiguiente, los tubos más pequeños producirán altas velocidades, y al contrario, los tubos más grandes proporcionarán más bajas velocidades, para un mismo caudal de operación

Una velocidad de flujo razonable para sistemas de distribución de fluidos es de aproximadamente 10 pie/s (alrededor 3 m/s). Un desempeño apropiado de una bomba requiere velocidades más bajas en su entrada, aproximadamente de 3 pie/s (alrededor 1 m/s). Dependiendo del servicio que preste la tubería, existe una velocidad de flujo recomendada. Las tablas N° 2a y N° 2b, muestran diferentes valores de dichas velocidades:

Tabla N° 2a. Velocidades recomendadas y máxima caída de presión permisible para tuberías de acero al carbón (Normas PDVSA, 1995).

TUBERÍA DE LÍQUIDOS PARA PROCESOS Y EQUIPOS		
Tipo de Servicio	Velocidad (pie/seg)	Máximo ΔP , (psi/100 pie)
1. Recomendación General	5-15	
2. Flujo Laminar	4-5	4
3. Flujo turbulento		-
Densidad del líquido, lb/pie ³		
100	5-8	-
50	6-10	-
20	10-15	-
4. Succión de bomba		
Líquido saturado	2-6	0.5
Líquido no saturado	4-8	1
5. Descarga de bomba		
0-250 GPM	6-8	6
250-700 GPM	8-10	4
>700 GPM	10-15	2
6. Salida de fondo	4-6	0.6
7. Salida de rehervidor	1-4	0.15
8. Líquido desde condensador	3-6	0.5
9. Líquido hacia enfriadores	4-6	-
10. Tuberías para refrigeración	2-4	0.4
11. Descarga por gravedad	3-8	0.4
12. Alimentación de columnas	4-6	-

Tabla N° 2b. Velocidades recomendadas y máxima caída de presión permisible para tuberías de acero al carbón (Normas PDVSA, 1995).

TUBERÍAS DE AGUA		
Tipo de servicio	Velocidad (pie/seg)	Máximo ΔP , (psi/100 pie)
1. Servicio General	2.6	2
Diámetro, pulgadas		
1	2-3	-
2	3-4.5	-
4	5-7	-
6	7-9	-
8	8-10	-
10	10-12	-
12	10-14	-
16	10-15	-
20 y superior	10-16	-
2. Succión de bombas y drenaje	4-7	-
3. Descarga de bombas	5-10	-
4. Alimentación de calderas	8-15	-
5. Agua de refinería	2-5	2.-5
6. Agua de enfriamiento	12-16	2
7. De condensador	3-5	-

Una vez seleccionada la velocidad del fluido y conocido el caudal del mismo, se obtiene el área de la tubería y el diámetro de la misma a través de las siguientes ecuaciones, respectivamente:

$$A_T = \frac{\dot{Q}}{u} \quad (\text{XXXIX})$$

$$D_i = \left(\frac{4A_T}{\pi} \right)^{1/2} \quad (\text{XL})$$

Donde:

A_T : área de la tubería, (pie²).

\dot{Q} : Flujo volumétrico, (pie³/h).

Por otra parte, debe calcularse el espesor mínimo de la pared, a través de la siguiente expresión, (Rase, 1984).

$$T = M \left(\frac{PD_o}{2S} + C \right) \quad (\text{XLI})$$

Donde:

T: Espesor de la tubería ó accesorio, (plg).

P: Presión interna de diseño, (psig).

S: Fatiga máxima admisible basada en la temperatura máxima, (psi). Los valores de este parámetros se encuentra en el apéndice 7.

M: Tolerancia de fabricación, (adimensional).

C: Tolerancia de corrosión, (plg).

Con el diámetro de la tubería y el valor del espesor, se procede a seleccionar el catálogo de la misma, según los valores que se presentan en la tabla del apéndice N° 6, aproximando el valor del espesor al más próximo de los reportados en las tablas.

Al seleccionar el tamaño de tubería que va a utilizarse en un sistema de manejo de fluidos, se tiene con frecuencia una variedad de diámetros permisibles que comprenden dos ó más tamaños estándar de una tubería. En tales casos la selección final deberá realizarse sobre una base económica de modo que el último incremento y la inversión reduzcan los costos de operación lo suficiente para producir la recuperación mínima requerida sobre la inversión (Perry, 1992).

3.7. Simulación de procesos con el software Hysys.

Hysys es un software de simulación de procesos, desarrollado por Hyprotech C.A., el cual permite construir un modelo interactivo de proceso, donde se realizan automáticamente los cálculos relacionados con el funcionamiento de cada unidad y de los paquetes de propiedades, haciendo uso de los grados de libertad de cada corriente, equipo, etc. Además, permite un acceso directo e inmediato a los resultados, proporcionando una mayor y mejor comprensión del proceso simulado.

Realizar la simulación en Hysys es un proceso sencillo, en el cual se construye un modelo conceptual, determinando los equipos que se requieren en el proceso, se fijan las ecuaciones que determinarán las propiedades termodinámicas, las bases de diseño y condiciones de operación. Luego que se conocen todos los parámetros descritos anteriormente, se ejecuta el modelaje de un proceso conocido, introduciendo los datos necesarios del caso en estudio.

- **Métodos termodinámicos.**

La selección de los modelos termodinámicos apropiados resulta muy importante para la solución de la simulación de un proceso. Existen diversos métodos para realizar los cálculos

de las propiedades termodinámicas, por lo cual el usuario debe determinar y seleccionar el más conveniente según los requerimientos del problema.

Los métodos termodinámicos disponibles en Hysys, son en su mayoría, ecuaciones de estado, modelos de actividad, modelos de presión de vapor, entre otros. Hysys recomienda para la simulación de procesos de alquilación, utilizar como herramientas termodinámicas las ecuaciones de estado y los modelos de actividad.

El Hysys ofrece ecuaciones de estado, tales como las de Peng-Robinson (PR) y Soave-Redlich-Kwong (SRK), entre otras. Éstas, son ampliamente utilizadas para sistemas de hidrocarburos con un amplio rango de condiciones de operación, tal como se muestra en la tabla N° 3, que se presenta a continuación.

Tabla N° 3. Rango de temperaturas y presión válidos para la aplicación de los métodos termodinámicos Peng Robinson (PR) y Soave-Redlich-Kwong (SRK).

Método	Temperatura (°F)	Temperatura (°C)	Presión (psia)	Presión (Kpa)
PR	> -456	> -271	< 15000	< 100000
SRK	> -225	> -143	< 5000	< 35000

Hysys recomienda para sistemas de alquilación con HF, la ecuación de estado Peng-Robinson Stryjek-Vera (PRSV), la cual es una modificación de la ecuación Peng Robinson, usada para sistemas no ideales, y se aplica para los mismos rangos de condiciones de operación de PR. También recomienda el modelo de actividad NRTL (Non- Random-Two-Liquid), el cual se aplica para sistemas no ideales.

3.8. Simulación de procesos con el software Hextran.

El Hextran 8.1 es un programa de simulación de procesos en estado estacionario diseñado por la compañía Simulation Sciences Inc., el cual es ampliamente utilizado para la evaluación y diseño de todo tipo de sistemas de transferencia de calor. Este software posee una extensa base de datos para todo tipo de compuestos, capaz de generar todas las propiedades físicas, de transporte y termodinámicas asociadas al mismo. Con el paquete de simulación Hextran se puede evaluar y diseñar de manera global el comportamiento de sistemas de intercambiadores de calor, o simplemente intercambiadores de calor por separado. El Hextran resulta ventajoso ya que también puede evaluar y diseñar los equipos asociados a los sistemas de transferencia de calor, tales como: bombas, separadores, mezcladores, accesorios, etc.

3.8.1. Métodos termodinámicos.

El Hextran ofrece al usuario la opción de seleccionar los métodos deseados para calcular las propiedades termodinámicas tales como la densidad, entalpía, entropía, etc, y de transporte como viscosidad, conductividad térmica, tensión superficial, etc; de los fluidos seleccionados. Los métodos termodinámicos disponibles en el Hextran en su mayoría son correlaciones generalizadas, ecuaciones de estado, métodos ideales, métodos de actividad de líquidos, entre otros.

Las correlaciones generalizadas son métodos empíricos o semiempíricos, basados en el principio de los estados correspondientes. Son usados principalmente en mezclas de hidrocarburos no polares a baja presión, y sistemas de crudo que incluyan hidrocarburos pesados (Simsci, 1997).

Las ecuaciones de estado son expresiones matemáticas que relacionan la densidad, temperatura, presión, y composición de un fluido. Son usadas principalmente, en sistemas de hidrocarburos ligeros y ricos en hidrógeno. Las ecuaciones de estado más conocidas son la ley del gas ideal y la ecuación de Van der Waals. Existen ecuaciones de estado también muy

usadas en sistemas de hidrocarburos no polares tales como Soave-Redlich-Kwong (SRK) y Peng Robinson (PR). (Simsci, 1997).

El modelo SRK es ampliamente usado para una variedad de mezclas de hidrocarburos, el cual resulta muy preciso en compuestos desde C_1 - C_{10} , y no se recomienda para hidrocarburos mayores de C_{20} . El rango de temperatura aplicable para este método es entre -460°F y 1200°F y presiones entre 0 psia y 5000 psia. (Simsci, 1997).

El modelo de Peng Robinson es similar a la ecuación de SRK, y específicamente sirve para lograr convergencia cerca del punto crítico. Se emplea bajo los mismos rangos de presión y temperatura que el modelo SRK. Se recomienda para la simulación de torres al vacío. Este método termodinámico es el empleado en la simulación de la planta de alquilación por parte de Química Venoco C.A.

3.8.2. Métodos para el cálculo de propiedades de transporte.

Estos métodos se seleccionan en la misma ventana donde se selecciona el método termodinámico. Existen cuatro métodos de cálculo disponibles para obtener las propiedades de transporte, las cuales son: Puro, Petróleo, Trapp y Usuario.

El método Puro (Pure), se utiliza para el cálculo de propiedades de mezclas de componentes puros, basado en la dependencia del mezclado con la temperatura y despreciando el efecto de la presión. El método Petróleo (Petro) usa correlaciones predicativas, incluyendo correcciones de presión que aplican para mezclas de hidrocarburos. Cuando se aplica este método es posible calcular la viscosidad del líquido por éste o por el método API, el cual es el más recomendado para determinar esta propiedad. En este caso el método puro (Pure), es usado para estimar las propiedades del agua y de componentes puros, y el método Petróleo es usado para determinar las propiedades físicas de las mezclas de hidrocarburos.

4. METODOLOGÍA.

En esta sección se describen los pasos a seguir para el logro de los objetivos planteados con la realización de este Trabajo Especial de Grado, agrupados en cinco fases principales que son:

- Fase I: Análisis de la situación actual del sistema de agua de enfriamiento.
- Fase II: Evaluación de la torre de enfriamiento.
- Fase III: Evaluación de los equipos de transferencia de calor.
- Fase IV: Evaluación hidráulica del sistema de agua de enfriamiento.
- Fase V: Establecimiento de la nueva propuesta.

- **Fase I:** Análisis de la situación actual del sistema de agua de enfriamiento.

En primer lugar se procedió a la familiarización con el proceso de alquilación, a través de la revisión de los diagramas de flujo del proceso (DFP) y de tuberías e instrumentación (DTI), con el fin de ubicar los equipos involucrados en el sistema de agua de enfriamiento y definir los posibles puntos de medición; así como también visitas a la planta de alquilación, para verificar la ubicación de los instrumentos y accesorios involucrados en el sistema.

Por otra parte se procedió a la familiarización con el paquete de simulación Hysys, por medio del uso de los manuales y desarrollando los ejemplos que allí se presentan, obteniendo así, las herramientas necesarias para el desarrollo de las simulaciones, y de esta manera poder determinar los datos y condiciones de operación.

Luego se recopilaron las condiciones de operación del proceso, a partir de las mediciones de campo (presión, flujos y temperaturas), con la instrumentación disponible, reportes de sala de

control y revisión de las hojas de especificaciones de los equipos que conforman el sistema de agua de enfriamiento. Se realizaron los balances de energía para determinar tanto el calor que se requiere retirar en cada equipo que conforma el sistema así como el consumo actual de agua de enfriamiento en cada uno de los mismos, a través del uso del software de simulación Hysys.

Para realizar una simulación en Hysys se establecieron los siguientes pasos:

- Abrir un archivo nuevo al cual se le asigna un nombre.
- Seleccionar el (los) método(s) termodinámico(s) con el (los) que se va(n) a trabajar.
- Seleccionar o definir los componentes.
- Entrar al ambiente de simulación, en donde se definen los parámetros asociados a las corrientes (flujos, composiciones, presión, temperatura, etc).
- Construir el diagrama de flujo correspondiente al sistema que se desea diseñar ó evaluar.
- Especificar las características de los equipos involucrados en el sistema.

Cuando se especifican las características de los equipos involucrados, se obtienen de inmediato los resultados de la simulación, como por ejemplo propiedades físicas, temperatura, composiciones, flujos, etc.

- **Fase II:** Evaluación de la torre de enfriamiento.

En primer lugar se hizo un balance de energía en la torre de enfriamiento, con las condiciones actuales de operación, para determinar el calor que retira la torre y el flujo másico de aire que maneja la misma. Para ello, se utilizó la hoja de especificaciones y los datos registrados en campo reportados en el apéndice 8.

Luego se obtuvieron los datos de la estación meteorológica de la ciudad de Valencia, con el fin de establecer las temperaturas tanto de bulbo seco como de bulbo húmedo, y el porcentaje de humedad relativa de todo un año. Se escogió un promedio entre todos los meses, ya que la variación de las temperaturas durante el año es pequeña, es decir de 5 °F aproximadamente. Con estos datos se fijó la temperatura de salida de la torre del agua de enfriamiento, con un valor de acercamiento entre la temperatura de salida y la de bulbo húmedo de 14 °F (8 °C). Posteriormente se procedió a establecer un gradiente de temperatura de 18 °F (10 °C) entre la entrada y la salida de la torre de enfriamiento, dado que los gradientes de temperatura del agua en los intercambiadores de calor eran muy bajos, es decir, entre 7 y 13 °F (4 y 7 °C)

Con el gradiente de temperatura de 18 °F (10 °C), se determinó nuevamente el calor retirado y los flujos máxicos de agua que se van a manejar en la torre de enfriamiento. Con los nuevos flujos de agua, la altura del relleno, y el flujo de aire que se utiliza actualmente se obtuvo la temperatura de salida del agua de enfriamiento de la torre, para comparar si ésta es capaz de operar bajo las nuevas condiciones del sistema y verificar si la temperatura de salida del agua de enfriamiento coincide con la establecida con el nuevo gradiente. Con la temperatura de la salida de la torre, se obtuvo que el gradiente de temperatura es mayor a 18 °F (10 °C), razón por la cual se decidió disminuir el flujo de aire, hasta que se cumpliera con el gradiente de temperatura establecido para el agua de enfriamiento.

- **Fase III:** Evaluación de los equipos de transferencia de calor.

Con el nuevo gradiente de temperatura para el agua de enfriamiento y manteniendo el calor retirado del lado proceso constante, a excepción de los casos en los que no se cumplían las especificaciones de proceso (calores recalculados), se realizaron los balances de energía correspondientes a las nuevas condiciones de servicio para determinar el consumo de agua, y a partir de valores típicos de coeficientes globales de transferencia de calor se calcularon las nuevas áreas de transferencia de calor requeridas para las nuevas condiciones.

Las áreas requeridas con el nuevo gradiente de temperatura, se compararon con las áreas disponibles de cada uno de los intercambiadores de calor que se encuentran en planta, con el fin de establecer los equipos que pueden operar bajo las nuevas condiciones del sistema de agua de enfriamiento. En base a esta comparación, se pensó en la posibilidad de adicionar otro equipo en caso de ser necesario o la posibilidad de reubicar los equipos de transferencia de calor instalados en planta, cuando las áreas de intercambio tanto requeridas como disponibles sean similares. Con esta evaluación se determinó cuál(es) de los equipos podían evaluarse con las nuevas condiciones de operación.

También fue necesaria la familiarización con el software de simulación Hextran, la cual se realizó por medio del uso de los manuales, de donde se establecieron los pasos a seguir para desarrollar todas las simulaciones, los cuales se describen a continuación:

- Crear un archivo nuevo al cual se le asigna un nombre.
- Elegir el sistema de unidades con el que se va a trabajar.
- Seleccionar el tipo de cálculo (Evaluación, diseño, optimización, etc.)
- Seleccionar y definir los componentes.
- Seleccionar el o los métodos termodinámicos y de transporte a utilizar, a través de la definición de sets termodinámicos.
- Construir el diagrama de flujo correspondiente al sistema que se desea diseñar o evaluar.
- Definir las corrientes del proceso (composiciones, presión, temperatura, flujo, etc).
- Especificar las características de los equipos involucrados, como por ejemplo, diámetros de los tubos, de corazas, longitud, número de pasos, área, etc.

Una vez que se definen y se especifican todos los datos de entrada, se procede a realizar la corrida del programa, mediante el cual se genera un archivo de datos de salida o resultados, en donde se muestra detalladamente un resumen de todas las propiedades del intercambiador simulado. Al final del archivo, se presenta la hoja de especificación del equipo. Los principales resultados del programa son las propiedades físicas, composiciones de cada

corriente, calor transferido, coeficientes globales e individuales de transferencia de calor y caída de presión.

Se evaluaron los equipos actuales por medio del uso del simulador Hextran, para determinar si estos equipos son capaces de manejar los nuevos flujos de agua, cumplir con los requerimientos de carga térmica y con las pérdidas de carga, con el fin de determinar el grado máximo de aprovechamiento de los equipos que existen actualmente.

Una vez establecido los equipos que no satisfacen los requerimientos de carga térmica y caída de presión, se procedió a diseñar los nuevos equipos de transferencia de calor que se requieren, capaces de manejar los flujos correspondientes a las nuevas condiciones de operación del servicio de agua de enfriamiento. Para ello se establecieron parámetros y criterios necesarios para el diseño de los intercambiadores de calor, los cuales se muestran a continuación:

- ✓ El fluido que pasa por el lado de los tubos es el más corrosivo o el más sucio.
- ✓ El fluido que pasa por el lado de la coraza es un líquido de viscosidad elevada, un gas, o fluidos condensables.
- ✓ La diferencia de temperatura usada para el agua de enfriamiento, entre la entrada y la salida de la misma, es de 18 °F ó 18 °C.
- ✓ Si el área de transferencia de calor es pequeña, es decir, entre 100 y 200 pies² o menor, se escoge un intercambiador doble tubo (Kern, 1997).
- ✓ Si el factor de corrección de temperatura F_t para un intercambiador un paso coraza y dos pasos tubos (1-2) es menor a 0,75; entonces se escoge un intercambiador 2-4 ó dos intercambiadores de calor 1-2 en serie (Kern, 1997).

- ✓ Para el caso en que el fluido que pasa a través de los tubos sea muy corrosivo, como el ácido fluorhídrico (HF), la presión del lado de los tubos tiene que ser mayor a la del lado de la coraza por el orden de los 5 psia, por razones de seguridad para el proceso.
- ✓ Para intercambiadores doble tubo se emplearán las longitudes estándar de 12, 15 y 20 pies.
- ✓ En el caso de los intercambiadores tubo y coraza, se emplearán tubos estándar de $\frac{3}{4}$ " , 1" ó de $1\frac{1}{4}$ ". La longitud de dichos tubos será de 8', 12', 16' o 20' de largo con un BWG menor o igual a 16 para la zona ácida, por ser el ácido muy corrosivo este debe ser el espesor más pequeño que se use por razones de seguridad y de 18 para el resto de la planta.
- ✓ El corte de los deflectores que se emplea es del 25% de segmentación entre el espaciado máximo y el mínimo: $B_{\max} = DI$ de la coraza y $B_{\min} = DI/5$.
- ✓ La corriente que fluye hacia el intercambiador E-4B (subenfriador de tope de las torres T-101 y T-1) es líquido subenfriado.
- ✓ Para los subenfriadores E-6B y E-8B, la caída de presión permisible del lado de proceso será de 1/2 psi, ya que las torres de destilación operan al vacío y una caída de presión mayor en el intercambiador puede afectar el funcionamiento en las torres.
- ✓ Si la viscosidad de los fluidos es menor a 1 cP las propiedades de dicho fluido se evalúan a la temperatura aritmética promedio, de lo contrario se deben obtener las propiedades a la temperatura calórica.
- ✓ De ser posible se debe tratar que el régimen de flujo para las corrientes del proceso sea turbulento para mejorar la transferencia de calor.
- ✓ La designación TEMA para los intercambiadores tubo-coraza es del tipo B-E-U.

- ✓ El factor de obstrucción para el agua de enfriamiento se fijó en un valor de 0,0025 $\text{hpie}^{2\circ\text{F}}/\text{BTU}$. (Kern 1997).
- ✓ El factor de obstrucción para el lado de proceso es de 0,001 $\text{hpie}^{2\circ\text{F}}/\text{BTU}$.

El valor del factor de ensuciamiento para el agua de enfriamiento se encuentra entre los parámetros establecidos por la planta, ya que en la misma se cuenta con un sistema de suavizadores, donde al agua cruda se le aplica un tratamiento químico, antes de que ingrese al sistema.

