

00579



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

FACULTAD DE QUIMICA
DIVISION DE ESTUDIOS DE POSTGRADO

APLICACION DE LA TECNOLOGIA DEL PUNTO DE PLIEGUE
A LA READECUACION DE LA RED DE INTERCAMBIO DE
CALOR DE LA PLANTA DE ACRILONITRILO DEL
COMPLEJO PETROQUIMICO INDEPENDENCIA

T E S I S

Para obtener el grado de :

MAESTRIA EN INGENIERIA QUIMICA

(Procesos de Refinación y Petroquímica)

S u s t e n t a d o p o r :

TESIS CON
FALSA DE ORIGEN

VICTOR MANUEL HERRERO VIVANCO



Asesor: M.C. Victor Manuel Briones Vallejo

1 9 9 3



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

RESUMEN DEL CONTENIDO

| | Página |
|--|--------|
| RESUMEN..... | IV |
| LISTA DE FIGURAS Y TABLAS..... | V |
| 1.0 INTRODUCCION..... | 1 |
| 2.0 GENERALIDADES..... | 6 |
| 2.1 Entorno del problema..... | 6 |
| 2.2 Planta de acrilonitrilo..... | 11 |
| 2.2.1 Descripción del proceso..... | 12 |
| 2.2.2 Relación de cambiadores de calor involucrados en el presente estudio... | 18 |
| 3.0 TECNOLOGIA DEL PUNTO DE PLIEGUE..... | 21 |
| 3.1 Tecnología del punto de pliegue para la síntesis de redes de intercambio de calor..... | 23 |
| 3.1.1 Principios básicos..... | 23 |
| 3.1.2 Método de diseño del punto de pliegue.. | 35 |
| 3.2 Procedimiento para efectuar readecuaciones de redes de intercambio de calor basadas en la tecnología del punto de pliegue..... | 41 |
| 3.2.1 Establecimiento de objetivos..... | 41 |

| | | |
|-------|---|-----|
| 3.2.2 | Herramientas de diseño..... | 55 |
| 3.2.3 | Diseño..... | 64 |
| 4.0 | APLICACION DE LA TECNOLOGIA DEL PUNTO DE PLIEGUE A LA READECUACION DE LA RED DE INTERCAMBIO DE CALOR DE LA PLANTA DE ACRILONITRILO..... | 67 |
| 4.1 | Establecimiento de objetivos..... | 72 |
| 4.2 | Diseño..... | 88 |
| 4.2.1 | Análisis de los intercambiadores de calor existentes en la red actual..... | 88 |
| 4.2.2 | Corrección de unidades mal colocadas... | 94 |
| 4.2.3 | Colocación de unidades nuevas..... | 99 |
| 4.2.4 | Evolución de la nueva red generada..... | 109 |
| 5.0 | ANALISIS ECONOMICO DE LA NUEVA ESTRUCTURA PROPUESTA..... | 118 |
| 5.1 | Definición de los nuevos requerimientos de área..... | 118 |
| 5.2 | Requerimientos económicos necesarios para la readecuación..... | 123 |
| 5.3 | Ahorro energético alcanzable mediante la readecuación..... | 125 |
| 6.0 | CONCLUSIONES..... | 127 |

| | | |
|---------------------------------|--|-----|
| APENDICE A | Procedimiento para la definición de los intervalos de temperatura utilizados para la partición de las corrientes de proceso..... | 131 |
| APENDICE B | El algoritmo de la tabla problema..... | 134 |
| APENDICE C | Intercambiadores que transmiten calor a través del punto de pliegue..... | 138 |
| APENDICE D | Modificación de las cargas térmicas al rededor de ciclos y a lo largo de rutas..... | 142 |
| APENDICE E | Información de diseño de los equipos que conforman la red de intercambio de calor de la planta..... | 146 |
| REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS..... | | 168 |

RESUMEN

En este trabajo se aplica la tecnología del punto de pliegue, a la Planta de Acrilonitrilo de PEMEX en el Complejo Petroquímico Independencia, mediante la metodología desarrollada para la readecuación de redes de intercambio de calor de plantas existentes, propuesta por Tjoe y Linnhoff, con la finalidad de encontrar un posible ahorro energético en el proceso, pero tomando en cuenta las restricciones dadas por el arreglo físico de la planta, los aspectos de control, seguridad, flexibilidad, etc., lo cual debe reflejarse en un menor costo del producto, haciéndolo más competitivo en el mercado.

El desarrollo de este estudio se lleva a cabo de acuerdo a la siguiente secuencia: definición del problema y su entorno dentro de la ingeniería de procesos, la descripción general de la planta, la descripción de las bases teóricas de la tecnología del punto de pliegue y la metodología para readecuaciones adoptada para este trabajo, la aplicación de esta tecnología a la planta en cuestión, el análisis económico de los resultados obtenidos y la definición de conclusiones al respecto. También se incluyen cinco apéndices relacionados con el tema que se trata y finalmente se complementa este trabajo con el resumen de las referencias bibliográficas consultadas.

LISTA DE FIGURAS Y TABLAS

CAPITULO 2.0

- FIGURA 2.1 Comparación entre Análisis y Síntesis
- FIGURA 2.1.1 Diagrama de flujo de la Planta de Acrilonitrilo

CAPITULO 3.0

- FIGURA 3.1.1 Diagrama Temperatura-Entalpia para un proceso simple con una corriente caliente y una fría
- FIGURA 3.1.2 Diagrama de Curvas Compuestas para un proceso complejo y sus requerimientos mínimos de energía (objetivo)
- FIGURA 3.1.3 El Punto de Pliegue divide al sistema en dos subsistemas
- FIGURA 3.1.4 Incremento en ambos servicios debido a un incremento en ΔT