El factor de obstrucción del lado de proceso, se tomó de los datos reportados en las hojas de especificaciones de los equipos actuales, ya que el mismo no se pudo determinar experimentalmente, porque la planta no posee datos suficientes para calcular dicho factor. Los únicos datos históricos que se tienen son las temperaturas de salida para el intercambiador E-4B obtenidas de los reportes de sala de control de la planta, durante un año, pero los mismos no sirvieron, ya que la planta durante ese tiempo no alcanzó casi nunca condiciones estacionarias, por cambiar de producción, u operar con una carga menor entre otras razones.

Con los parámetros y criterios establecidos, se procedió al diseño de los intercambiadores de calor que conforman el sistema de agua de enfriamiento, correspondientes a las dos líneas de producción, según el método Kern. A continuación se presenta el procedimiento a seguir para el diseño de los intercambiadores de calor:

1. Verificar las condiciones del proceso (composiciones, velocidades de flujo, temperatura, presión, etc.)
2. Se obtienen las propiedades físicas que se requieren sobre los intervalos de temperatura y presión que interesan.
3. Se escoge el tipo de intercambiador de calor que se va a emplear, según el área de transferencia de calor que se tenga.

4. Se hace una estimación preliminar del tamaño del intercambiador, utilizando un coeficiente global de transferencia de calor apropiado para los fluidos, el proceso y el equipo.
5. Se escoge un primer diseño completo con todos los detalles que se necesitan para llevar a cabo los cálculos.
6. Se evalúa el diseño escogido en la etapa 5 ó se clasifica en cuanto a su capacidad para satisfacer las especificaciones del proceso, con respecto tanto a la transferencia de calor como a la caída de presión.
7. Sobre los resultados obtenidos en 6, se elige una nueva configuración en caso de ser necesario y se repite esta etapa. Si el primer diseño era inapropiado para satisfacer la carga calorífica requerida, suele ser necesario incrementar el tamaño del intercambiador, permaneciendo todavía dentro de los límites especificados ó factibles de caída de presión, longitud del tubo, diámetro de la carcasa, etc. Esto implicará a veces, el paso a configuraciones múltiples. Si el primer diseño satisface ampliamente los requisitos de carga de calor ó no utiliza toda la caída de presión disponible, se podrá diseñar un intercambiador de menor tamaño para satisfacer los requisitos del proceso.
8. El diseño final debe satisfacer los requisitos del proceso. No se deben escoger intercambiadores solamente sobre la base del costo inicial más bajo que como consecuencia generen deficiencias en el futuro.

Para validar el diseño de los equipos de transferencia de calor, se hizo uso del software de simulación Hextran, donde se simuló cada uno de los equipos diseñados para verificar y comprobar los resultados obtenidos, y así establecer el diseño definitivo.

Con los intercambiadores de calor diseñados, se estimó el flujo de agua que maneja el sistema de enfriamiento, se comparó con el actual, y se determinó la cantidad de agua que se aprovecha con la nueva propuesta (en el primer año), al igual que el calor necesario que requiere retirar la torre de enfriamiento en estas condiciones, para así establecer la capacidad disponible de la misma. Por otra parte se determinó el flujo de agua de reposición de la torre de agua de enfriamiento CT-2, con el fin de determinar el ahorro que se obtiene por este concepto anualmente, lo cual corresponde al aprovechamiento en agua de enfriamiento.

- **Fase IV:** Evaluación hidráulica del sistema de agua de enfriamiento.

Posteriormente se evaluó la red de tuberías asociada al sistema actual, para determinar si éstas son capaces de manejar los flujos de operación de la nueva propuesta, cumpliendo con los requerimientos de caída de presión y velocidad de flujo recomendada, con el fin de determinar el máximo grado de aprovechamiento para el nuevo sistema.

Una vez que se evaluó la red hidráulica, se procedió al cálculo y diseño de las tuberías que no cumplieran con los criterios de diseño establecidos, donde con el caudal de agua que requiere cada uno de los intercambiadores y suponiendo una velocidad del fluido recomendada para el interior de la tubería, según el tipo de servicio, se obtiene el área necesaria para que fluya el fluido, de ahí se obtiene el diámetro interno de la misma. Seguidamente, se determinó el espesor de la tubería a partir de este diámetro, con el que se establece el catálogo de la tubería y se ajusta, por exceso, dicho diámetro a un valor comercial.

Luego con ese nuevo valor se calcula la verdadera velocidad del fluido. Una vez determinado el diámetro de la tubería, se calcula la caída de presión a lo largo de la misma. Para ello se utilizaron los planos isométricos del sistema de agua de enfriamiento, donde se encuentran reportados todos los accesorios, tales como válvulas, codos, etc; longitudes y alturas, de los tramos de tuberías existentes que suministran el servicio de agua de enfriamiento, datos necesarios para calcular las pérdidas por fricción en las tuberías.

Una vez que se estableció la red hidráulica asociada al sistema, se procedió con la evaluación de la bomba P-516 A/B para determinar si ésta es capaz de manejar los nuevos flujos máxicos del sistema de agua de enfriamiento. Para ello, por medio de la aplicación de la ecuación de Bernoulli entre varios puntos del sistema, se determinó el cabezal de la bomba necesario para manejar los nuevos caudales. Luego a partir de la curva característica de la bomba, otorgada por el fabricante, se procede a verificar si ésta realmente es apta para este servicio, de lo contrario se procederá a seleccionar una nueva bomba, o establecer alguna otra alternativa.

- **Fase V:** Establecer la propuesta definitiva para el sistema de agua de enfriamiento.

Con los equipos que se van aprovechar en la nueva propuesta y los nuevos equipos que se diseñaron capaces de cumplir con los requerimientos de carga térmica y caída de presión, se estableció la propuesta definitiva para el sistema de agua de enfriamiento de la planta de alquilación.

Por último, se procedió a realizar la evaluación económica del nuevo sistema de agua de enfriamiento, con el fin de determinar los costos de inversión y operación de dicho sistema, así como también comparar los costos de operación del sistema actual y los de la nueva propuesta, para establecer el ahorro en energía y el consumo de agua de reposición.

Para ello, se estimaron los costos de los equipos que serán reemplazados de acuerdo al resultado de la evaluación del sistema de agua de enfriamiento. También se estimaron los costos de las tuberías y accesorios asociados al nuevo sistema, con el fin de determinar el total de los costos de inversión. Con los costos de los equipos y la vida útil, se calculó la depreciación anual de los equipos, tomando el valor de salvamento igual a cero en el último año de vida útil, para obtener el costo anual por depreciación.

Por otra parte se estimaron los costos de energía y de agua de reposición, los cuales al multiplicarse por la capacidad entregada por la torre, y el flujo a reponer, respectivamente, dan como resultado el costo anual de operación, con el que se estableció el ahorro en energía y agua de enfriamiento del nuevo sistema con respecto al sistema actual.

Sumando los costos de operación, mantenimiento y el costo por depreciación, se obtuvo el costo total anual de operación para el nuevo sistema de agua de enfriamiento. Finalmente con los costos de la inversión inicial, los costos anuales de operación y con el valor de la tasa interna de retorno fijada por la empresa, se estimó el valor presente para determinar si el proyecto resulta rentable o no, así como estimar el tiempo de pago de la inversión.

5. RESULTADOS Y DISCUSIÓN.

En esta sección se presentan los resultados alcanzados, necesarios para cumplir con los objetivos planteados, y la discusión correspondiente. Estos se reportan en el orden establecidos por los objetivos específicos.

5.1. Equipos que conforman el sistema de agua de enfriamiento.

En la tabla N° 4, se describen todos los equipos que conforman el sistema de agua de enfriamiento en la planta de alquilación, que operan para ambas líneas de producción. Estos equipos se encargan de subenfriar y/o condensar las corrientes del proceso que así lo requieren.

Tabla N° 4. Descripción de los equipos que conforman el sistema de agua de enfriamiento.

Equipo	Descripción	Servicio	Tipo	Unidad(es)
CT-2	Torre de enfriamiento	Enfría el agua proveniente del proceso.	Tiro Inducido	1
D-53 A/B	Serpentín	Serpentín del tanque donde se neutraliza la brea.	Serpentín	2
D-71	Serpentín	Mantiene la temperatura dentro del reactor.	Serpentín	1
E-1B	Subenfriador	Enfría del reciclo de HF.	Doble Tubo	8
E-4B	Subenfriador	Enfría el producto proveniente del mezclador MX-1.	Tubo-coraza	1
E-6B	Subenfriador	Enfría el producto de tope de la T-2.	Doble Tubo	6
E-8B	Subenfriador	Enfría el producto de tope de la torre T-3.	Tubo-coraza	1
E-10	Subenfriador	Enfriador de fondo de la torre T-501.	Tubo-coraza	1
E-11	Subenfriador	Condensador de regeneración.	Doble Tubo	1
E-18	Subenfriador	Enfría el producto de fondo de la torre T-9.	Doble Tubo	5

Tabla N° 4. Descripción de los equipos que conforman el sistema de agua de enfriamiento. (Continuación).

Equipo	Descripción	Servicio	Tipo	Unidad(es)
E-19	Condensador	Condensa y subenfria la corriente de tope de la torre T-9.	Doble Tubo	4
E-20	Condensador	Intercambiador interno de la torre T-9.	Serpentín	2
E-80	Subenfriador	Enfría el producto de fondo de T-5.	Tubo-coraza	1
P-516	Bomba Centrifuga	Suministra el agua al proceso proveniente de la torre CT-2.	Vertical	2

5.2. Condiciones actuales de operación para las producciones de LAB y BAB.

En la planta de alquilación, existen dos líneas de producción, cuyas condiciones de operación son distintas para los intercambiadores de calor que requieren agua de enfriamiento. En las tablas N° 5 y N° 6 se presentan las condiciones de operación de los equipos que conforman el sistema del lado de proceso para las dos producciones: alquilbenceno lineal (LAB) y alquilbenceno ramificado (BAB). Las variables presión, temperatura y flujo másico, se obtuvieron a través del simulador Hysys, y de mediciones hechas en campo.

Estos equipos se encuentran alineados y en operación para las dos producciones excepto el intercambiador E-11, que solo se alinea cuando se procede a la regeneración de las torres secadoras de alúmina (T-4's); el intercambiador E-80 que se encarga de enfriar la brea ácida que se envía a la planta de neutralización y los serpentines D-71 y D-53 A/B que se encargan de retirar el calor de la reacción que se forma en la preparación de la lechada de cal, los cuales sólo operan en la producción de BAB.

En el caso de los intercambiadores de calor E-8B y E-19 en la producción de LAB como se observa en la Tabla N° 5, las temperaturas de salida del lado proceso son 124 °F y 153,5 °F

respectivamente. Esta es una condición no deseada por parte de la planta de alquilación, ya que la misma requiere que la temperatura de salida sea de 104°F en ambos intercambiadores de calor. Esto se debe a una operación poco eficiente del sistema de agua de enfriamiento.

Los datos de operación obtenidos del simulador corresponden a condiciones estacionarias de la planta, a excepción del intercambiador E-11, cuyos datos se obtuvieron de mediciones hechas en campo cuando el mismo se alineaba para la regeneración de las torres de alúmina T-4's, mediante lecturas de manómetros, termómetros y placas de orificio instalados en el sitio.

Tabla N° 5. Condiciones actuales de Operación del lado proceso para los equipos que conforman el sistema de agua de enfriamiento en la producción de LAB.

Equipo	Compuestos	Fase	Flujo másico, m (M lb/h)	Temperatura, T (°F).		Presión Entrada, P _{ent} (psia)
				Ent	Sal	
E-1B	HF	Líquido	11,73	149	100	158
E-4B	Benceno, HF y LAB	Líquido	47,57	185	95	37,5
E-6B	LAB y Benceno	Líquido	4,079	106	95	2,78
E-8B	LAB	Líquido	30,82	372	154	3,17
E-10	Alquilato Pesado	Líquido	1,483	571	104	81,0
E-11	Benceno	Líquido	2,353	190	95	22,7
E-19	Benceno	Vapor	8,541	225	124	26,1
E-18	Alquilato Liviano	Líquido	0,8607	448	113	33,2
E-20	Benceno	Vapor	1,025	225	225	31,2

En la producción de BAB, como se muestra en la Tabla N° 6, en los intercambiadores E-4B y E-8B, las temperaturas de salida del lado de proceso se encuentran en 118 y 120 °F respectivamente, y el proceso requiere que ambas corrientes salgan a 104 °F. Para esta misma producción, el intercambiador E-18, posee una temperatura de salida del lado de proceso de 155,4 °F, y se desea que dicha temperatura llegue al valor de 113°F, ya que el sistema de agua de enfriamiento no cumple con los requerimientos de carga térmica exigidos por el proceso.

Tabla N° 6. Condiciones actuales de operación del lado de proceso para los equipos que conforman el sistema de agua de enfriamiento en la producción de BAB.

Equipo	Compuestos	Fase	Flujo másico, m (M lb/h)	Temperatura, T (°F).		Presión Entrada, P _{ent} (psia)
				Ent	Sal	
E-1B	HF	Líquido	60,00	140	100	51,7
E-4B	Benceno, HF y BAB	Líquido	56,57	208	118	41,2
E-6B	BAB y benceno	Líquido	3,728	162	95	2,80
E-8B	BAB	Líquido	16,64	176	120	1,23
E-10	Alquilato pesado	Líquido	1,525	509	104	81,0
E-19	Benceno	Vapor	0,399	225	100	29,1
E-18	Alquilato liviano	Líquido	4,043	427	155	35,5
E-20	Benceno	Vapor	0,4,90	228	228	31,2
E-80	Brea ácida	Líquido	0,589	266	104	75,0

Con las condiciones actuales de operación y las propiedades físicas de los fluidos involucrados en el proceso, obtenidas del simulador Hysys, se calcula el calor necesario que se requiere intercambiar o retirar para cada uno de los equipos que conforman el sistema de agua de enfriamiento, a excepción de los equipos mencionados anteriormente, donde el calor se estimó con las temperaturas de salida deseadas en el proceso.

5.3. Determinación del flujo de agua de enfriamiento para la producción de LAB y BAB.

Una vez que se obtiene el calor que se desea retirar, y con los gradientes de temperatura entre la entrada y salida de la corriente de servicio, se procede a determinar el consumo de agua de enfriamiento en cada uno de los intercambiadores de calor tal como se observa a las tablas N° 7 y N° 8, para ambas producciones.

Tabla N° 7. Condiciones actuales de operación del servicio de agua de enfriamiento para la producción de LAB.

Equipo	Calor, Q (MM Btu/h)	Flujo másico de agua, m (M lb/h)	Gradiente de temperatura del agua, ΔT (°F)
E-1B	0,380E-01	302,0	12,6
E-4B	0,186E-01	143,4	13,0
E-6B	0,175E-01	6,052	3,0
E-8B	0,363E-01	279,9	13,0
E-10	4,198E-01	60,12	7,0
E-11	9,366E-02	3,726	25,2
E-18	1,534E-01	16,19	9,5
E-19 A/B	1,754E-01	19,54	9,0
E-20	1,646E-01	13,09	12,6
Total	1,022E+01	840,3	-

Tabla N° 8. Condiciones actuales de operación del servicio de agua de enfriamiento, requerido en los intercambiadores de calor que conforman el sistema para la producción de BAB.

Equipo	Calor retirado, Q (MMBtu/h)	Flujo másico, m (M lb/h)	Gradiente de temperatura del agua, ΔT (°F)
D-71	2,866E-02	15,46	18,0
D-53 A/B	9,213E-01	49,69	18,0
E-1B	0,157E-01	217,9	7,2
E-4B	0,223E-01	137,9	15,7
E-6B	1,067E-01	50,83	2,1
E-8B	4,210E-01	127,6	3,3
E-10	3,671E-01	76,47	4,8
E-18	5,681E-01	37,62	15,1
E-19 A/B	8,650E-02	12,36	7,0
E-20	8,008E-02	2,669	30,0
E-80	4,325E-02	61,78	0,7
Total	0,668E+01	794,0	-

Los serpentines D-71 y D-53 A/B poseen un gradiente de temperatura de 18 °C (10 °F) entre la entrada y la salida del agua de enfriamiento, además, cumplen con los requerimientos de

carga térmica y caída de presión, razón por la cual los equipos se consideran que operan de forma eficiente, y por ende no se va a considerar sus reemplazos en el nuevo diseño.

En el caso del intercambiador E-11, el gradiente de temperatura entre la entrada y la salida del agua de enfriamiento, es de 25,2 °F. Debido a que el servicio de agua de enfriamiento no cuenta con ningún tipo de control, manual o automático, a este equipo no se le suministra el agua requerida por el mismo, lo que genera como resultado un mayor gradiente de temperatura.

El condensador parcial interno E-20, se encuentra ubicado en el tope de la torre de destilación T-9, de 34,5 pie de alto. Por otra parte, la caída de presión en el condensador es muy alta (15 psi), lo que trae como consecuencia que el suministro de agua falle, y dicho intercambiador no opere de forma eficiente, esto como consecuencia de que el cabezal de la bomba no es suficiente para suministrar el agua requerida por el equipo, razón por la cual se tiene un gradiente de 30 °F entre la temperatura de entrada y la salida del agua de enfriamiento.

Como se puede observar en las tablas N° 7 y N° 8, los gradientes de temperatura entre la entrada y la salida del agua para los demás intercambiadores, en ambas producciones es menor a los 18 °F (10 °C), razón por la cual se requiere un mayor consumo de agua de enfriamiento para satisfacer los requerimientos de carga térmica. Por otra parte se evidencia que los gradientes de temperatura entre la entrada y la salida del agua en el proceso de alquilación para la producción de BAB, son mucho más bajos que para la producción de LAB a excepción de los intercambiadores E-4B, E-18 y E-20.

Con el calor intercambiado en cada una de las producciones, se obtuvo el flujo másico total de agua que maneja la torre de enfriamiento CT-2, donde se puede evidenciar que para la producción de LAB, tanto el flujo másico de agua como el calor que se desea retirar es mayor que para la producción de BAB, ya que los niveles de producción son mayores para LAB.

5.4. Evaluación de la torre de agua de enfriamiento CT-2.

Debido a que actualmente la mayoría de los intercambiadores que conforman el sistema de agua de enfriamiento no se avaluaron de forma rigurosa para prestar el servicio requerido por la planta, y no se dispone de ningún tipo de control en dicho servicio, los equipos de transferencia de calor manejan un mayor caudal de agua que el requerido por el proceso para retirar el calor generado, lo que se traduce en una disminución del gradiente de temperatura del agua.

Esto se puede evidenciar ya que los niveles de producción de BAB son menores que en LAB y se utiliza la misma red hidráulica sin ningún tipo de sistema o válvula que regule el flujo, razón por la cual se obtienen gradientes de temperaturas tan bajos en el servicio de agua de enfriamiento, especialmente para la producción de BAB. Por ello se consideró la posibilidad de disminuir el consumo de dicho servicio aumentando el gradiente de temperatura entre la entrada y la salida del agua.

Con los flujos máxicos de agua de enfriamiento y con las condiciones actuales de operación para LAB y BAB, en la tabla N° 9 se observa que la torre no opera de forma eficiente, ya que la misma maneja 840,3 y 794,0 M lb/h de agua respectivamente y su capacidad de diseño es de 841,2 M lb/h. Tampoco se puede disponer de los 18,5 MMBTU/h que retira la torre, ya que la misma opera cerca de su capacidad máxima de diseño, en lo que respecta al flujo de agua para ambas producciones. Solamente se utiliza el 46,9 % y el 26,3 % para LAB y BAB respectivamente de la capacidad de la torre, y no se puede disponer del resto de dicha capacidad por limitaciones de flujo.

Para la producción de LAB y BAB, el rango de enfriamiento es de 10,3 °F y 6,1 °F respectivamente, razón por la cual se consideró evaluar el sistema de agua de enfriamiento con un gradiente de temperatura de 18 °F (10 °C), entre la temperatura de entrada y salida del agua, y de esta manera poder disminuir el consumo de la misma en las dos producciones, disponer de toda la capacidad de enfriamiento de la torre y cumplir con los requerimientos de carga térmica y caída de presión necesarios en el proceso de alquilación.

Tabla N° 9. Condiciones de diseño y operación de la torre de enfriamiento CT-2.

Parámetro de operación	LAB	BAB	DISEÑO
Flujo de agua (Mlb/h)	840,3	794,0	841,2
Temperatura de entrada del agua, t_e (°F)	92,7	90,3	107
Temperatura de salida del agua, t_s (°F)	82,3	84,2	85,0
Temperatura de bulbo húmedo, t_w (°F)	72,0	72,0	78,0
Rango de enfriamiento, t_e-t_s , (°F)	10,3	6,1	22,0
Potencia total del ventilador, (Hp)	18	16	30
Flujo Volumétrico de aire G, (MM scf/h)	8,524	4,737	18,08
Calor de la torre, Q (MMBTU/h)	8,659	4,833	18,45
Agua de reposición, (Mlb/h)	20	19	21

Con la evaluación de la torre CT-2 se determinó que la misma puede operar con menor caudal de agua, ampliando el rango de enfriamiento de la misma, a 18 °F (10 °C), lo cual estaría por debajo del rango de diseño de la misma, que corresponde a 22°F (12,2 °C). La temperatura de entrada a la torre se fijó en 104 °F (40 °C), y la de salida de la misma en 86 °F (30 °C), con un valor de acercamiento entre la temperatura de salida de la torre y la temperatura de bulbo húmedo del aire de 14°F (8 °C). La temperatura de bulbo húmedo se obtuvo de la estación meteorológica de Valencia, la más cercana a la ciudad de Guacara, donde se encuentra ubicada la planta de alquiler de Química Venoco C.A.

En la tabla N° 10, se muestran las condiciones meteorológicas del año 2001 de donde se obtuvieron los valores para las temperaturas de bulbo húmedo 71,8 °F (22,1 °C), bulbo seco 77,2 °F (25,1 °C), y el porcentaje de humedad relativa (79 %).

Tabla N° 10. Condiciones meteorológicas utilizadas para evaluar la torre de enfriamiento CT-2.

Meses	T.B. seco media °F	T.B. Hum media °f	Hume. Media %
Enero	76,5	70,2	76
Febrero	75,9	69,8	76
Marzo	79,2	72,0	73
Abril	78,4	72,5	78
Mayo	77,2	70,5	74
Junio	74,3	69,6	81
Julio	73,6	69,4	83
Agosto	72,3	69,6	89
Septiembre	78,1	73,4	81
Octubre	79,3	74,3	81
Noviembre	80,1	74,5	79
Diciembre	80,8	75,2	79
Promedio anual	77,2	71,8	79,0

A partir de las nuevas condiciones de operación para el servicio de agua de enfriamiento, se determinaron los nuevos flujos de agua requeridos por los equipos que conforman dicho sistema, por medio de balances masa y energía tal como se muestra en las tablas N° 11 y N° 12, para las dos líneas de producción, LAB y BAB, dando como resultado que efectivamente se requiere un menor consumo de agua para las nuevas condiciones de operación del agua de enfriamiento.

Tabla N° 11 Consumo de agua de enfriamiento en los equipos que conforman el sistema con un gradiente de temperatura de 18 °F (10°C), para la producción de LAB.

Equipo	Calor retirado, Q (MMBtu/h)	Flujo másico, m (Mlb/h)
E-11	9,366E-02	5,216
E-10	4,198E-01	23,38
E-18	1,534E-01	8,544
E-19	1,817E-01	10,11
E-1B	3,796	211,4
E-4B	1,859	103,5
E-6B	1,811E-02	1,009
E-8B	4,346	238,9
E-20	1,646E-01	9,169
Total	10,89	611,2

Tabla N° 12. Consumo de agua de enfriamiento en los equipos que conforman el sistema con un gradiente de temperatura de 18 °F (10°C), para la producción de BAB.

Equipo	Calor retirado, Q (MMBtu/h)	Flujo másico, m (Mlb/h)
E-10	0,3470	19,32
E-18	0,6422	35,77
E-19	0,08650	4,817
E-1B	1,582	88,10
E-4B	2,542	141,6
E-6B	0,1067	5,945
E-8B	0,5647	31,45
E-20	0,08008	4,460
E-80	0,04325	2,409
D-71	0,2866	15,46
D-53 A/B	0,9213	49,69
Total	7,203	399,0

Con estas nuevas condiciones, el consumo de agua de enfriamiento se ubicó en 611,2 y 399,0 M lb/h, para las producciones de LAB y BAB, representando un aprovechamiento en el consumo de agua de enfriamiento de 28 % y 50 % respectivamente, tal como se observa en la tabla N° 13.

Tabla N° 13. Comparación del consumo de agua de enfriamiento entre el sistema actual y de la nuevo propuesta, para las dos producciones.

	Actual	Nueva Propuesta	% Aprovechado
Producción	Flujo másico de agua, m (M lb/h)	Flujo másico de agua, m (M lb/h)	%
LAB	840,3	611,2	28
BAB	796,6	399,0	50

Con los resultados obtenidos se determinó que la torre de enfriamiento CT-2 puede manejar los nuevos flujos másicos de agua ya que estos se reducen considerablemente y cumplir con los requerimientos térmicos que requiere el proceso, para las dos líneas de producción, al trabajar con el nuevo delta de temperatura.

Como la torre de enfriamiento es capaz de retirar 18,45 MM BTU/h se pueden disponer de 4,131 y 7,944 MM BTU/h para ambas producciones, los cuales en la actualidad, como se dijo anteriormente, no pueden aprovecharse por limitaciones de flujo, tal como se observa en la tabla N° 14.

También se observa una disminución en lo que se refiere al agua de reposición en la torre CT-2, con respecto al sistema actual. Estas pérdidas se calcularon considerando solo las pérdidas por evaporación y arrastre en la torre. Estas se fijaron en un 3 % con respecto al total flujo de agua, ya que la planta posee un sistema de suavizadores para el tratamiento del agua cruda. Esta disminución se transforma en un ahorro del servicio de agua de enfriamiento del 28 % y 50 % para la producción de LAB y BAB respectivamente.

Tabla N° 14. Condiciones de diseño y de la nueva propuesta para la torre de enfriamiento CT-2.

	LAB	BAB	DISEÑO
Flujo de agua (M lb/h)	611,2	399,0	841,2
Temperatura de salida del agua, t_s (°F)	86	86	85
Temperatura de entrada del agua, t_e (°F)	104	104	107
Rango de enfriamiento, t_1-t_2 , (°F)	18	18	22
Potencia total del ventilador, (Hp)	15	13	30
Flujo Volumétrico de aire G, (MM scf/h)	6,253	4,090	18,08
Carga Térmica, (MM BTU/h)	10,96	7,239	18,45
Agua de reposición (Mlb/h)	15	10	21

Con la altura de 8,20 pie (2,5 m), el flujo másico de agua que requiere ser enfriado en la nueva propuesta y el flujo másico de aire que suministra el ventilador de la CT-2 actualmente, se determinó que la torre de agua de enfriamiento es capaz de enfriar dicha corriente hasta 81 °F (27 °C), esta condición ofrece una flexibilidad operacional desde el punto de vista térmico. Esto trae como consecuencia que el flujo de aire actual pueda disminuirse hasta alcanzar el gradiente de temperatura de 18 °F (10 °C).

Bajo estas mismas condiciones, el calor que es necesario retirar por parte de este equipo en el nuevo sistema, es mayor que el que se retira actualmente. Esto se atribuye a que si bien el

flujo másico de agua en el nuevo sistema, disminuye para las dos producciones, la variación del gradiente de temperatura es mayor con respecto a la disminución del flujo másico de agua. Por otra parte la disminución en el flujo de aire necesario para enfriar el agua hasta la temperatura deseada, compensa el aumento de la entalpía del aire a la entrada de la CT-2, lo que permite que se mantenga el balance de energía.

Debido a que no se poseen suficientes datos del relleno usado en la torre, se estimó el valor de la potencia del ventilador para ambas producciones, basándose en datos reportados en la bibliografía para el relleno que tuviera la mayor similitud con el que se encuentra actualmente en la torre CT-2. Se puede evidenciar que la disminución en el flujo de aire implica la reducción en la potencia del ventilador, lo que se traduce en ahorros de energía por este concepto. Estos resultados se presentan a continuación en la tabla N° 15.

Tabla N° 15. Comparación del consumo de energía entre el sistema actual y la nueva propuesta en el ventilador de la CT-2.

	Potencia del ventilador de la CT-2, W_{ven} (Hp)		
	Sistema actual	Nueva Propuesta	% Variación
LAB	18	15	17
BAB	16	13	19

5.5. Evaluación de los equipos de Transferencia de Calor.

A continuación en la tabla N° 16, se compara el consumo de agua de enfriamiento entre el sistema actual y la nueva propuesta, donde se obtiene que existe un aprovechamiento en el consumo de agua de enfriamiento de 28 %, para la producción de LAB. En todos los casos, con las nuevas condiciones de operación se obtienen menores flujos másicos de agua, a excepción del intercambiador E-11, ya que éste posee un gradiente de temperatura mayor a 18°F, consecuencia de que, como se dijo anteriormente, a este equipo no se le suministra el agua que requiere.

Tabla N° 16. Comparación del consumo de agua de enfriamiento entre el sistema actual y la del nueva propuesta, para la producción de LAB.

Equipo	Consumo de agua de enfriamiento actual, (lb/h)	Consumo de agua de enfriamiento con la nueva propuesta, (lb/h)	% Variación
E-1B	3,020E+05	2,114E+05	30
E-4B	1,434E+05	1,035E+05	28
E-6B	6,052E+03	1,009E+03	83
E-8B	2,799E+05	2,389E+05	15
E-10	6,012E+04	2,338E+04	61
E-11	3,726E+03	5,216E+03	(40)
E-19 A/B	1,954E+04	1,011E+04	48
E-18	1,619E+04	8,544E+03	47
E-20	1,310E+04	9,167E+03	30
Total	8,440E+05	6,112E+05	28
E-6B	6,052E+03	1,009E+03	83

Esta misma tendencia se refleja en la producción de BAB, tal como se muestra en la tabla N° 17, en donde el aprovechamiento en agua de enfriamiento es igual al 50 %. En todos los casos el consumo de agua de enfriamiento es menor para las condiciones de la nueva propuesta, a excepción del intercambiador E-20, donde el gradiente de temperatura entre la entrada y la salida del agua es mayor a 18 °F.

Tabla N° 17. Comparación del consumo de agua de enfriamiento entre el sistema actual y la nueva propuesta, para la producción de BAB.

Equipo	Consumo de agua de enfriamiento actual, (lb/h)	Consumo de agua de enfriamiento con la nueva propuesta, (lb/h)	% Variación
E-1B	2,197E+05	8,810E+04	60
E-4B	1,423E+05	1,416E+05	0,5
E-6B	5,083E+04	5,945E+03	88
E-8B	1,276E+05	3,145E+04	75
E-10	7,228E+04	1,932E+04	73
E-18	3,763E+04	3,577E+04	5

Tabla N° 17. (Continuación).

Equipo	Consumo de agua de enfriamiento actual, (lb/h)	Consumo de agua de enfriamiento con la nueva propuesta, (lb/h)	% Variación
E-19 A/B	1,236E+04	4,817E+03	61
E-20	2,669E+03	4,460E+03	(67)
E-80	6,178E+04	2,409E+03	96
Total	7,271E+05	3,339E+05	50

Como puede observarse, con la nueva propuesta se produce un aprovechamiento considerable en el consumo de agua de enfriamiento, por lo que se puede suponer que será difícil mantener en operación los intercambiadores que actualmente se encuentran en la planta, es por ello que se consideró proceder a la evaluación de estos equipos a partir de las nuevas condiciones de servicio, para verificar cual ó cuales de éstos podrían aprovecharse en la nueva propuesta. Esta comparación se hizo en base a las áreas, tanto disponibles como requeridas, para cada uno de ellos, y por medio de las hojas de especificaciones que se tuvieran de los equipos que conforman el sistema de agua de enfriamiento. Cabe destacar que para determinar el área requerida, como la resistencia que controla es la del lado de proceso (a excepción del caso en el que la sustancia del lado de proceso corresponda a HF), por tratarse de sustancias orgánicas, se tomaron los valores de los coeficientes globales de transferencia de calor reportados en las hojas de especificaciones de los equipos para dichas corrientes. En caso de que la resistencia que controle no sea la del agua, el valor para este coeficiente se escogió dentro de los rangos típicos recomendados en la bibliografía (reportados en el apéndice 5) y se determinaron las áreas requeridas en el nuevo sistema, por lo que éstas corresponden a una aproximación que posteriormente pueden variar en el diseño final. Los resultados obtenidos de las áreas de transferencia de calor, junto con los porcentajes de variación, se muestran a continuación para cada una de las dos producciones, en las tablas N° 18 y 19.

Tabla N° 18. Áreas disponibles y requeridas por los intercambiadores de calor para el sistema actual y la nueva propuesta, para la producción de LAB.

Intercambiador	Área requerida, A (pie ²)	Área disponible, A (pie ²)	% Variación
E-1B	1173	668	43
E-4B	806	1416	(76)
E-6B	144	1252	(772)
E-8B	770	529	31
E-10	126	263	(109)
E-11	37	378	(933)
E-18	26	50	(90)
E-19	34	60	(77)
E-20	10	31	(209)

En la tabla N° 18, se observa que a excepción de los intercambiadores E-1B y E-8B, todas las áreas requeridas son menores que las disponibles, de donde se evidencia que ésta es una de las causas de un mayor consumo de agua de enfriamiento. Esto se debe a que, como se dijo con anterioridad, la planta experimentó un crecimiento en forma desordenada y los equipos que se fueron instalando no eran previamente evaluados, colocando no el equipo que realmente se necesitaba, si no el que se encontraba disponible en la planta.

Por otra parte, se consideró que para porcentajes de variación mayores al 100%, el equipo se debía reemplazar. En el intercambiador E-1B, el área requerida es mayor que la disponible, por lo que se pensó en adicionar nuevos equipos para que operaran en serie con los equipos actuales y de esta manera obtener toda el área de intercambio requerida. Este intercambiador, actualmente está constituido por 8 intercambiadores doble tubo que se encuentran operando en serie. El hecho de adicionar otro intercambiador para obtener el área de transferencia requerida, fue descartado debido a que, desde los puntos de vista tanto térmico como hidráulico, esta no es la mejor solución, frente a colocar un nuevo intercambiador que cumpla con los requerimientos del proceso en cuanto a carga térmica y pérdida de carga. Por otra parte, en la planta no se cuenta con el espacio físico necesario para, en este caso específico, ubicar otros equipos adicionales. En cuanto al intercambiador E-8B, para la producción de LAB, se descartó la posibilidad de adicionar otro equipo para satisfacer área requerida, debido a que la caída de presión al colocar ambos equipos conectados en serie, resulta mayor a ½ psi.

Para la producción de BAB, al igual que para la producción de LAB, las áreas de transferencia de calor disponibles, son mayores que las requeridas, a excepción de los intercambiadores E-1B, E-8B y E-80. En lo referente al intercambiador E-1B, por lo mencionado anteriormente, no se pueden adicionar otros equipos para que operen en serie y satisfacer el área requerida de transferencia de calor, por limitaciones de espacio físico. El intercambiador E-8B en esta producción requiere de un área de transferencia de calor menor a la que se dispone, por otra parte el intercambiador E-4B posee el menor porcentaje de desviación del área requerida con respecto al área disponible tal como se observa en la tabla N° 19. Por estas razones, se procedió a la evaluación de dichos equipos a partir de sus hojas de especificaciones con las condiciones de operación actuales, utilizando el simulador Hextran, con el fin de determinar su aprovechamiento en la nueva propuesta.

Con las hojas de especificaciones disponibles de los intercambiadores de calor E-4B, E-8B, E-18 y E-19, del sistema de agua de enfriamiento se procedió a la validación de los resultados obtenidos con dichas hojas de especificaciones. Posteriormente se simularon los intercambiadores de los que se disponían hoja de especificación con las nuevas condiciones de operación con el fin de evaluarlos y determinar cual o cuales de estos podrían mantenerse operando en el nuevo sistema. En caso de no ser posible su aprovechamiento, se realizará el diseño del equipo bajo las nuevas condiciones de operación.

Tabla N° 19. Áreas disponibles y requeridas por los intercambiadores de calor para el sistema actual y la nueva propuesta, para la producción de BAB.

Intercambiador	Área requerida, A (pie ²)	Área disponible, A (pie ²)	% Variación
E-1B	585	668	(14)
E-4B	1327	1416	(7)
E-6B	87	1252	(1339)
E-8B	326	592	(82)
E-10	138	263	(91)
E-18	76	50	35
E-19	19	60	(215)
E-20	5	31	(522)
E-80	63	57	10

5.5.1 Equipos que permanecen en la nueva propuesta.

Los valores obtenidos tanto en la simulación con Hextran como en la hoja de cálculo de los coeficientes individuales y globales de transferencia de calor, presentan diferencias entre sí. Estas radican, en que las propiedades físicas de los fluidos que se reportan en dichas hojas son diferentes a las obtenidas por el simulador Hysys, y estas variaciones aumentan a medida que se van calculando parámetros como el número de Reynolds y el número de Prandtl, entre otros, debido a que el error se propaga.

Por otra parte, en cuanto al cálculo de la caída de presión, la diferencia existente en los valores obtenidos se debe a que el simulador emplea ecuaciones diferentes a las que se utilizaron en la hoja de cálculo de Excel, sin embargo se puede apreciar que este parámetro cumple con el criterio de diseño de ser menor a 10 psi.

➤ Intercambiador E-4B.

En primer lugar se realizó la validación del software Hextran a partir de la hoja de especificaciones correspondiente a este equipo para verificar si cumple con los requerimientos de carga térmica y caída de presión reportados en dicha hoja. A través de los valores obtenidos a partir del simulador Hextran, se concluye que los resultados alcanzados mediante dicho software son confiables. Estos se presentan a continuación en la tabla N° 20.

Tabla N° 20. Condiciones de presión y temperatura de entrada y salida para el intercambiador E-4B en la producción de BAB.

Condiciones	Hoja de Especificaciones		Hextran	
	Tubo	Coraza	Tubo	Coraza
Fluido	HF y Benceno	Agua	HF y Benceno	Agua
Tent / Tsal (°F)	125 / 100	86 / 98	125 / 96,3	86 / 98
ΔP (psi)	2,5	5,0	4,8	7,2

Por otra parte, se tiene que el área de transferencia de calor requerida resultante del simulador Hextran, es menor que el área disponible que se tiene con el intercambiador actual, por lo que

podría considerarse que el equipo se encuentra sobrediseñado, y en capacidad de procesar un flujo mayor. Debido a que las temperaturas de salida en ambas corrientes, servicio y proceso, no son idénticas entre si, la diferencia de temperaturas media logarítmica, presenta un porcentaje de variación de 24%. Estos resultados se presentan a continuación en la tabla N° 21.

Tabla N° 21. Comparación de los resultados obtenidos para el intercambiador E-4B en la producción de BAB, por medio de la hoja de especificaciones correspondiente a este equipo y el simulador Hextran.

Parámetros	Hoja especificaciones	Hextran	% Variación
Velocidad de Transferencia de Calor, Q (MM BTU/h).	1,440	1,437	< 1
Coefficiente global de transferencia de calor, U_D (BTU/h.pie ² .°F).	78,3	106,6	(36)
Área de transferencia de calor, A (pie ²).	1416	1041	24
Diferencia de temperatura media logarítmica, ΔT_{mln} (°F).	16,9	12,9	24

Posteriormente, se introdujeron en el simulador los datos de las corrientes para la nueva propuesta en las dos producciones, para evaluar éste equipo a partir de las nuevas condiciones de operación. Los resultados de la evaluación con dichas condiciones, se muestran en la tabla N° 22, donde se establece una comparación con los parámetros obtenidos para este intercambiador en el nuevo sistema, tanto con el simulador Hextran como a través de la hoja de cálculo de Excel.

Tabla N° 22. Evaluación del equipo E-4B.

	Parámetro	Fluido Tubos: LAB, Benceno, HF.			Fluido Coraza: Agua.		
		Hextran	Hoja de Cálculo	% Variación	Hextran	Hoja de Cálculo	% Variación
LAB	T sal (°F)	96,6	95,0	1,6	104,3	104,0	< 1
	ΔP (psi)	1,10	0,90	18	9,1	0,19	98
BAB	T sal (°F)	98,7	104,0	5,4	105,6	104,0	1,5
	ΔP (psi)	4,60	1,26	73	8,10	0,33	96

Para el desempeño del intercambiador E-4B en la producción de BAB, que corresponde al caso crítico, se puede evidenciar que el intercambiador que opera actualmente cumple con los requerimientos de caída de presión, así como es capaz de enfriar aún más la corriente del lado de proceso, con lo que se verifica que dicha unidad puede quedarse operando en la nueva propuesta. Para ambas producciones, el intercambiador E-4B, cumple con los requerimientos de carga térmica y de caída de presión, la cual se encuentra entre los rangos permitidos (menor a 10 psi).

El intercambiador E-4B, se incorporará a la nueva propuesta como un equipo único para las dos producciones, ya que, como se dijo anteriormente, cumple con los requisitos de carga térmica y caída de presión necesarios. Por otra parte, como puede evidenciarse, este intercambiador en la nueva propuesta, para ambas producciones, maneja menor cantidad de flujo así como requiere de un área más pequeña a la que se dispone, 1416 pie². En la tabla N° 23 se presenta la hoja de especificaciones del intercambiador E-4B cuyos datos corresponden a la producción de LAB.

Este equipo es el encargado de subenfriar el benceno de la corriente de tope proveniente del mezclador MX-1, al cual lo precede el aroenfriador E-4A, que condensa dicha corriente. Este intercambiador posee 1416 pie² de área de transferencia de calor, es del tipo BEU y cuenta con 174 tubos de ¾ plg BWG 14 y 44 pies de longitud. La coraza tiene 24 plg de diámetro interno. El agua fluye por la coraza y la corriente del lado de proceso lo hace por los tubos, por ser esta más corrosiva. Debido a que los flujos máxicos de agua correspondientes a las dos producciones, son diferentes, es necesario colocar una válvula de globo, manual o automática, para regular el flujo de la misma, dependiendo de la producción en la que se este operando.

➤ **Intercambiador E-8B.**

Con la hoja de especificación del intercambiador E-8B, se simuló dicho intercambiador con las condiciones actuales de operación de LAB, donde se obtuvo que dicho intercambiador está en la capacidad de transferir la carga térmica requerida por el proceso, así como cumple con el parámetro de caída de presión. Por otra parte, este intercambiador subenfria la corriente

de tope de la torre T-3, la cual opera al vacío, razón por la cual es necesario cumplir con el parámetro de que el valor de caída de presión del lado de la coraza sea menor a 0,5 psi, para ambas producciones. En la tabla N° 24 se observan los resultados obtenidos de la evaluación de este equipo.

Tabla N° 23. Hoja de especificaciones correspondiente al equipo E-4B operando en la producción de LAB.

Tabla N° 24. Evaluación del equipo E-8B actual.

Condiciones	Hoja de Especificaciones		Hextran	
Lado	Tubo	Coraza	Tubo	Coraza
Fluido	Agua	LAB	Agua	LAB
Tent / Tsal (°F)	79,8 / 127,4	307,4 / 145,4	79,8 / 130,0	307,4 / 145,8
ΔP (psi)	2,60	0,20	0,50	0,35

Una vez realizada la validación de los resultados del software Hextran, se procedió a evaluar el intercambiador con las condiciones actuales de diseño, para ambas producciones. En el caso del intercambiador operando en la producción de LAB, como se dijo anteriormente, se requiere un área mayor de la que se dispone actualmente, por lo que se descartó la posibilidad de mantener la unidad para esta producción y se procedió con el diseño del nuevo equipo.

Al establecer los porcentajes de variación entre los parámetros obtenidos con el diseño, en cuanto a la diferencia de temperatura media logarítmica, el porcentaje de desviación es 14 % lo cual se debe a que el valor del parámetro F_T es diferente en los dos casos, de 0,84 para la hoja de cálculo de Excel, valor que resultó de leer dicho parámetro de la gráfica mostrada en el apéndice 2, mientras que el valor generado por el Hextran es de 0,77. De allí que si bien las temperaturas son prácticamente iguales, ya que para el lado de la coraza el simulador arroja una temperatura menor, el resultado de la diferencia media logarítmica difiera en un porcentaje alto. Estos resultados se muestran a continuación en la tabla N° 25.

Tabla N° 25. Diseño del nuevo equipo E-8B para la producción de LAB.

Parámetros	Hoja de Cálculo	Hextran	% Variación
Velocidad de Transferencia de Calor, Q (BTU/h).	4,35	4,05	6,8
Coefficiente global de transferencia de calor, U_D (BTU/h.pie ² .°F).	93,4	86,3	7,7
Área de transferencia de calor, A (pie ²).	769,5	769,0	< 1
Diferencia de temperatura media logarítmica, ΔT_{mln} (°F).	77,5	66,7	14

Para el intercambiador E-8B operando en la producción de LAB; se puede observar que los resultados obtenidos del intercambiador diseñado, en lo referente a las temperaturas de salida del lado de proceso, son bastante cercanos entre sí, demostrándose que dicho intercambiador es capaz de transferir la carga térmica necesaria para enfriar la corriente de proceso, ya que la temperatura que se obtuvo es incluso más baja que la requerida (100,2 ° F). Para el lado de servicio, se alcanzan las temperaturas deseadas.

En lo referente a la caída de presión, tanto en el lado tubo como en el lado coraza, se cumple con el parámetro de que ambas sean menores a 10 psi, aún cuando utilizando la hoja de cálculo de Excel y el simulador Hextran los resultados obtenidos, son diferentes entre sí. Por otra parte, como se dijo anteriormente, este intercambiador subenfria la corriente de tope de la torre T-3, la cual opera al vacío. En la tabla N° 26, se puede verificar que la caída de presión del lado de la coraza para el intercambiador operando en esta producción es menor a 0,5 psi.

Tabla N° 26. Desempeño del nuevo equipo E-8B.

	Parámetro	Fluido Tubos: Agua			Fluido Coraza: LAB		
		Hextran	Hoja de Cálculo	% Variación	Hextran	Hoja de Cálculo	% Variación
LAB	T sal (°F)	104,5	104,0	< 1	100,2	104,0	(4)
	ΔP (psi)	6,33	7,40	17	0,42	0,06	86

Para este intercambiador, operando en la producción de BAB, el área de transferencia de calor requerida, como ya se dijo, resultó ser menor que la que se dispone actualmente con el intercambiador en planta. Se procedió a la evaluación de dicho intercambiador de calor, a partir de las condiciones de operación de la nueva propuesta. Se puede observar en la tabla N° 27, que el intercambiador es capaz de llevar las temperaturas hasta los valores requeridos por la operación, así mismo la caída de presión para el lado de la coraza, cumple con el parámetro de ser menor a 0,5 psi.

Tabla N° 27. Evaluación del equipo E-8B.

Condiciones	Hoja de Especificaciones		Hextran		
	Lado	Tubo	Coraza	Tubo	Coraza
Fluido	Agua	BAB	Agua	BAB	
Tent / Tsal (°F)	86,0 / 104,0	176,0 / 104,0	86,0 / 104,3	176,0 / 100,2	
ΔP (psi)	0,21	0,01	0,50	0,42	

Para cada una de las producciones se requiere un intercambiador diferente, debido a que la diferencia de flujos máscicos, tanto del lado de proceso como del lado de agua, es marcada. El intercambiador E-8B, resultante para la producción de LAB, es un intercambiador tubo coraza 1-2, de 196 tubos de $\frac{3}{4}$ de pulgada de diámetro externo y arreglo triangular, en una coraza 17,25 pulgadas de diámetro interno. Para la producción de BAB, el intercambiador que se encuentra operando actualmente en la planta, será el mismo para la nueva propuesta, como se dijo en principio, este intercambiador está en la capacidad de transferir la carga térmica necesaria para enfriar y calentar, las corrientes de proceso y servicio, respectivamente, a las temperaturas requeridas por el proceso. Es un intercambiador tubo coraza 1-2, de 204 tubos de $\frac{3}{4}$ pulgada de diámetro externo y arreglo en cuadro, en una coraza de 19 $\frac{1}{4}$ pulgadas de diámetro interno. En estos intercambiadores, el agua circula por el interior de los tubos, mientras que la corriente de proceso, LAB ó BAB, lo hacen por el lado de la coraza. Las hojas de especificaciones correspondientes a ambas producciones para este equipo, se presentan en las tablas N° 28 y N° 29.

➤ Intercambiador E-18.

Con la hoja de especificación de subenfriador E-18 actual, se simuló dicho intercambiador con las condiciones de operación actuales para LAB, donde como se observa en la tabla N° 34, este equipo actualmente no cumple con los requerimientos de carga térmica para las nuevas condiciones de operación, ya que la temperatura de salida del intercambiador E-18 es mucho mayor que la que se requiere en el proceso para la producción de LAB. Esta es de 226,9 °F y se desea que se encuentre en 113 °F, razón por la cual se descartó la posibilidad de seguir utilizando dicho equipo.

Tabla N° 28. Hoja de especificaciones correspondiente al intercambiador E-8B operando en la producción de LAB.

Tabla N° 29. Hoja de especificaciones correspondiente al intercambiador E-8B operando en la producción de BAB.

Tabla N° 30. Evaluación del equipo E-18.

	Parámetro	Fluido Tubo: Agua			Fluido Ánulo: LAB		
		Hextran	Hoja de Cálculo	% Variación	Hextran	Hoja de Cálculo	% Variación
LAB	T sal (°F)	99,9	104	(4)	226,9	113,0	50
	ΔP (psi)	3,95	1,30	67	0,21	0,1	52

En el diseño del intercambiador E-18, se tienen dos intercambiadores doble tubo, uno para cada producción. Para LAB el intercambiador tiene un área de 26 pie², con una longitud total de 61 pie de largo, distribuidos en 3 horquillas de 12 pie de longitud. El tubo interno posee un diámetro de 1 ¼ de plg de diámetro nominal y el ánulo o tubo externo es de 2 plg de diámetro nominal. Para el tubo interno fluye el agua y por el ánulo fluye el alquilato liviano.

Para BAB, el área de transferencia de calor es de 76 pie², con una longitud total de 123 pie, distribuidos en 6 horquillas de 12 pie de largo. El diámetro del tubo interno es de 2 plg y el del ánulo es de 3 plg. El agua de enfriamiento fluye por el tubo interno y el alquilato liviano por el ánulo. El material de construcción de dichos intercambiadores es de acero al carbón. Ambos intercambiadores están colocados en paralelo, para alinearlos cuando se requiere de su servicio dependiendo del tipo de producción. A la entrada de los intercambiadores el flujo es controlado por una válvula de globo, que puede ser manual o automática.

Estos equipos se simularon en Hextran obteniéndose resultados similares entre los de la hoja de cálculo y el simulador, validando así el diseño de los equipos involucrados. En las tablas N° 31 y N° 32, se muestran los resultados del diseño de los intercambiadores E-18 para las producciones de LAB y BAB respectivamente. Se puede observar que variables como velocidad de transferencia de calor, área de transferencia de calor y diferencia de temperatura media logarítmica, son bastantes cercanas, ya que el porcentaje de variación es menor al 2 %.

Tabla N° 31. Diseño del intercambiador E-18 para la producción de LAB.

Parámetros	Hoja de Cálculo	Hextran	% Variación
Velocidad de Transferencia de Calor, Q (MM BTU/h).	0,153	0,155	(1)
Coefficiente global de transferencia de calor, U_D (BTU/h.pie ² .°F).	55,88	30,57	45
Área de transferencia de calor, A (pie ²).	26	26	< 1
Diferencia de temperatura media logarítmica, ΔT_{mln} (°F).	124,5	124,5	< 1

Tabla N° 32. Diseño del intercambiador E-18 para la producción de BAB.

Parámetros	Hoja de Cálculo	Hextran	% Variación
Velocidad de Transferencia de Calor, Q (MM BTU/h).	0,6422	0,6520	(1,5)
Coefficiente global de transferencia de calor, U_D (BTU/h.pie ² .°F).	76,34	56,1	27
Área de transferencia de calor, A (pie ²).	76	76	< 1
Diferencia de temperatura media logarítmica, ΔT_{mln} (°F).	119,2	119,1	< 1

Los equipos diseñados para este servicio, cumplen con los requerimientos de carga térmica y con las pérdidas de carga, para las dos producciones, tal como se observa a continuación en la tabla N° 33. La hoja de especificaciones de este equipo se presenta en las tablas N° 34 y N° 35.

Tabla N° 33. Desempeño del nuevo equipo E-18.

	Parámetro	Fluido Tubo: Agua			Fluido Ánulo: Benceno		
		Hextran	Hoja de Cálculo	% Variación	Hextran	Hoja de Cálculo	% Variación
LAB	T sal (°F)	104,1	104,0	< 1	113,0	113,0	< 1
	ΔP (psia)	3,68	1,17	68	0,61	0,04	93
BAB	T sal (°F)	104,3	104,0	< 1	113,0	113,0	< 1
	ΔP (psia)	3,58	2,65	26	0,40	0,10	75

➤ **Intercambiador E-19.**

Con la hoja de especificación del intercambiador E-19 A/B, se simuló dicho intercambiador con las condiciones actuales de operación de LAB, donde se obtuvo que el mismo no cumple con los requerimientos de carga térmica, ya que solo enfría la corriente de proceso hasta 142 °F y se desea que la misma se encuentre a 104 °F, para luego ser enviada al tanque de alimentación de benceno, razón por la cual se descartó la posibilidad de dejar operando este equipo, y se decidió reemplazarlo. Estos resultados se observan en la tabla N° 36.

Tabla N° 36. Evaluación del equipo E-19.

	Parámetro	Fluido Tubos: Agua			Fluido Anulo: Benceno		
		Hextran	Hoja de Cálculo	% Variación	Hextran	Hoja de Cálculo	% Variación
LAB	T sal (°F)	102,5	104,0	(1,5)	142,0	104,0	27
	ΔP (psia)	4,42	1,30	76	2,41	0,90	63

Tabla N° 34. Hoja de especificaciones correspondiente al intercambiador E-18 operando en la producción de LAB.

Tabla N° 35. Hoja de especificaciones correspondiente al intercambiador E-18 operando en la producción de BAB.

Para validar dicho diseño, se simuló en Hextran el intercambiador, donde los resultados obtenidos, en lo que se refiere a los coeficientes de transferencia de calor y a la diferencia de temperatura media logarítmica, poseen un rango alto de desviación, tal como se observa en la tabla N° 37. Parámetros como el área de transferencia de calor y la velocidad de transferencia de calor, resultaron muy similares con porcentajes de desviación menor al 1 %.

Tabla N° 37. Diseño del intercambiador E-19 para la producción de LAB.

Parámetros	Hoja de Cálculo	Hextran	% Variación
Velocidad de Transferencia de Calor, Q (BTU/h).	0,182	0,180	1,0
Coefficiente global de transferencia de calor, U_D (BTU/h.pie ² .°F).	80,58	58,92	27
Área de transferencia de calor, A (pie ²).	34	34	< 1
Diferencia de temperatura media logarítmica, ΔT_{mln} (°F).	54,04	90,2	(67)

Para las condiciones de operación en la producción de BAB, el intercambiador E-19 requiere un área de transferencia de calor de 19 pie², menor que la requerida con las condiciones de operación para LAB que es de 34 pie². Por esta razón se simuló en intercambiador E-19 obtenido anteriormente con las condiciones de operación de la producción de BAB, donde se obtuvo como resultado que este cumple con los requerimientos de carga térmica y caída de presión con dichas condiciones.

Por otra parte, como se observa en la tabla N° 38, puede decirse que para la producción de LAB el intercambiador cumple con los requerimientos de carga térmica ya que la temperatura de salida del lado proceso obtenida por el simulador es de 101 °F y se requiere que esté en 104 °F. Para la producción de BAB se observa que la temperatura de salida es de 97,9 °F y la requerida por el proceso es de 100,4 °F. Esto se debe a las diferencias entre las áreas requeridas, que como se dijo anteriormente, para la producción de BAB ésta es menor que para LAB. En lo referente a la caída de presión, en ambos casos cumple con el parámetro de ser menor a 10 psi. En base a estos resultados se escogió un solo intercambiador para las dos

producciones, en vez de dos intercambiadores para cada producción, disminuyendo de esta forma los costos de inversión.

Tabla N° 38. Desempeño del nuevo equipo E-19.

	Parámetro	Fluido Tubo: Agua			Fluido Ánulo: Benceno		
		Hextran	Hoja de Cálculo	% Variación	Hextran	Hoja de Cálculo	% Variación
LAB	T sal (°F)	104,5	104,0	< 1	100,2	104,0	(4)
	ΔP (psi)	6,33	2,07	67	0,42	0,03	93
BAB	T sal (°F)	103,5	104,0	(< 1)	97,9	100,4	(3)
	ΔP (psi)	0,7	0,3	57	5,00	0,01	100

El nuevo intercambiador E-19, es un solo intercambiador doble tubo de 34 pie², que condensa y subenfria la corriente de proceso proveniente del tope de T-9, de tubo interno de 1 ¼” de diámetro nominal y de 2 plg de diámetro nominal para el ánulo, con una longitud total de 78 pie, distribuidos en 4 horquillas de 12 pie de longitud. Por ser un condensador el vapor fluye por el ánulo, y el agua circula por los tubos. En la tabla N° 39, se encuentra la hoja de especificación del E-19. Este equipo operará para las dos producciones. Como los flujos másicos de agua requeridos para satisfacer los requerimientos de carga térmica son distintos para las dos producciones de la planta, se debe colocar una válvula, manual o automática, para regular el flujo de servicio dependiendo de la producción en que se esté trabajando.

5.5.2 Nuevos equipos.

En la mayoría de los casos fue imposible realizar la evaluación de los equipos que se nombran a continuación, a partir de sus respectivas hojas de especificaciones, ya que no se contaba con dicha información. Es por ello que se estableció diseñar nuevamente estos equipos basándose en la comparación realizada entre las áreas de transferencia de calor requeridas y disponibles en planta. Por otra parte, se consideró la posibilidad de que en los casos en que fuera posible, dejar operando un intercambiador único para las dos producciones. Para la validar el diseño de

los equipos de transferencia de calor se utilizó el software Hextran. En el apéndice 9, se muestran los resultados obtenidos por el simulador para el intercambiador doble tubo E-11 y para el intercambiador tubos-coraza E-4B.

➤ **Intercambiador E-1B.**

En el diseño de este equipo se puede observar en la tabla N° 40, que el porcentaje de desviación para el área de transferencia de calor es 12,3%. Esto se debe a que el área requerida, según el simulador es menor que la resultante de la hoja de cálculo en Excel, ya que para efectos de la simulación, este intercambiador se simuló como un intercambiador nuevo y no se evaluó, como uno ya existente, dando resultados muy cercanos a los obtenidos a través de la hoja de cálculo. Es por ello que las áreas no coinciden, ya que al realizar la evaluación en Hextran, es necesario especificar el área de transferencia de calor, pero si la simulación se ejecuta como un intercambiador nuevo, deben hacerse otras especificaciones y es el software el que arroja este valor, junto con los de temperaturas, caída de presión, coeficientes globales, entre otros. Sin embargo, se puede apreciar en la misma tabla que los porcentajes de variación para el resto de los parámetros son menores del 5%.

Tabla N° 40. Diseño del intercambiador E-1B para la producción de LAB.

Resultados	Excel	Hextran	%variación
Velocidad de Transferencia de Calor, Q (MMBTU/h)	3,80	3,86	(1,6)
Coefficiente Global de transferencia de Calor, U_D (BTU / h pie ² °F)	149,24	148,18	0,7
Área de transferencia de calor, A (pie ²)	1074,0	942	12
Diferencia de temperatura media logarítmica, ΔT_{mln} (°F)	25,2	25,3	(< 1)

Tabla N° 39. Hoja de especificaciones correspondiente al intercambiador E-19 operando en la producción de LAB.

En la tabla N° 41 se puede evidenciar que este nuevo equipo es capaz de transferir la carga térmica necesaria para enfriar la corriente de proceso hasta la temperatura deseada, que es de 100,4 °F para ambas producciones, LAB y BAB, la caída de presión, si bien no es idéntica por las dos vías, cumple con el parámetro de que sean menor a 10 psi.

Tabla N° 41. Desempeño del nuevo equipo E-1B.

	Parámetro	Fluido Tubo: HF			Fluido Coraza: Agua		
		Hextran	Hoja de Cálculo	% Variación	Hextran	Hoja de Cálculo	% Variación
LAB	T sal (°F)	100,4	100,4	< 1	104,3	104,0	< 1
	ΔP (psi)	0,80	1,00	20	6,11	1,50	75
BAB	T sal (°F)	100,7	100,4	< 1	104,0	104,0	< 1
	ΔP (psi)	1,60	0,30	81	8,4	0,40	95

Para este caso, el más crítico, en cuanto a producción, es el de LAB, ya que es donde se maneja mayor cantidad de flujo. Es por esto, que primero se realizó el diseño del intercambiador en esta producción y posteriormente, el intercambiador resultante, se evaluó para las condiciones de operación en BAB, con el fin de dejar el mismo equipo operando para las dos producciones, siempre que este cumpliera con los requerimientos de carga de térmica y de caída de presión.

En el caso del intercambiador E-1B operando en la producción de BAB, al realizar el diseño manteniendo el intercambiador resultante para el caso más crítico (LAB) y con las condiciones de operación de BAB, se verificó que este cumplía con los requerimientos de carga térmica y de caída de presión, por lo que se procedió con evaluación del mismo en el simulador. Por manejar esta producción una menor cantidad de flujo, y ser las temperaturas del lado de proceso un poco diferentes, el calor necesario para alcanzar dichas temperaturas, es menor, trayendo como consecuencia que, para un mismo coeficiente global de transferencia de calor (supuesto) el área de transferencia de calor sea menor. Esto se refleja en el alto porcentaje de variación de este parámetro, tal como se muestra en la tabla N° 42.

Tabla N° 42. Diseño del intercambiador E-1B para la producción de BAB.

Resultados	Excel	Hextran	%variación
Velocidad de Transferencia de Calor, Q (MM BTU / h)	1,595	1,580	< 1
Coefficiente Global de transferencia de calor, U_D (BTU / h pie ² °F)	103,61	96,54	6,8
Área de transferencia de calor, A (pie ²)	1074,00	727	32
Diferencia de temperatura media logarítmica, ΔT_{mln} (°F)	22,2	22,5	(1,5)

En planta, este equipo se encarga de enfriar el ácido fluorhídrico proveniente del tope de la torre recuperadora de ácido, T-9. Anteriormente se pensaba que mientras más fría se encontrara la corriente de salida de dicho intercambiador, era mejor para el proceso. Actualmente se verificó que es necesario mantener esta temperatura en un valor específico, de 38 ° C (100,4 °F), ya que de lo contrario la calidad del producto obtenido se ve afectada. Este intercambiador actualmente está constituido por un banco de ocho intercambiadores doble tubo, conectados en serie.

En el nuevo diseño el intercambiador E-1B, es un intercambiador tubo coraza 2-4, por lo que se diseñó como dos intercambiadores 1-2, colocados en serie. Cada uno de estos intercambiadores posee 112 tubos de 20 pie de longitud y 1 pulgada de diámetro externo, colocados en un arreglo cuadrado, en una carcasa de 17,25 pulgadas de diámetro interno. En este intercambiador los tubos son de monel, ya que por el interior de estos circula el ácido fluorhídrico, el cual es un fluido muy corrosivo. El agua circula por la coraza. A pesar de que para la producción de BAB, el área de transferencia de calor es menor, como se dijo anteriormente, este intercambiador puede operar de manera óptima como el mismo para las dos producciones. La hoja de especificaciones correspondiente a este equipo se presenta en la tabla N° 43.

➤ **Intercambiador E-6B.**

Para el intercambiador E-6B, como no se dispone de la hoja de especificación de dicho equipo, la evaluación se hizo, en base a la comparación de las áreas de transferencia de calor, y como se muestra en las tablas N° 18 y 19, existen una gran diferencia, ya que el área

requerida para las producciones de LAB y BAB son de 144 y 87 pie² respectivamente, y la disponible en planta es de 1252 pie², conformado por un banco de 6 intercambiadores doble tubo. Por esta razón se decidió diseñar un nuevo intercambiador para este servicio.

En el diseño del subenfriador de tope de T-2, se tomó como consideración, que la caída de presión del lado de proceso no debe ser mayor a ½ psi, porque la torre T-2 opera al vacío, y una caída de presión mayor en el intercambiador afectaría el sistema de vacío de la torre.

Dicho diseño resultó un solo intercambiador doble tubo para ambas líneas de producción, LAB y BAB, de 144 pie² de área, de 2 plg de diámetro para el tubo interno y 3 plg de diámetro para el ánulo, con una longitud total de 231 pie, distribuidos en 10 horquillas de 12 plg de longitud.

Para validar el diseño se utilizó el simulador Hextran como herramienta de comprobación, donde se simuló, el intercambiador E-6B para las dos producciones y el intercambiador E-6B obtenido para la producción de LAB, con las condiciones de operación de BAB, para comprobar que efectivamente se puede utilizar un solo intercambiador para las dos líneas de producción, a pesar que se requieren áreas de intercambio de calor diferentes. En la tabla N° 44, se muestran los resultados obtenidos de la hoja de cálculo de Excel y por el simulador Hextran, con los porcentajes de variación. En la misma se observa que la mayor diferencia se presenta en el coeficiente global de transferencia de calor, con un porcentaje de variación de 15,5.

Tabla N° 44. Diseño del intercambiador E-6B en la producción de LAB.

Parámetros	Hoja de Cálculo	Hextran	% Variación
Velocidad de Transferencia de Calor, Q (MM BTU/h).	0,1067	0,1020	4
Coefficiente global de transferencia de calor, U _D (BTU/h.pie ² .°F).	46,60	39,78	15,5
Área de transferencia de calor, A (pie ²).	87	87	< 1
Diferencia de temperatura media logarítmica, ΔT _{mln} (°F).	26,32	29,6	(12)

Tabla N° 43. Hoja de especificación correspondiente al intercambiador E-1B operando en la producción de LAB.

Como las condiciones de operación para las dos líneas de producción son distintas, se simuló el intercambiador E-6B obtenido para la producción de LAB que corresponde al caso más crítico en cuanto a producción, con las condiciones de operación en BAB, para determinar si se puede usar un mismo equipo para las dos producciones. Como el área de transferencia de calor requerida para LAB es mayor que para BAB, el resultado de esta simulación, es que dicho equipo enfría hasta 90 °F la corriente de proceso y esta requiere que se encuentre en 95°F, y además cumple con los requerimiento de pérdida de carga. En la Tabla N° 45, se observan los resultados de dicha simulación para las dos producciones, donde se aprecia que la variación entre la temperatura deseada y la obtenida por el simulador es menor del 5%, razón por la cual se tomó la decisión de que opere un solo intercambiador para las dos producciones. La hoja de especificación de este equipo se presenta en la tabla N° 46.

Tabla N° 45. Desempeño del nuevo equipo E-6B.

	Parámetro	Fluido Tubo: Agua			Fluido Ánulo: Benceno		
		Hextran	Hoja de Cálculo	% Variación	Hextran	Hoja de Cálculo	% Variación
LAB	T sal (°F)	103,3	104,0	< 1	95,6	95	< 1
	ΔP (psia)	0,9	,01	99	0,36	0,11	69
BAB	T sal (°F)	105,4	104,0	1,3	90	95,0	(6)
	ΔP (psia)	0,57	0,19	55	0,2	0,075	60

➤ Intercambiador E-10.

Para este intercambiador el área de transferencia de calor requerida es de 138 pie² y 126 pie² para LAB y BAB respectivamente, y se dispone de un área de 263 pie², por lo que se tomó la decisión de diseñar un nuevo intercambiador adecuado a los flujos de proceso. Como las áreas de transferencia de calor requeridas son similares para las dos producciones, se tomó el diseño de la producción que necesitara la mayor área, que en este caso corresponde a la de BAB, y se evaluó para la producción de LAB, con el fin de determinar si este cumple con los requerimientos de carga térmica y pérdida de carga.

Tabla N° 46. Hoja de especificación correspondiente al intercambiador E-6B operando en la producción de LAB.

El diseño del intercambiador E-10, que se encarga de subenfriar el alquilato pesado que sale por el fondo de la T-501, dio como resultado un intercambiador doble tubo de 138 pie² de área de transferencia de calor. El tubo interno del intercambiador es de 2 plg de diámetro y el tubo externo (ánulo) es de 3 plg de diámetro nominal, con una longitud total 221 pie, distribuidos en 10 horquillas de 12 pie de longitud. Por el tubo interno fluye el agua y por el ánulo fluye el alquilato pesado por ser éste el fluido más viscoso.

Este intercambiador se simuló en Hextran para validar el diseño, pero como el balance de masa y energía no convergió, la simulación no corrió. Al especificar la temperatura de salida en alguna de las secciones del intercambiador, éste no cumplía con las pérdidas de carga, o las áreas daban diferentes. En la tabla N° 47 se muestran los resultados obtenidos por la hoja de cálculo en Excel.

Tabla N° 47. Diseño del intercambiador E-10.

Parámetro	Producción	
	LAB	BAB
Velocidad de Transferencia de Calor, Q (MM BTU/h).	0,4198	0,3470
Coefficiente global de transferencia de calor, U_D (BTU/h.pie ² .°F).	22,63	18,67
Área de transferencia de calor, A (pie ²).	126	138
Diferencia de temperatura media logarítmica, ΔT_{mln} (°F).	137,8	124,3

El equipo diseñado para este servicio, cumple con los requerimientos de carga térmica y con las pérdidas de carga, para las dos producciones, tal como se observa a continuación en la tabla N° 48.

Tabla N° 48. Desempeño del nuevo equipo E-10.

	Parámetro	Lado Tubo: Agua	Ánulo: Proceso.
LAB	T sal (°F)	104,0	104,0
	ΔP (psi)	2,9	0,02
BAB	T sal (°F)	104,0	104,0
	ΔP (psi)	2,25	2,9

Como los flujos máxicos de agua son diferentes para cada producción se necesita instalar una válvula que regule el flujo de servicio a la entrada del intercambiador dependiendo de la producción con que se este trabajando. La hoja de especificación de este equipo se puede observar en la tabla N° 49.

Intercambiador E-11.

Por no disponer de la hoja de especificaciones del intercambiador E-11, no se pudo evaluar este equipo con el simulador Hextran, pero con los datos disponibles y con las mediciones hechas en campo, se realizaron los balances de masa y energía, y se obtuvo el área de transferencia de calor requerida por el equipo de 37 pie^2 , menor a 200 pie^2 , por lo que se tomó la decisión de diseñar un intercambiador doble tubo, a diferencia del intercambiador actual que es un tubo-coraza, donde el área disponible es de 378 pie^2 , razón por la cual se descartó la posibilidad de aprovechar este equipo en la nueva propuesta para el sistema de agua de enfriamiento.

El nuevo diseño del intercambiador E-11, obtenido por medio del uso de la hoja de cálculo Excel, es un intercambiador doble tubo de 37 pie^2 de área de transferencia de calor, de $1 \frac{1}{4} \text{ plg}$ de diámetro para el tubo interno, y de 2 plg de diámetro para el ánulo, con una longitud total de 84 pie , distribuidas en 4 horquillas de 12 plg de longitud. El fluido que circula por los tubos es el agua y el que circula por el ánulo es el benceno.

Para validar el diseño del intercambiador de regeneración de las torres secadoras de Alúmina, E-11, se hizo uso del simulador Hextran, donde los resultados de requerimientos de carga térmica y pérdidas de carga, dieron similares, al igual que los coeficientes globales de transferencia de calor del intercambiador.

Tabla N° 49. Hoja de especificaciones correspondiente al intercambiador E-10 operando en la producción de BAB.

En la tabla N° 50 se muestran los resultados obtenidos por la hoja de cálculo y por el simulador Hextran para el intercambiador E-11, donde se observa que los porcentajes de desviación son menores al 10%. En general, los resultados son muy similares, y la principal diferencia está en las propiedades físicas obtenidas del simulador Hysys y las calculadas por el simulador Hextran. En esta misma tabla, se demuestra que el diseño realizado bajo las consideraciones, parámetros y criterios de diseño establecidos, coincide con los requerimientos de área de transferencia de calor y con la carga térmica requerida por el proceso, cuando ésta se compara con los resultados del simulador Hextran.

Tabla N° 50. Diseño del intercambiador E-11.

Parámetros	Hoja de Cálculo	Hextran	% Variación
Velocidad de Transferencia de Calor, Q (MM BTU/h).	0,0937	0,0900	3,9
Coefficiente global de transferencia de calor, U_D (BTU/h.pie ² .°F).	65,60	70,96	(8,2)
Área de transferencia de calor, A (pie ²).	37	37	< 1
Diferencia de temperatura media logarítmica, ΔT_{mln} (°F).	34,22	34,2	< 1

Por otra parte, tal como se observa en la tabla N° 51, las pérdidas de carga para el lado de proceso poseen los mayores porcentajes de variación. Aún así, se puede observar que en ambos casos las pérdidas de carga resultaron menores a los 10 psi, establecido como parámetro de diseño para el cálculo de los intercambiadores, razón por la cual ambos diseños cumplen con los requerimientos de pérdidas de carga establecidas, y su diseño se considera eficiente. En la tabla N° 52 se presenta la hoja de especificaciones para el intercambiador E-11.

Tabla N° 51. Desempeño del nuevo equipo E-11.

Parámetro	Fluido Tubo: Agua			Fluido Ánulo: Benceno		
	Hextran	Hoja de Cálculo	% Variación	Hextran	Hoja de Cálculo	% Variación
T sal (°F)	103,1	104,0	(< 1)	94,8	95,0	(< 1)
ΔP (psia)	0,90	0,64	29	1,38	0,22	84

➤ **Intercambiador E-20.**

En el caso del condensador parcial E-20, la evaluación de este equipo se limitó a la comparación de las áreas de transferencia de calor, ya que a pesar que se dispone de la hoja de especificaciones, el simulador Hextran no posee la función para la evaluación y diseño de serpentines. Como el área requerida para ambas producciones es menor que la disponible, y la caída de presión en dicho serpentín es mayor a los 10 psi (15 psi), se decidió rediseñarlo para cumplir con los requerimientos de pérdida de carga y de carga térmica.

El condensador parcial interno se diseñó bajo la premisa de que por el interior del tubo ocurre una convención forzada, que es por donde fluye el agua de enfriamiento, y que por el exterior de este ocurre la condensación del vapor que asciende por la torre T-9, suponiendo que las espiras del serpentín se encuentran en posición horizontal. A continuación en la tabla N° 53 se presentan los resultados obtenidos para el diseño en las dos producciones.

Tabla N° 53. Diseño del intercambiador E-20.

Parámetro	Producción	
	LAB	BAB
Calor generado, Q (MM BTU/h).	0,1646	0,0801
Coefficiente global de transferencia de calor, U_D (BTU/h.pie ² .°F).	76,56	72,7
Área de transferencia de calor, A (pie ²).	10	5
Diferencia de temperatura medio logarítmica, ΔT_{mln} (°F).	130,0	132,8

Tabla N° 52. Hoja de especificaciones correspondiente al intercambiador E-11.

A pesar de que las áreas de transferencia de calor son distintas por la limitación de espacio físico, en la columna se instalará un solo serpentín que opere para las dos producciones, considerando que se requiere colocar una válvula que regule el flujo de agua hacia este equipo, dependiendo de la producción con que se esté trabajando. Por otra parte se puede verificar que este nuevo intercambiador para ambas producciones cumple con los requerimientos de pérdida de carga, tal como se observa en la tabla N° 54. La caída de presión para el fluido que va por el exterior de los tubos, no se determinó, ya que no es posible determinar el área de flujo del vapor que asciende por la columna y que se pone en contacto con el serpentín.

Tabla N° 54. Desempeño del nuevo equipo E-20.

	Parámetro	Lado Tubo: Agua	Benceno
LAB	T sal (°F)	225,0	104,0
	ΔP (psi)	1,98	-
BAB	T sal (°F)	208,2	104,0
	ΔP (psi)	0,27	-

El condensador E-20 es un tubo de acero comercial de 1 plg de diámetro nominal, con un diámetro de espira de 15 plg, área total de 10 pie² y una longitud de igual a 29,1 pie con 15 vueltas. Este equipo operará para las dos producciones del proceso. La hoja de especificación correspondiente a este equipo se muestra a continuación en la tabla N° 55.

➤ Intercambiador E-80.

Del subenfriador de fondo de T-5, no se dispone de la hoja de especificación, por lo que la evaluación de dicho equipo se hizo en base a las áreas de transferencia de calor. El área requerida del intercambiador E-80 es mayor que la disponible. El área requerida por este equipo es similar a la del intercambiador E-19 actual. En principio, se pensó en la posibilidad de reemplazar al E-80 por dicho intercambiador, pero se descartó esta posibilidad ya que el intercambiador E-19 se encuentra en la zona no ácida del proceso, y el intercambiador E-80 debe enfriar la corriente de brea ácida, que contiene HF por lo que se procedió a diseñar un nuevo intercambiador E-80.

Tabla N° 55. Hoja de especificaciones del condensador E-20.

Tabla N° 58. Hoja de especificaciones correspondientes al intercambiador E-80.

El diseño del intercambiador E-80 consiste en un intercambiador doble tubo, de 63 pie², con una longitud total de 145 pie, con el tubo interno de 1 ¼ plg de diámetro nominal, y de 2 plg para el ánulo. Por el interior del tubo interno circula la brea ácida, que contiene HF, razón por la cual el material del tubo interno es de monel.

Este diseño se simuló en Hextran, donde se obtuvieron resultados similares a los de la hoja de cálculo en Excel. Estos resultados se presentan a continuación en la tabla N° 56.

Tabla N° 56. Diseño del intercambiador E-80.

Parámetro	Hoja de Excel	Simulador Hextran	% Variación
Velocidad de transferencia de Calor, Q (MM BTU/h).	0,004325	0,00593	(37)
Coefficiente global de transferencia de calor, U _D (BTU/h.pie ² .°F).	10,1	13,5	(33)
Área de transferencia de calor, A (pie ²).	63	63	< 1
Diferencia de temperatura media logarítmica, ΔT _{mln} (°F).	65,5	65,1	1

En la tabla N° 57 se puede verificar que este equipo cumple con los requerimientos de carga térmica y de pérdida de carga. La hoja de especificaciones de este equipo se presenta en la tabla N° 58.

Tabla N° 57. Desempeño del nuevo equipo E-80.

Parámetro	Fluido Tubo: Brea ácida			Fluido Ánulo: Agua			
	Hextran	Hoja de Cálculo	% Variación	Hextran	Hoja de Cálculo	% Variación	
BAB	T sal (°F)	103,7	104,0	< 1	104,3	104,0	< 1
	ΔP (psi)	2,17	0,10	95	0,18	0,06	67

5.6. Evaluación hidráulica del sistema de agua de enfriamiento.

Una vez que se realizó el diseño de todos los equipos de transferencia de calor considerando las condiciones de operación para la nueva propuesta, se procedió a evaluar la red de tuberías que posee actualmente la planta de alquilación con el fin de verificar si estas son capaces de manejar los nuevos flujos máxicos de agua, cumpliendo con los requerimientos de velocidad de flujo recomendada y de caída de presión por tramo de longitud. En el caso de no cumplirse con estos criterios, se procedió con el diseño de las tuberías cumpliendo con los parámetros de diseño. Los resultados obtenidos se muestran a continuación.

5.6.1. Red Tuberías.

Para realizar la evaluación de la red de tuberías del sistema de agua de enfriamiento, se utilizaron los planos isométricos de dicho sistema, para comparar si las tuberías actuales son capaces de manejar los nuevos flujos de agua, cumpliendo con las velocidades y caída de presión permitidas. De la evaluación se obtuvo que las tuberías para los intercambiadores E-4B, E-10, E-19 y E-20, pueden seguir operando con los nuevos intercambiadores, mientras que el resto de las tuberías van a ser reemplazadas en la nueva propuesta. Los accesorios, tales como codos, tee, contracciones, expansiones, etc, no se reemplazaron ya que los nuevos equipos van a ocupar la misma posición que tienen actualmente. Solamente se van a instalar las válvulas globo, necesarias para regular el flujo de agua en las dos producciones de la planta, en los puntos que así lo requieran.

La determinación de los diámetros de las tuberías que van a ser reemplazadas, se realizó considerando que para plantas químicas, los diámetros más comunes son de 1 plg a 1 ½ plg, en el caso de las tuberías sch 80, mientras que para el caso del sch 40, los diámetros nominales permisibles son desde 2 plg hasta un máximo de 10 plg. Este parámetro se cumplió para todos los tramos, a excepción del intercambiador E-20, cuyo diámetro es de 1 pulgada sch 40, ya que al hacer la evaluación se determinó que la caída de presión y la velocidad en la tubería se encuentran dentro de los parámetros establecidos.

En la tabla N° 59, se presentan los tramos de tuberías resultantes para el nuevo sistema. Como puede observarse, resultaron las mismas para todos los intercambiadores de calor operando en las dos producciones. También puede notarse que la velocidad de flujo en el intercambiador E-6B en la producción de LAB, es bastante baja, por lo que esta línea requiere de una válvula que regule el flujo de agua al equipo, cada vez que opere en dicha producción. Esto es debido a que los flujos que se manejan en las dos producciones son muy diferentes entre si.

Tabla N° 59. Diámetro nominal correspondiente a cada uno de los tramos de tuberías asociadas a los distintos intercambiadores que conforman el sistema de agua de enfriamiento para la producción de LAB.

	Equipo	E-1B	E-4B	E-6B	E-8B	E-10	E-11	E-18	E-19	E-20	Ramal Principal
LAB	Diámetro nominal, (plg)	6	4	1 ½	6	3	1 ½	2	1 ½	1	8
	Cédula	40	40	80	40	40	80	40	80	40	40
	Velocidad (pie/s)	4,69	5,21	0,36	5,300	2,10	1,89	1,63	3,67	1,14	7,67
	Caída de presión (psi)	0,56	1,45	0,01	0,74	0,18	0,13	0,08	1,15	0,13	1,45
	Longitud, (pie)	27,5	70,3	10,8	34,6	37,1	14,3	9,5	34,0	35,2	57,8
	Equipo	E-1B	E-4B	E-6B	E-8B	E-10	E-18	E-19	E-20	E-80	Ramal Principal
BAB	Diámetro nominal, (plg)	6	4	1 ½	6	3	2	1 ½	1	1	8
	Cédula	40	40	80	40	40	40	80	40	80	40
	Velocidad (pie/s)	1,95	7,13	1,87	5,300	2,12	6,83	1,75	3,31	2,15	4,33
	Caída de presión (psi)	0,10	2,69	0,11	0,74	0,18	1,35	0,28	1,00	0,49	0,47
	Longitud, (pie)	27,5	70,3	10,8	34,6	37,1	9,5	34,0	35,2	33,5	57,8

5.6.2. Bomba P-516 A/B.

Con los nuevos caudales de agua de enfriamiento obtenidos en la nueva propuesta del sistema, y con la red hidráulica asociada al mismo, se calculó el cabezal de la bomba por medio de un balance de energía (Bernoulli), entre los puntos que así lo requieren. Como el tren de intercambiadores se encuentran conectados en paralelo, los Bernoulli, se aplicó en los entre los puntos que se muestran en la figura 17, suponiendo como una aproximación, que las pérdidas de carga y fricción son las mismas para cada tramo de tubería. Este balance se repitió para diferentes caudales de operación con el fin de obtener la curva del sistema. Con el uso de la curva característica de la bomba, otorgada por el fabricante, se determinó el punto de operación para las dos producciones.

El Bernoulli se realizó entre los puntos 1 y 2 (Ver figura 17), de donde se obtuvo la el cabezal de la bomba, ya que se consideró la presión en el punto 2, a la salida del agua del cabezal de retorno y la presión en el punto 1, en la piscina de la torre, se supuso como presión atmosférica.

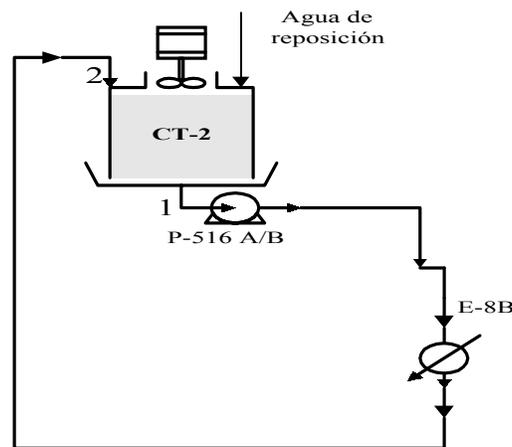


Figura 17: Puntos del sistema donde se realizó el balance de energía.

En la tabla N° 60, se presenta el cabezal obtenido para las producciones de LAB y BAB, la potencia necesaria y la eficiencia de la bomba. Como se puede observar, se requiere una

menor potencia de la bomba para las nuevas condiciones de diseño, lo que representa un ahorro de energía para la planta de alquilación de 35 % y 39 % para las producciones de LAB y BAB, tal como se observa en la tabla N° 61.

Tabla N° 60. Resultados de la evaluación de la bomba P-516 para los diferentes caudales de operación.

Resultados	Sistema actual		Nueva propuesta	
	LAB	BAB	LAB	BAB
Producción	1686	1586	1210	797
Caudal de agua, (GPM)	1686	1586	1210	797
Cabezal de la bomba, HB (pie)	40	49	35	42
Eficiencia, η (adimensional)	0,73	0,77	0,82	0,73
Potencia, W (Hp)	20	20	13	12

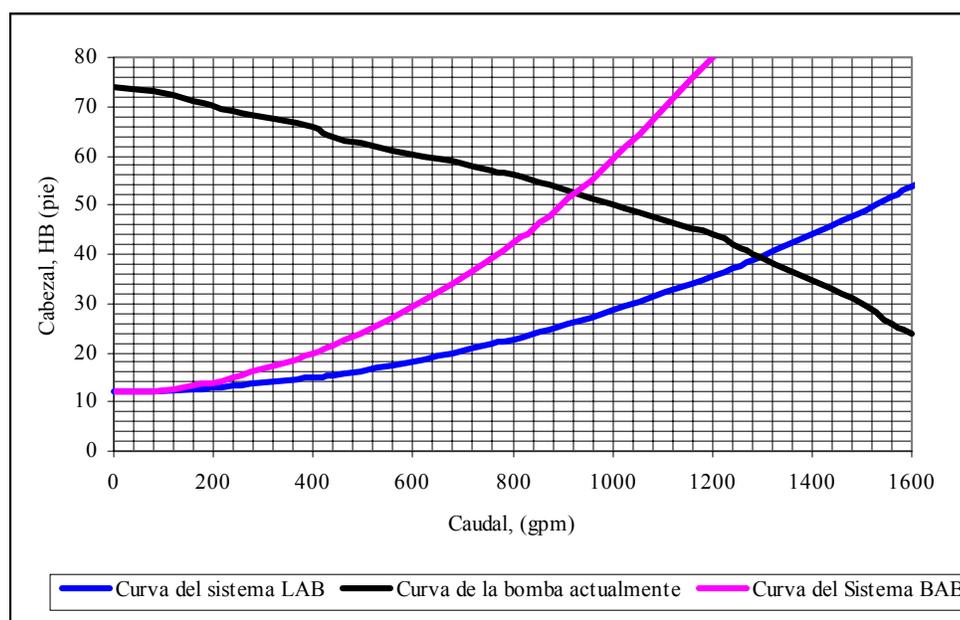
Tabla N° 61. Comparación de la potencia requerida por la bomba P-516 A/B, con su porcentaje de variación para el sistema actual y la nueva propuesta.

	Potencia de la bomba, W (Hp)		
	Sistema actual	Nueva Propuesta	% Variación
LAB	20	13	35
BAB	19,8	12	39

En el gráfico N° 1 se observa la curva del sistema para las producciones de LAB y BAB con las condiciones de operación de la nueva propuesta, y la curva característica de la bomba otorgada por el fabricante, tal como se observa en el apéndice 10, donde se aprecia que para los caudales que requiere la nueva propuesta, para las dos producciones, el cabezal de la bomba se encuentra en un punto por debajo de la curva de la misma, lo que implica que la bomba va a suministrar más caudal que el requerido. Sin embargo la diferencia entre el cabezal estimado por la ecuación de Bernoulli, y el cabezal que se lee de la curva característica, es menor al 20% y 25 %, para las producciones de LAB y BAB respectivamente, por lo que se decidió dejar operando esta bomba para las nuevas condiciones

de operación. Se necesita colocar una válvula para regular el flujo a la descarga de la bomba, para las distintas producciones, ya que la diferencia de caudales entre una y otra producción son bastante diferentes.

Grafico N° 1. Curva característica y del sistema de la bomba P-516, para la producción de LAB y BAB.



5.7. Propuesta definitiva para el sistema de agua de enfriamiento.

El nuevo sistema de agua de enfriamiento, estará constituido por los equipos que se presentan en la tabla N° 62, de los cuales, los intercambiadores de calor E-8B (producción de BAB) y E-4B que se encuentran actualmente en operación, se incorporaran al nuevo sistema. Así mismo, la torre de agua de enfriamiento CT-2 y la bomba P-516 A/B, por estar en la capacidad de manejar los nuevos caudales de diseño, continuaran en operación para la producción de alquilbencenos lineales y ramificados.

La red hidráulica, presenta modificaciones para los tramos de tuberías correspondientes a los intercambiadores E-1B, E-6B, E-8B, E-11, E-8B, E-80, y los ramales principales, tanto de suministro como de retorno. Así mismo se incorporaran válvulas, manuales ó automáticas, que regulen el flujo de entrada de agua a cada uno de los equipos, dependiendo de la producción en que se encuentren operando, con el fin de garantizar la corriente de servicio demandada por cada uno de estos equipos.

Tabla N° 62. Descripción de los equipos que conforman el sistema de agua de enfriamiento con las nuevas condiciones de operación.

Equipo	Descripción	Servicio	Tipo	Unidad
CT-2	Torre de enfriamiento	Enfría el agua proveniente del proceso.	Tiro Inducido	1
D-53 A/B	Serpentín	Serpentín del tanque donde se neutraliza la brea.	Serpentín	2
D-71	Serpentín	Mantiene la temperatura dentro del reactor.	Serpentín	1
E-1B	Subenfriador	Enfría del reciclo de HF.	Tubo-coraza	2
E-4B	Subenfriador	Enfría el producto proveniente del mezclador MX-1.	Tubo-coraza	1
E-6B	Subenfriador	Enfría el producto de tope de la T-2.	Doble Tubo	1
E-8B	Subenfriador	Enfría el producto de tope de la torre T-3.	Tubo-coraza	2
E-10	Subenfriador	Enfriador de fondo de la torre T-501.	Tubo-coraza	1
E-11	Subenfriador	Condensador de regeneración.	Doble Tubo	1
E-19	Subenfriador	Enfría el producto de fondo de la torre T-9.	Doble Tubo	1
E-18	Condensador	Condensa y subenfria la corriente de tope de la torre T-9.	Doble Tubo	2
E-20	Condensador	Intercambiador interno de la torre T-9.	Serpentín	1
E-80	Subenfriador	Enfría el producto de fondo de T-5.	Tubo-coraza	1
P-516 A/B	Bomba Centrífuga	Suministra el agua al proceso proveniente de la torre CT-2.	Vertical	2

5.8. Costos de inversión y operación del sistema de agua de enfriamiento.

Con la nueva propuesta, el caudal de agua de enfriamiento, se redujo en un 28% para la producción de LAB y en un 50% para la de BAB, lo cual se traduce en un aprovechamiento considerable en lo referente al consumo de agua de enfriamiento para las dos producciones. El ahorro que se produce por concepto de agua de enfriamiento, se ve reflejado en la disminución del agua de reposición en la nueva propuesta, sumado a esto, se tiene el ahorro producido por concepto de energía. Como se pudo observar en puntos anteriores, tanto la potencia requerida por el ventilador, así como la de la bomba, presentaron una disminución en este nuevo sistema. El ahorro obtenido por estos conceptos se presenta a continuación en la tabla N° 63.

Tabla N° 63. Ahorros en energía y agua de reposición para las producciones de LAB y BAB.

Producción	Diseño	
	LAB	BAB
Agua de reposición (MM Bs/año)	2,5	5,6
Energía (MM Bs/año)	2,9	2,6

A partir de los resultados obtenidos en cuanto a consumo de agua y energía, se obtuvieron los costos para los servicios en planta: Electricidad y energía de agua de enfriamiento, los cuales se presentan a continuación. El precio del dólar se tomo igual a 1420 Bs/\$.

Tabla N° 64. Costos de los servicios en planta.

Servicio	Costo en planta	
	Bs	\$
Electricidad	0,017 Bs/BTU	1,23E-05\$/BTU
Energía de agua de enfriamiento	4441 Bs/MMBtu	3,14 \$/MMBtu

Para determinar el costo de los intercambiadores de calor, se estableció que el precio por pie² de área de intercambio es igual a 50 \$, esto se fijó en base a criterios de la empresa. Al

determinar los costos del servicio de agua de enfriamiento, se estableció una comparación tanto para el sistema actual como para el nuevo sistema, de allí, se pudo establecer que con dicho diseño, se produce un ahorro anual por concepto de servicio, igual a 6,78 millones de bolívares tal como se observa en la tabla N° 65. Para determinar dicho ahorro, se consideraron los costos relacionados con agua de enfriamiento, químicos, mantenimiento, laboratorio (estos tres se consideran servicios generales), electricidad y depreciación de los equipos. Esto, al tomar en consideración los costos nombrados anteriormente, se traduce en un ahorro para el costo total del servicio por año aproximado, ya que la planta varía la producción de LAB o BAB dependiendo de las demandas del mercado.

Tabla N° 65. Ahorro en agua de enfriamiento y energía para el sistema actual y la nueva propuesta.

Sistema	Actual	Nueva Propuesta
Costo total del servicio (MM Bs/año)	32,6	25,8
Ahorro (MMBs/año)	6,78	

Con el factor de 50 \$ por pie² de área de transferencia de calor, y el costo asociado a la red de tuberías reportadas en la tabla N° 66, se obtuvo el costo de la inversión inicial.

Tabla N° 66. Costos unitarios de las tuberías en \$/pie (Servicios técnicos-administrativo Venoco).

Tuberías	\$/pie
Tubería A106/A53 diámetro 1" sch80 sin costura	0,96
Tubería A106/A53 diámetro 1½" sch80 sin costura	1,34
Tubería A106/A53 diámetro 2" sch40 sin costura	1,63
Tubería A106/A53 diámetro 3" sch40 sin costura	3,97
Tubería A106/A53 diámetro 4" sch40 sin costura	6,03
Tubería A106/A53 diámetro 6" sch40 sin costura	8,62
Tubería A106/A53 diámetro 8" sch40 sin costura	17,23
Tubería A106/A53 diámetro 10" sch40 sin costura	21,11

Tabla N° 67. Costos de la inversión inicial.

Costos	MM Bs
Costos de las tuberías	10,8
Costos de los intercambiadores de calor	165,9
Costos de la inversión inicial	176,7
Costo de instalación (10 % de la inversión inicial).	17,7
Costo total de la inversión	195,1

Al Comparar las alternativas de dejar el proceso operando con el sistema de agua de enfriamiento actual, y reemplazarlo por la nueva propuesta, se tiene un ahorro anual, como se dijo anteriormente, razón por la cual el proyecto resulta económicamente viable, donde la inversión inicial se recupera en un periodo de 6 años aproximadamente.

Por otra parte, si se compara esta inversión, en comparación, con tener que adquirir otra torre de enfriamiento, con todos los gastos de inversión, instalación, etc, de seguro esta propuesta resulta más rentable, ya que no se estaría solucionando el problema del sistema de agua de enfriamiento y estaría aprovechando la capacidad de los equipos involucrados en el sistema.

En la tabla 68, los costos asociados al sistema y el valor presente que se obtuvo de comparar las dos alternativas, donde se puede observar que dicho indicador económico resulto con un valor positivo, lo que se traduce en que la nueva propuesta para el sistema de agua de enfriamiento resulta rentable desde el punto de vista económico.

Tabla N° 68. Valor presente de la inversión inicial y sus costos asociados.

Concepto	(MMBs/año)
Servicios Generales	11,3
Agua de enfriamiento	6,1
Electricidad	7,3
Costos por depreciación	16,6
Costo de operación	25,8
Valor presente	7,73

6. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.

Una vez alcanzados los objetivos propuestos con este trabajo especial de grado, se concluye lo siguiente:

- El sistema de agua de enfriamiento actual, opera de forma poco eficiente, al no aprovechar al máximo la capacidad de los equipos involucrados, y no satisfacer los requerimientos de carga térmica en algunos de sus equipos.
- Al establecer un gradiente de temperatura de 18 °F (10 °F), entre la temperatura de entrada y salida del agua de enfriamiento, el consumo de la misma se reduce en 28 % y 50 % para la producción de LAB y BAB, respectivamente.
- La torre de enfriamiento es capaz de manejar los nuevos flujos máxicos de agua de enfriamiento y satisfacer los requerimientos de carga térmica establecidos en la nueva propuesta.
- La torre de enfriamiento otorga cierta flexibilidad operacional en el proceso desde el punto de vista térmico, ya que la misma esta en capacidad de satisfacer dichos requerimientos, aún si se produjera una perturbación en el sistema que aumente la temperatura del agua a la entrada de la torre.
- El consumo de energía para el nuevo sistema de agua de enfriamiento, en lo que se refiere a la potencia del ventilador de la torre, es menor en un 17 y 19 % para la producción de LAB y BAB respectivamente, con respecto al consumo actual.
- La bomba, es capaz de manejar los nuevos flujos máxicos de operación para el sistema de agua de enfriamiento, y con estas condiciones se tiene un ahorro de energía de la bomba de 35 y 39 % para la producción de LAB y BAB respectivamente.

- Como las diferencias entre el consumo de agua de enfriamiento entre el sistema actual y la nueva propuesta son considerables, la mayoría de los intercambiadores de calor necesita ser reemplazado.
- Los intercambiadores E-4B y E-8B para la producción de BAB, son los únicos equipos del sistema que cumplen con los requerimientos de carga térmica y caída de presión, con las condiciones de la nueva propuesta.
- Los resultados de la simulación con Hextran de los nuevos intercambiadores de calor, obtenidos por la hoja de cálculo en Excel, cumplen con los requerimientos de carga térmica y caída de presión, razón por la cual quedan validados todos los intercambiadores que se diseñaron.
- Las principales diferencias en el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor, de los resultados obtenidos por las hojas de cálculo en Excel y por el simulador Hextran, radican en las propiedades físicas, que en el caso del Hextran varían con respecto a las obtenidas por el simulador Hysys.
- Para la caída de presión se observan diferencias en principio atribuibles al cálculo del factor de fricción según los métodos empleados.
- Con la implantación de este nuevo sistema de agua de enfriamiento, la planta de alquilación de Química Venoco, se ahorraría alrededor 6,78 millones de bolívares por año, en el costo total del servicio de agua de enfriamiento.
- La nueva propuesta para el sistema de agua de enfriamiento, resulta atractiva desde el punto de vista, en que se puede pensar a futuro en una posible expansión de la planta sin tener que adquirir otra torre de enfriamiento.
- La propuesta resulta factible desde el punto de vista económico, ya que la inversión inicial se recupera en un periodo de 6 años aproximadamente.

Así mismo, se proponen las siguientes recomendaciones:

- Colocar válvulas para regular los flujos de agua a la entrada de los intercambiadores de calor, con el fin de garantizar que el consumo de agua de enfriamiento disminuya en los niveles mencionados anteriormente.
- Colocar una placa de orificio a la descarga de la bomba, para mantener un control sobre el flujo de agua al sistema.
- Estudiar las posibles alternativas para sustituir el serpentín de tope de T-9, E-20, por un intercambiador que se encuentre fuera de la torre, lo que permitiría, tener un acceso más fácil a dicho equipo para hacerle mantenimiento, y eliminar los problemas de suministro de agua por la caída de presión que se genera en dicho equipo.
- Instalar algún tipo de medidor de temperatura, a la salida del lado de proceso en algunos de los intercambiadores para tener datos con que estimar los verdaderos factores de obstrucción del lado de proceso y controlar de manera más efectiva las condiciones de operación del proceso.

7. BIBLIOGRAFÍA.

1. ALARCÓN G. y SCIAMANNA R. “Diseño computarizado de intercambiadores de calor bajo Windows”, Ciencias e Ingeniería (SIN 1316-7081), Facultad de Ingeniería-ULA, Mérida, Venezuela, Vol. 22, N° 2, 2001.
2. FOUST, Alan. “Principios de Operaciones Unitarias”. Compañía Editorial Continental. Sexta Edición, México, 1997.
3. KALERKAR, B V; et al. “Transferencia de Calor”. Editorial Hispanoamérica, segunda edición, México, 1985.
4. KERN, Donald. “Procesos de Transferencia de Calor”. Novena edición, Compañía Editorial Continental S.A., México, 1997.
5. KREITH, Frank. “Principios de Transferencia de Calor”. Herreros Hermanos, Sucesores s.a; primera edición en español, México, 1970.
6. MILLS, Anthony. “Transferencia de Calor”, McGraw Hill Editores, España, 1977.
7. MIRANDA B, Angel L.; MARTINEZ, Pedro R. “Torres de Refrigeración.” Ediciones Ceac. España, 1997.
8. MOTT, Robert. “Mecánica de fluidos aplicada”. Cuarta edición. Prentice al, México, 1996.
9. PDVSA. “Manual de Diseño de Proceso-Transferencia de Calor-Intercambiadores de Calor”. Venezuela, 1995.

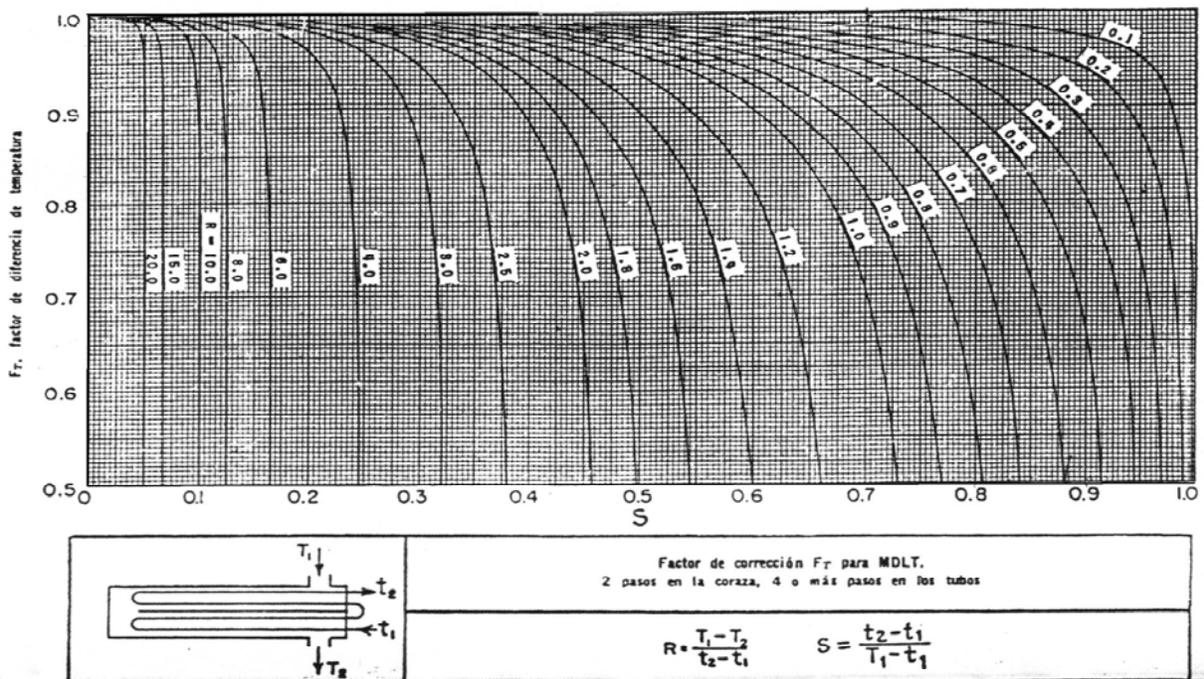
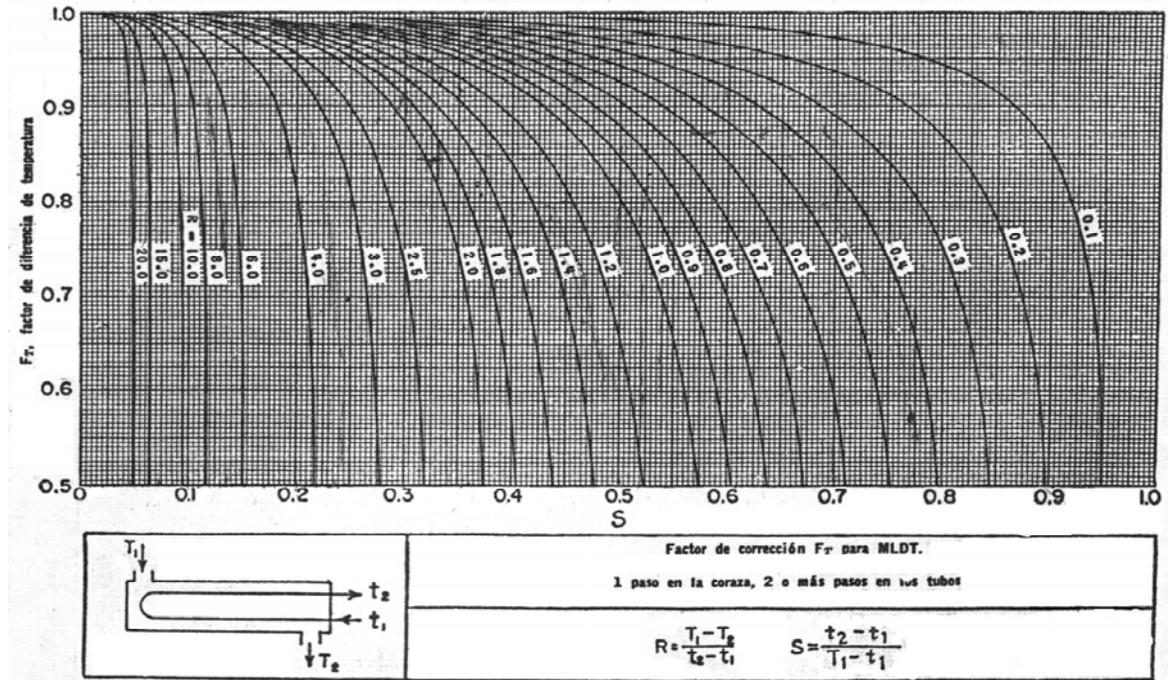
10. PERRY, Robert. “Manual del Ingeniero Químico”. Sexta edición. Tomo III. Editorial Mc Graw Hill, México, 1992.
11. SIMSCI. “Component and thermodynamic data input manual”, febrero 1997.
12. TREYBAL, Robert. “Operaciones de transferencia de masa”. Segunda edición. Editorial Mc Graw Hill, México 1993.
13. VILLANUEVA G, Rafael. “Evaluación del sistema de agua de enfriamiento de una planta de alquilación.” Valencia-Venezuela, 1997.

8. APÉNDICES.

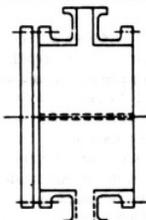
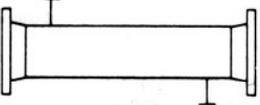
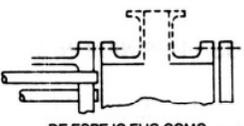
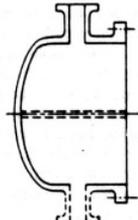
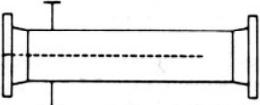
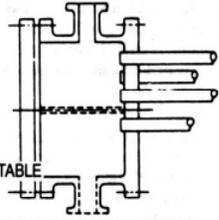
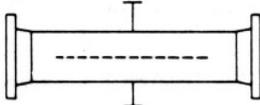
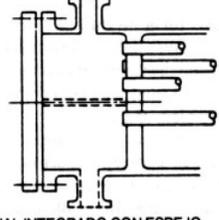
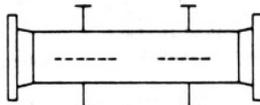
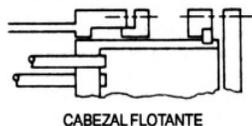
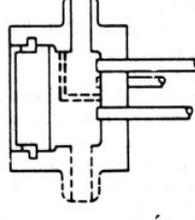
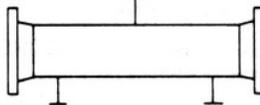
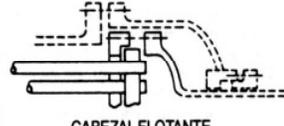
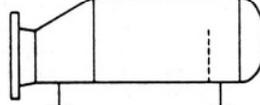
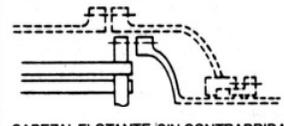
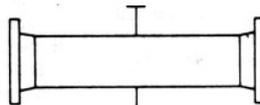
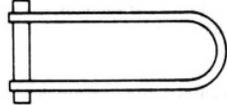
Apéndice 1. Factores de ensuciamiento para diversas aplicaciones. (Kern, 1997).

Temperatura del medio calefactor	Hasta 240°F		240–400°F †	
Temperatura del agua	125°F o menos		Más de 125°F	
Agua	Velocidad del agua, pps		Velocidad del agua, pps	
	3 pies o menos	Más de 3 pies	3 pies o menos	Más de 3 pies
Agua de mar	0.0005	0.0005	0.001	0.001
Salmuera natural	0.002	0.001	0.003	0.002
Torre de enfriamiento y tanque con rocío artificial:				
Agua de compensación tratada	0.001	0.001	0.002	0.002
Sin tratar	0.003	0.003	0.005	0.004
Agua de la ciudad o de pozo (como Grandes Lagos)	0.001	0.001	0.002	0.002
Grandes Lagos	0.001	0.001	0.002	0.002
Agua de río:				
Mínimo	0.002	0.001	0.003	0.022
Mississippi	0.003	0.002	0.004	0.003
Delaware, Schylkill	0.003	0.002	0.004	0.003
East River y New York Bay	0.003	0.002	0.004	0.003
Canal sanitario de Chicago	0.008	0.006	0.010	0.008
Lodosa o turbia	0.003	0.002	0.004	0.003
Dura (más de 15 granos/gal)	0.003	0.003	0.005	0.005
Enfriamiento de máquinas	0.001	0.001	0.001	0.001
Destilada	0.0005	0.0005	0.0005	0.0005
Alimentación tratada para calderas	0.001	0.0005	0.001	0.001
Purga de calderas	0.002	0.002	0.002	0.002

Apéndice 2. Factores de corrección de temperatura media logarítmica para intercambiadores 1-2.y 2-4 (Kern, 1997).



Apéndice 3. Designación TEMA para intercambiadores de calor tubo coraza (Perry, 1992).

	TIPOS DE CABEZAL ESTACIONARIO, EXTREMO FRONTAL		TIPOS DE CORAZAS		TIPOS DE CABEZALES, EXTREMO POSTERIOR
A	 CANAL Y CUBIERTA DESMONTABLE	E	 CORAZA DE UN PASO	L	 DE ESPEJO FIJO COMO EL CABEZAL ESTACIONARIO "A"
B	 CASQUETE (CUBIERTA INTEGRADA)	F	 CORAZA DE DOS PASOS CON DEFLECTOR LONGITUDINAL	M	 DE ESPEJO FIJO COMO EL CABEZAL ESTACIONARIO "B"
C	 SOLO HAZ DE TUBOS DESMONTABLE CANAL INTEGRADO CON ESPEJO Y CUBIERTA DESMONTABLE	G	 DE FLUJO PARTIDO	N	 DE ESPEJO FIJO COMO EL CABEZAL ESTACIONARIO "N"
N	 CANAL INTEGRADO CON ESPEJO Y CUBIERTA DESMONTABLE	H	 DE FLUJO PARTIDO DOBLE	P	 CABEZAL FLOTANTE CON EMPAQUE EXTERIOR
D	 CIERRE ESPECIAL A ALTA PRESIÓN	J	 DE FLUJO DIVIDIDO	S	 CABEZAL FLOTANTE CON DISPOSITIVO DE APOYO
		K	 REHERVIDOR DE CALDERA	T	 CABEZAL FLOTANTE "SIN CONTRABRIDA"
		X	 FLUJO CRUZADO	U	 HAZ DE TUBO EN U
				W	 ESPEJO FLOTANTE SELLADO EXTERNAMENTE

Apéndice 4. Arreglo de tubos en triángulo, (Kern, 1997).

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	1104	1072	37	1074	1044	1012	986	870
39	1377	1330	1258	1248	1212	39	1206	1176	1128	1100	1078
Tubos de 1" DE, arreglo triangular de 1 1/4 plg						Tubos de 1 1/4" DE, arreglo triangular de 1 9/16" 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 1/4	68	66	58	54	50	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	316	31	275	270	255	245	235
31	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						

Apéndice 4. Arreglo de tubos en cuadro, (Kern, 1997).

Tubos de 3/4" DE, arreglo en cuadro de 1 plg						Tubos de 1" DE, arreglo en cuadro de 1 1/4 plg					
Coraza DI, plg	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P	Coraza DI, plg	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P
8	32	26	20	20		8	21	16	14		
10	52	52	40	36		10	32	32	26	24	
12	81	76	68	68	60	12	48	45	40	38	36
13 1/4	97	90	82	76	70	13 1/4	61	56	52	48	44
15 1/4	137	124	116	108	108	15 1/4	81	76	68	68	64
17 1/4	177	166	158	150	142	17 1/4	112	112	96	90	82
19 1/4	224	220	204	192	188	19 1/4	138	132	128	122	116
21 1/4	277	270	246	240	234	21 1/4	177	166	158	152	148
23 1/4	341	324	308	302	292	23 1/4	213	208	192	184	184
25	413	394	370	356	346	25	260	252	238	226	222
27	481	460	432	420	408	27	300	288	278	268	260
29	553	526	480	468	456	29	341	326	300	294	286
31	657	640	600	580	560	31	406	398	380	368	358
33	749	718	688	676	648	33	465	460	432	420	414
35	845	824	780	766	748	35	522	518	488	484	472
37	934	914	886	866	838	37	596	574	562	544	532
39	1049	1024	982	968	948	39	665	644	624	612	600
Tubos de 1 1/4" DE, arreglo en cuadro de 1 9/16 plg						Tubos de 1 1/2" DE, arreglo en cuadro de 1 7/8 plg					
10	16	12	10			12	16	16	12	12	
12	30	24	22	16	16	12	16	16	12	12	
13 1/4	32	30	30	22	22	13 1/4	22	22	16	16	
15 1/4	44	40	37	35	31	15 1/4	29	29	25	24	22
17 1/4	56	53	51	48	44	17 1/4	39	39	34	32	29
19 1/4	78	73	71	64	56	19 1/4	50	48	45	43	39
21 1/4	96	90	86	82	78	21 1/4	62	60	57	54	50
23 1/4	127	112	106	102	96	23 1/4	78	74	70	66	62
25	140	135	127	123	115	25	94	90	86	84	78
27	166	160	151	146	140	27	112	108	102	98	94
29	193	188	178	174	166	29	131	127	120	116	112
31	226	220	209	202	193	31	151	146	141	138	131
33	258	252	244	238	226	33	176	170	164	160	151
35	293	287	275	268	258	35	202	196	188	182	176
37	334	322	311	304	293	37	224	220	217	210	202
39	370	362	348	342	336	39	252	246	237	230	224

Apéndice 5. Coeficiente de transferencia de calor global para diferentes aplicaciones. (Kern, 1997).

Enfriadores

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

Calentadores

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

Intercambiadores

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

Apéndice 6. Dimensiones de tubería de acero (IPS), (Kern, 1997).

PROPIEDADES DE LOS TUBOS

Los números de cédula y las designaciones de peso están de acuerdo con la Norma ANSI B36.10 para tubos de acero al carbono y aceros aleados, y la Norma ANSI B36.19 para tubos de acero inoxidable.

Tam. nominal del tubo	No. de Cédula		Designación del peso	Diám exterior, pulg	Diám. interior, pulg	Espesor de pared, pulg	Peso por pie, lb	Peso de agua por pie de tubo, lb	Superficie exterior por pie, pies ²	Superficie interior por pie, pies ²	Area transversa pulg ²
	Aceros al carbono y aleados	Aceros inoxidables									
1/8	...	10S405	.307	.049	.186	.0320	.106	.0804	.0740
	40	40S	Est.	.405	.269	.068	.244	.0246	.106	.0705	.0568
	80	80S	Ref.	.405	.215	.095	.314	.0157	.106	.0563	.0364
1/4	...	10S540	.410	.065	.330	.0570	.141	.1073	.1320
	40	40S	Est.	.540	.364	.088	.424	.0451	.141	.0955	.1041
	80	80S	Ref.	.540	.302	.119	.535	.0310	.141	.0794	.0716
3/8	...	10S675	.545	.065	.423	.1010	.177	.1427	.2333
	40	40S	Est.	.675	.493	.091	.567	.0827	.177	.1295	.1910
	80	80S	Ref.	.675	.423	.126	.738	.0609	.177	.1106	.1405
1/2	...	10S840	.670	.083	.671	.1550	.220	.1764	.3568
	40	40S	Est.	.840	.622	.109	.850	.1316	.220	.1637	.3040
	80	80S	Ref.	.840	.546	.147	1.087	.1013	.220	.1433	.2340
	160840	.466	.187	1.310	.0740	.220	.1220	.1706
	Doble Ref.	.840	.252	.294	1.714	.0216	.220	.0660	.0499
3/4	...	10S	...	1.050	.834	.083	.857	.2660	.275	.2314	.6138
	40	40S	Est.	1.050	.824	.113	1.130	.2301	.275	.2168	.5330
	80	80S	Ref.	1.050	.742	.154	1.473	.1875	.275	.1948	.4330
	1.050	.675	.188	1.727	.1514	.275	.1759	.3570
	160	...	Doble Ref.	1.050	.614	.218	1.940	.1280	.275	.1607	.2961
1	...	10S	...	1.315	1.097	.109	1.404	.4090	.344	.2872	.9448
	40	40S	Est.	1.315	1.049	.133	1.678	.3740	.344	.2740	.8640
	80	80S	Ref.	1.315	.957	.179	2.171	.3112	.344	.2520	.7190
	1.315	.877	.219	2.561	.2614	.344	.2290	.6040
	160	...	Doble Ref.	1.315	.815	.250	2.850	.2261	.344	.2134	.5217
1 1/4	...	10S	...	1.660	1.442	.109	1.806	.7080	.434	.3775	1.633
	40	40S	Est.	1.660	1.380	.140	2.272	.6471	.434	.3620	1.495
	80	80S	Ref.	1.660	1.278	.191	2.996	.5553	.434	.3356	1.283
	160	1.660	1.160	.250	3.764	.4575	.434	.3029	1.057
	Doble Ref.	1.660	.896	.382	5.214	.2732	.434	.2331	.6305
1 1/2	...	10S	...	1.900	1.682	.109	2.085	.9630	.497	.4403	2.221
	40	40S	Est.	1.900	1.610	.145	2.717	.8820	.497	.4213	2.036
	80	80S	Ref.	1.900	1.500	.200	3.631	.7648	.497	.3927	1.767
	160	1.900	1.337	.281	4.862	.6082	.497	.3519	1.405
	Doble Ref.	1.900	1.100	.400	6.408	.4117	.497	.2903	.950
2	...	10S	...	2.375	2.157	.109	2.638	1.583	.622	.5647	3.654
	40	40S	Est.	2.375	2.067	.154	3.652	1.452	.622	.5401	3.355
	2.375	2.041	.167	3.938	1.420	.622	.5360	3.280

PROPIEDADES DE LOS TUBOS (cont.)

Tam. nominal del tubo	No. de cédula		Designación del peso	Diám. ext., pulg	Diám. int., pulg	Espesor de pared, pulg	Peso por pie, lb	Peso de agua por pie de tubo, lb	Superficie exterior por pie, pies ²	Superficie interior por pie, pies ²	Area transversal, pulg ²
	Aceros al carbono y aleados	Aceros inoxidables									
2 (Cont.)	80	80S	Ref.	2.375	2.000	.188	4.380	1.363	.622	.5237	3.142
				2.375	1.939	.218	5.022	1.279	.622	.5074	2.953
				2.375	1.875	.250	5.673	1.196	.622	.4920	2.761
	160	...	Doble Ref.	2.375	1.750	.312	6.883	1.041	.622	.4581	2.405
				2.375	1.689	.343	7.450	.767	.622	.4422	2.240
				2.375	1.503	.436	9.029	.769	.622	.3929	1.774
2 1/2	40	40S	Est.	2.875	2.635	.120	3.53	2.360	.753	.6900	5.453
				2.875	2.469	.203	5.79	2.072	.753	.6462	4.788
				2.875	2.441	.217	6.16	2.026	.753	.6381	4.680
	80	80S	Ref.	2.875	2.323	.276	7.66	1.834	.753	.6095	4.238
				2.875	2.125	.375	10.01	1.535	.753	.5564	3.547
				2.875	1.771	.552	13.69	1.067	.753	.4627	2.464
3	...	10S	...	3.500	3.260	.120	4.33	3.62	.916	.853	8.346
				3.500	3.250	.125	4.52	3.60	.916	.851	8.300
				3.500	3.204	.148	5.30	3.52	.916	.840	8.100
	40	40S	Est.	3.500	3.124	.188	6.65	3.34	.916	.819	7.700
				3.500	3.068	.216	7.57	3.20	.916	.802	7.393
				3.500	3.018	.241	8.39	3.10	.916	.790	7.155
	80	80S	Ref.	3.500	2.992	.254	8.80	3.06	.916	.785	7.050
				3.500	2.922	.289	9.91	2.91	.916	.765	6.700
				3.500	2.900	.300	10.25	2.86	.916	.761	6.605
	160	...	Doble Ref.	3.500	2.875	.312	10.64	2.81	.916	.753	6.492
				3.500	2.687	.406	13.42	2.46	.916	.704	5.673
				3.500	2.624	.438	14.32	2.34	.916	.687	5.407
3.500	2.300	.600	18.58	1.80	.916	.601	4.155				
3 1/2	...	10S	...	4.000	3.760	.120	4.97	4.81	1.047	.984	11.10
				4.000	3.744	.128	5.38	4.78	1.047	.981	11.01
				4.000	3.732	.134	5.58	4.75	1.047	.978	10.95
	40	40S	Est.	4.000	3.704	.148	6.26	4.66	1.047	.971	10.75
				4.000	3.624	.188	7.71	4.48	1.047	.950	10.32
				4.000	3.548	.226	9.11	4.28	1.047	.929	9.89
	80	80S	Ref.	4.000	3.438	.281	11.17	4.02	1.047	.900	9.28
				4.000	3.364	.318	12.51	3.85	1.047	.880	8.89
				4.000	3.312	.344	13.42	3.73	1.047	.867	8.62
	4.000	3.062	.469	17.68	3.19	1.047	.802	7.37			
4.000	2.728	.636	22.85	2.53	1.047	.716	5.84				
4	...	10S	...	4.500	4.260	.120	5.61	6.18	1.178	1.115	14.25
				4.500	4.244	.128	5.99	6.14	1.178	1.111	14.15
				4.500	4.232	.134	6.26	6.11	1.178	1.110	14.10
	4.500	4.216	.142	6.61	6.06	1.178	1.105	13.98
				4.500	4.170	.165	7.64	5.92	1.178	1.093	13.67
				4.500	4.124	.188	8.56	5.80	1.178	1.082	13.39

PROPIEDADES DE LOS TUBOS (cont.)

Tam. nominal del tubo	No. de cédula		Designación del peso	Diám. ext., pulg	Diám. int., pulg	Espesor de pared pulg	Peso por pie, lb	Peso de agua por pie de tubo, lb	Superficie exterior por pie, pies ²	Superficie interior por pie, pies ²	Area transversal, pulg ²
	Aceros al carbono y aleados	Aceros inoxidables									
4 (Cont.)	40	40S	Est.	4.500	4.090	.205	9.39	5.71	1.178	1.071	13.15
				4.500	4.026	.237	10.79	5.51	1.178	1.055	12.73
				4.500	4.000	.250	11.35	5.45	1.178	1.049	12.57
				4.500	3.958	.271	12.24	5.35	1.178	1.038	12.31
				4.500	3.938	.281	12.67	5.27	1.178	1.031	12.17
				4.500	3.900	.300	13.42	5.19	1.178	1.023	11.96
	80	80S	Ref.	4.500	3.876	.312	14.00	5.12	1.178	1.013	11.80
				4.500	3.826	.337	14.98	4.98	1.178	1.002	11.50
				4.500	3.750	.375	16.52	4.78	1.178	.982	11.04
				4.500	3.624	.438	19.00	4.47	1.178	.949	10.32
				4.500	3.500	.500	21.36	4.16	1.178	.916	9.62
				4.500	3.438	.531	22.60	4.02	1.178	.900	9.28
				4.500	3.152	.674	27.54	3.38	1.178	.826	7.80
				Doble Ref.							
5	40	40S	Est.	5.563	5.295	.134	7.770	9.54	1.456	1.386	22.02
				5.563	5.047	.258	14.62	8.66	1.456	1.321	20.01
				5.563	4.859	.352	19.59	8.06	1.456	1.272	18.60
	80	80S	Ref.	5.563	4.813	.375	20.78	7.87	1.456	1.260	18.19
				5.563	4.688	.437	23.95	7.47	1.456	1.227	17.26
				5.563	4.563	.500	27.10	7.08	1.456	1.195	16.35
				5.563	4.313	.625	32.96	6.32	1.456	1.129	14.61
	120	...	Doble Ref.	5.563	4.063	.750	38.55	5.62	1.456	1.064	12.97
			
	6	40	40S	Est.	6.625	6.357	.134	9.29	13.70	1.735	1.660
6.625					6.287	.169	11.56	13.45	1.735	1.650	31.00
6.625					6.265	.180	12.50	13.38	1.735	1.640	30.81
6.625					6.249	.188	12.93	13.31	1.735	1.639	30.70
6.625					6.187	.219	15.02	13.05	1.735	1.620	30.10
6.625					6.125	.250	17.02	12.80	1.735	1.606	29.50
80		80S	Ref.	6.625	6.071	.277	18.86	12.55	1.735	1.591	28.95
				6.625	6.065	.280	18.97	12.51	1.735	1.587	28.99
				6.625	5.875	.375	25.10	11.75	1.735	1.540	27.10
				6.625	5.761	.432	28.57	11.29	1.735	1.510	26.07
120		...	Doble Ref.	6.625	5.625	.500	32.79	10.85	1.735	1.475	24.85
				6.625	5.501	.562	36.40	10.30	1.735	1.470	23.77
				6.625	5.189	.718	45.30	9.16	1.735	1.359	21.15
				6.625	4.897	.864	53.16	8.14	1.735	1.280	18.83
8	10S	...	8.625	8.329	.148	13.40	23.6	2.26	2.180	54.5	
			8.625	8.309	.158	14.26	23.6	2.26	2.178	54.3	
			8.625	8.295	.165	14.91	23.5	2.26	2.175	54.1	
			8.625	8.249	.188	16.90	23.2	2.26	2.161	53.5	
			8.625	8.219	.203	18.30	23.1	2.26	2.152	53.1	
			8.625	8.187	.219	19.64	22.9	2.26	2.148	52.7	

PROPIEDADES DE LOS TUBOS (cont.)

Tam. nominal del tubo	No. de cédula		Designación del peso	Diám. ext., pulg	Diám. int., pulg	Espesor de pared pulg	Peso por pie, lb	Peso de agua por pie de tubo, lb	Superficie exterior por pie, pies ²	Superficie interior por pie, pies ²	Area transversal, pulg ²
	Aceros al carbono y aleados	Aceros inoxidables									
8 (Cont.)	8.625	8.149	.238	21.43	22.7	2.26	2.136	52.2
	20	8.625	8.125	.250	22.40	22.5	2.26	2.127	51.8
	30	8.625	8.071	.277	24.70	22.2	2.26	2.115	51.2
	40	40S	Est.	8.625	7.981	.322	28.55	21.6	2.26	2.090	50.0
	8.625	7.937	.344	30.40	21.4	2.26	2.078	49.5
	8.625	7.921	.352	31.00	21.3	2.26	2.072	49.3
	8.625	7.875	.375	33.10	21.1	2.26	2.062	48.7
	60	8.625	7.813	.406	35.70	20.8	2.26	2.045	47.9
	8.625	7.687	.469	40.83	20.1	2.26	2.013	46.4
	80	80S	Ref.	8.625	7.625	.500	43.39	19.8	2.26	2.006	45.6
	100	8.625	7.439	.593	50.90	18.8	2.26	1.947	43.5
	8.625	7.375	.625	53.40	18.5	2.26	1.931	42.7
	120	8.625	7.189	.718	60.70	17.6	2.26	1.882	40.6
	140	8.625	7.001	.812	67.80	16.7	2.26	1.833	38.5
	Doble Ref.	8.625	6.875	.875	72.42	16.1	2.26	1.800	37.1
160	8.625	6.813	.906	74.70	15.8	2.26	1.784	36.4	
10	...	10S	...	10.750	10.420	.165	18.65	36.9	2.81	2.73	85.3
	10.750	10.374	.188	21.12	36.7	2.81	2.72	84.5
	10.750	10.344	.203	22.86	36.5	2.81	2.71	84.0
	10.750	10.310	.219	24.60	36.2	2.81	2.70	83.4
	20	10.750	10.250	.250	28.03	35.9	2.81	2.68	82.6
	10.750	10.192	.279	31.20	35.3	2.81	2.66	81.6
	30	10.750	10.136	.307	34.24	35.0	2.81	2.65	80.7
	10.750	10.054	.348	38.66	34.4	2.81	2.64	79.3
	40	40S	Est.	10.750	10.020	.365	40.48	34.1	2.81	2.62	78.9
	10.750	9.960	.395	43.68	33.7	2.81	2.61	77.9
	60	80S	Ref.	10.750	9.750	.500	54.74	32.3	2.81	2.55	74.7
	10.750	9.687	.531	57.98	31.9	2.81	2.54	73.7
	80	10.750	9.564	.593	64.40	31.1	2.81	2.50	71.8
	100	10.750	9.314	.718	77.00	29.5	2.81	2.44	68.1
	10.750	9.250	.750	80.10	29.1	2.81	2.42	67.2
120	10.750	9.064	.843	89.20	27.9	2.81	2.37	64.5	
140	10.750	8.750	1.000	104.20	26.1	2.81	2.29	60.1	
...	10.750	8.625	1.063	109.90	25.3	2.81	2.26	58.4	
160	10.750	8.500	1.125	115.00	24.6	2.81	2.22	56.7	
12	...	10S	...	12.750	12.390	.180	24.16	52.2	3.34	3.24	120.6
	12.750	12.344	.203	27.2	52.0	3.34	3.23	119.9
	12.750	12.312	.219	29.3	51.7	3.34	3.22	119.1
	12.750	12.274	.238	31.8	51.5	3.34	3.22	118.5
	20	12.750	12.250	.250	33.4	51.3	3.34	3.12	118.0

Apéndice 7. Valore de fatiga (rase, 1984).

Material	Especificación			Sección 3. TUBERIA DE REFINERIAS DE PETROLEO														
	ASTM or API	Grado	Clase*	Temperatura (°F)														
				-20 to 100	200	300	400	500	600	650	700	750	800	850				
Acero Al Carbono	A-53 or 5L†	—	BW LW	9000 11250	8600 10800	8200 10200	7800 9750											
		A B	ERW	13600 17000	13000 16200	12300 15400	11750 14650	11100 13900	10500 13150	10200 12750	9900 12200	9100 11000	7900 9200	6700 7350				
	A-83	A B	S	16000 20000	15300 19100	14500 18150	13800 17250	13100 16350	12350 15500	12000 15000	11650 14350	10700 12950	9300 10800	7900 8650				
		A	S	16000	15300	14500	13800	13100	12350	12000	11650	10700	9300	7900				
	A-106	A B	S	16000 20000	15300 19100	14500 18150	13800 17250	13100 16350	12350 15500	12000 15000	11650 14350	10700 12950	9300 10800	7900 8650				
		A	S	16000	15300	14500	13800	13100	12350	12000	11650	10700	9300	7900				
	A-135	A B	ERW	13600 17000	13000 16200	12300 15400	11750 14650	11100 13900	10500 13150	10200 12750	9900 12200	9100 11000	7900 9200	6700 7350				
		C50 C55		16650 18350	15900 17500	15200 16700	14450 15850	13650 15000	12900 14200	12500 13750	12100 13250	11150 12050	9600 10200	8050 8350				
	A-155†*	KC60 KC65 KC70	EFW	20000	19100	18150	17250	16350	15500	15000	14350	12950	10800	8650				
				21650	20700	19700	18700	17750	16750	16250	15500	13850	11400	8950				
				23350	22250	21250	20150	19100	18050	17500	16600	14750	12000	9250				
	A-333	O	S	18350	17500	16700	15850	15000	14200	13750	13250	12050	10200	8350				
	HIERRO FORJADO	A-72	— —	BW LW	8000 10650	7650 10200	7250 9700	6900 9200	8750	8250	8000	7700	7300					
	½ Cr-½ Mo 1 Cr-½ Mo	A-155†	½ CR 1 CR	EFW	21650 20000	20800 19250	19950 18500	19150 17750	18300 17000	17500 16250	17100 15900	16700 15500	16250 15150	15650 14750	14400 14200			
1¼ Cr-½ Mo 2¼ Cr-1 Mo 5 Cr-½ Mo	1¼ CR 2¼ CR 5 CR		20000 18750 18750		19300 18250 17900	18550 17650 17050	17850 17150 16200	17150 16600 15350	16450 16050 14500	16050 15800 14100	15700 15500 13650	15350 15000 13250	15000 15000 12800	14400 14400 12400				
½ Cr-½ Mo 1 Cr-½ Mo 1¼ Cr-½ Mo	P2 P12 P11		18350 18750 18750		17650 18250 18250	16950 17600 17650	16300 17050 17150	15600 16450 16600	14900 15900 16050	14550 15650 15800	14200 15350 15550	13850 15050 15300	13500 14750 15000	13150 14200 14400				
2¼ Cr-1 Mo 3 Cr-1 Mo 5 Cr-½ Mo	A-335	P22 P21 P5	S	18750 18750 18750	18250 18100 17900	17650 17400 17050	17150 16750 16200	16600 16100 15350	16050 15450 14500	15800 15150 14100	15500 14800 13650	15300 14500 12800	15000 13900 12400					
5 Cr-½ Mo-Si 7 Cr-½ Mo 9 Cr-1 Mo		P5b P7 P9		18750 18750 18750	17900 17850 17900	17050 17000 17100	16200 16150 16250	15350 15300 15450	14500 14450 14600	14100 14000 14200	13650 13550 13800	13250 13100 13350	12800 12500 12950	12400 11500 12500				
18 Cr-8 Ni 16 Cr-13 Ni-2½ Mo		A-312		TP304 TP316	S	18750 18750	16650 18750	15000 17900	13650 17500	12500 17200	11600 17100	11200 17050	10800 17000	10400 16900	10000 16750	9700 16500		
18 Cr-8 Ni-Ti 18 Cr-8 Ni-Cb	TP321 TP347		18750 18750	18750 18750		17000 17000	15800 15800	15200 15200	14900 14900	14850 14850	14800 14800	14700 14700	14550 14550	14300 14300				
COBRE	B-42▲		Recocido	S		6000	5900	5000	2500	750								
NIQUEL	B-161	Recocido	S	10000	10000	10000	10000	10000	10000									
MONEL	B-165	Recocido	S	17500	16500	15500	14800	14700	14700	14700	14700	14650	14500	12500				
ALUMINIO	B-241■	M1A	S	3600	3000	2500	1900											

Apéndice 8. Datos tomados en campo para el intercambiador E-11 y la torre de enfriamiento CT-2.

Tabla N° 1A. Datos obtenidos de campo obtenidos para el intercambiador E-11.

Hora	Agua			Benceno			
	T _{ent} (°C)	T _{sal} (°C)	P _{sal} (Psig)	T _{ent} (°C)	T _{sal} (°C)	P _{ent} (Psig)	% de la placa
08:00	27	41	10	85	28	22,7	2,6
09:00	28	43	10	88	29	22,7	2,6
10:00	30	43	10	88	29	22,7	3,5
11:00	30	43	10	88	30	22,7	2,6
12:00	29	43	10	88	29	22,7	2,6
13:00	29	44	10	88	30	22,7	2,6
14:00	30	44	10	87	30	22,7	2,6
15:00	30	44	10	87	30	22,7	2,6
16:00	30	44	10	87	30	22,7	2,6
17:00	30	44	10	87	30	22,7	2,6
18:00	30	44	10	87	30	22,7	2,6

Nota: estos valores se obtuvieron durante la regeneración de las torres secadoras de Alumina. Se tomo un promedio aritmético de 4 mediciones hechas para cada variable.

Tabla N° 2A. Temperaturas de bulbo húmedo y seco, medidas a la salida del ventilador de la CT-2.

Hora	Temp Bulbo humedo, (t _G) (°C)	Temp Bulbo Seco, t _w (°C)
10:50	28,9	29,0
11:50	29,4	30,0
12:50	29,6	29,8
13:50	29,9	29,6
14:50	29,6	29,8
15:50	29,7	30,1
16:50	29,5	30,0
17:50	30,0	29,8
18:50	30,1	30,0

Nota: Estos valores se midieron por una semana, donde se toma un promedio para establecer dichos parámetros.

Apéndice 9. Hoja de especificaciones obtenidas por el simulador Hextran para el intercambiador doble tubo E-11 y el intercambiador tubos-coraza E-4B operando en la producción de LAB.

=====

DOUBLE PIPE EXCHANGER DATA SHEET

-----I

I EXCHANGER NAME CONDENSA UNIT ID E-11 I
I SIZE 2-1079 , HORIZONTAL CONNECTED 1 PARALLELSERIES I
I AREA/UNIT 37. FT2 (37. FT2 REQUIRED) AREA/SHELL 37. FT2 I

I PERFORMANCE OF ONE UNIT SHELL-SIDE TUBE-SIDE I

I FEED STREAM NUMBER PROCESO SERVICIO I
I FEED STREAM NAME BENCENO AGUA I
I TOTAL FLUID LB /HR 2353. 5216. I
I VAPOR (IN/OUT) LB /HR 0./ 0. 0./ 0. I
I LIQUID LB /HR 2353./ 2353. 0./ 0. I
I STEAM LB /HR 0./ 0. 0./ 0. I
I WATER LB /HR 0./ 0. 5216./ 5216. I
I NON CONDENSIBLE LB /HR 0. 0. I
I TEMPERATURE (IN/OUT) DEG F 190.4 / 94.8 86.0 / 103.1 I
I PRESSURE (IN/OUT) PSIA 22.70 / 21.32 25.00 / 24.1 I

I SP. GR., LIQ (60F / 60F H2O) 0.885 / 0.885 1.000 / 1.000 I
I VAP (60F / 60F AIR) 0.000 / 0.000 0.000 / 0.000 I
I DENSITY, LIQUID LB/FT3 50.645 / 54.048 62.144 / 61.947 I
I VAPOR LB/FT3 0.000 / 0.000 0.000 / 0.000 I
I VISCOSITY, LIQUID CP 0.289 / 0.529 0.797 / 0.657 I
I VAPOR CP 0.000 / 0.000 0.000 / 0.000 I
I THRML COND, LIQ BTU/HR-FT-F 0.0712 / 0.0817 0.3566 / 0.3634 I
I VAP BTU/HR-FT-F 0.0000 / 0.0000 0.0000 / 0.0000 I
I SPEC.HEAT, LIQUID BTU /LB F 0.4231 / 0.3681 0.9977 / 0.9974 I
I VAPOR BTU /LB F 0.0000 / 0.0000 0.0000 / 0.0000 I
I LATENT HEAT BTU /LB 0.00 0.00 I
I VELOCITY FT/SEC 1.50 2.25 I
I DP/SHELL (DES/CALC) PSI 0.00 / 1.38 0.00 / 0.90 I
I FOULING RESIST FT2-HR-F/BTU 0.00100 (0.00101 REQD) 0.00250 I

I TRANSFER RATE BTU/HR-FT2-F SERVICE 70.96 (70.92 REQD), CLEAN 99.15 I
I HEAT EXCHANGED MMBTU /HR 0.089, MTD (CORRECTED) 34.2, FT 1.000 I

I CONSTRUCTION OF ONE SHELL SHELL-SIDE TUBE-SIDE I

I DESIGN PRESSURE/TEMP PSIA /F 75./ 200. 100./ 200. I
I NO OF PASSES: COUNTERCURRENT 1 1 I
I MATERIAL CARB STL CARB STL I
I INLET NOZZLE ID/NO IN 1.0/ 1 1.0/ 1 I
I OUTLET NOZZLE ID/NO IN 1.0/ 1 1.0/ 1 I

I TUBE: OD (IN) 1.660 ID (IN) 1.380 THK (IN) 0.140 I
I TUBE: TYPE BARE, CONDUCTIVITY 30.00 BTU/HR-FT-F I
I SHELL: ID 2.07 IN I
I RHO-V2: INLET NOZZLE 234.2 LB/FT-SEC2 I

=====

DOUBLE PIPE EXTENDED DATA SHEET

-----I

I EXCHANGER NAME CONDENSA UNIT ID E-11 I
 I SIZE 2-1079 CONNECTED 1 PARALLEL 1 SERIES I
 I AREA/UNIT 37. FT2 (37. FT2 REQUIRED) I

I PERFORMANCE OF ONE UNIT SHELL-SIDE TUBE-SIDE I

I FEED STREAM NUMBER PROCESO SERVICIO I
 I FEED STREAM NAME BENCENO AGUA I
 I WT FRACTION LIQUID (IN/OUT) 1.00 / 1.00 1.00 / 1.00 I
 I REYNOLDS NUMBER 10437. 33066. I
 I PRANDTL NUMBER 4.778 4.838 I
 I UOPK, LIQUID 9.719 / 9.719 0.000 / 0.000 I
 I VAPOR 0.000 / 0.000 0.000 / 0.000 I
 I SURFACE TENSION DYNES/CM 0.000 / 0.000 0.000 / 0.000 I
 I FILM COEF (SCL) BTU/HR-FT2-F 136.9 (1.000) 510.3 (1.000) I
 I FOULING LAYER THICKNESS IN 0.000 0.000 I

I THERMAL RESISTANCE I

I UNITS: (FT2-HR-F/BTU) (PERCENT) (ABSOLUTE) I
 I SHELL FILM 51.82 0.00730 I
 I TUBE FILM 16.73 0.00236 I
 I TUBE METAL 3.02 0.00043 I
 I TOTAL FOULING 28.44 0.00401 I
 I ADJUSTMENT 0.05 0.00001 I

I PRESSURE DROP SHELL-SIDE TUBE-SIDE I

I UNITS: (PSIA) (PERCENT) (ABSOLUTE) (PERCENT) (ABSOLUTE) I
 I WITHOUT NOZZLES 97.15 1.34 82.01 0.74 I
 I INLET NOZZLES 1.83 0.03 11.23 0.10 I
 I OUTLET NOZZLES 1.03 0.01 6.76 0.06 I
 I TOTAL /SHELL 1.38 0.90 I
 I TOTAL /UNIT 1.38 0.90 I
 I DP SCALER 1.00 1.00 I

I CONSTRUCTION OF ONE SHELL I

I TUBE:OVERALL LENGTH 89.9 FT ANNULAR HYD. DIA. 0.41 IN I
 I NET FREE FLOW AREA 0.008 FT2 AREA RATIO (OUT/IN) 1.203 I
 I THERMAL COND. 30.0BTU/HR-FT-F DENSITY 490.80 LB/FT3 I

SHELL AND TUBE EXCHANGER DATA SHEET

I-----I										
I	EXCHANGER NAME	E-4B					UNIT ID	2001		I
I	SIZE	24- 528	TYPE	BEU,	HORIZONTAL	CONNECTED	1	PARALLEL	1	SERIES
I	AREA/UNIT	1416. FT2 (1415. FT2 REQUIRED)		AREA/SHELL	1416. FT2		I	
I-----I										
I	PERFORMANCE OF ONE UNIT		SHELL-SIDE			TUBE-SIDE			I	
I-----I										
I	FEED STREAM NUMBER	1002				1001				I
I	FEED STREAM NAME	1002				1001				I
I	TOTAL FLUID	LB /HR	103531.			47575.			I	
I	VAPOR (IN/OUT)	LB /HR	0./	0.	0./	0. I				
I	LIQUID	LB /HR	0./	0.	47575./	47575. I				
I	STEAM	LB /HR	0./	0.	0./	0. I				
I	WATER	LB /HR	103531./	103531.	0./	0. I				
I	NON CONDENSIBLE	LB /HR	0.			0. I				
I	TEMPERATURE (IN/OUT)	DEG F	86.0 /	104.3	184.7 /	96.6 I				
I	PRESSURE (IN/OUT)	PSIA	25.00 /	15.85	37.50 /	36.42 I				
I-----I										
I	SP. GR., LIQ (60F / 60F H2O)		1.000 /	1.000	0.889 /	0.889 I				
I	VAP (60F / 60F AIR)		0.000 /	0.000	0.000 /	0.000 I				
I	DENSITY, LIQUID	LB/FT3	62.144 /	61.931	50.544 /	54.042 I				
I	VAPOR	LB/FT3	0.000 /	0.000	0.000 /	0.000 I				
I	VISCOSITY, LIQUID	CP	0.797 /	0.649	0.232 /	0.321 I				
I	VAPOR	CP	0.000 /	0.000	0.000 /	0.000 I				
I	THRML COND, LIQ	BTU/HR-FT-F	0.3566 /	0.3639	0.0720 /	0.0812 I				
I	VAP	BTU/HR-FT-F	0.0000 /	0.0000	0.0000 /	0.0000 I				
I	SPEC.HEAT, LIQUID	BTU /LB F	0.9977 /	0.9974	0.4725 /	0.4345 I				
I	VAPOR	BTU /LB F	0.0000 /	0.0000	0.0000 /	0.0000 I				
I	LATENT HEAT	BTU /LB	0.00			0.00 I				
I	VELOCITY	FT/SEC	1.64			1.56 I				
I	DP/SHELL (DES/CALC)	PSI	0.00 /	9.15	0.00 /	1.08 I				
I	FOULING RESIST	FT2-HR-F/BTU	0.00250 (0.00251 REQD)		0.00100	I				
I-----I										
I	TRANSFER RATE	BTU/HR-FT2-F	SERVICE	77.85 (77.78 REQD),	CLEAN	110.36		I	
I	HEAT EXCHANGED	MMBTU /HR	1.895,	MTD (CORRECTED)	17.2,	FT	0.500		I	
I-----I										
I	CONSTRUCTION OF ONE SHELL		SHELL-SIDE			TUBE-SIDE			I	
I-----I										
I	DESIGN PRESSURE/TEMP	PSIA /F	100./	200.	100./	200. I				
I	NUMBER OF PASSES		1			2 I				
I	MATERIAL		CARB STL			CARB STL I				
I	INLET NOZZLE ID/NO	IN	4.0/	1	3.1/	1 I				
I	OUTLET NOZZLE ID/NO	IN	4.0/	1	3.1/	1 I				
I-----I										
I	TUBE: NUMBER	174, OD	0.750	IN ,	BWG	14	, LENGTH 44.0 FT		I	
I	TYPE	BARE,	PITCH			1.0	IN,	PATTERN 90 DEGREES		I
I	SHELL: ID	24.00	IN,	SEALING STRIPS			0 PAIRS		I	
I	BAFFLE: CUT	.200,	SPACING (IN):	IN	6.45,	CENT	4.80,	OUT	6.45, SING	
I	RHO-V2: INLET NOZZLE	1702.9 LB/FT-SEC2								
I	TOTAL WEIGHT/SHELL, LB	6060.5	FULL OF WATER	21677.6	BUNDLE	7568.6		I		
I-----I										

Apéndice 10. Curva característica de la bomba P-516 A/B.

LAYNE & BOWLER, INC. MEMPHIS, TENN. 38108		No. Stages	Eff. Change	MATERIAL	Eff. Change	12 TLC	1760 R.P.M.
		1	-2	IMP - C.I.	-2	SINGLE STAGE LAB PERFORMANCE WITH STANDARD MATERIALS. EFFICIENCY SHOWN FOR 4 OR MORE STAGES. HORSE POWER SHOWN FOR ONE STAGE BASED ON 4 STAGE EFFICIENCY. CORRECTIONS SHOULD BE MADE FOR STAGES AND MATERIAL.	
		2	-1	IMP - NI-R	-1		
		3	0	BOWL - BRZ.	-1		
		4		BOWL - NI-R	-1		

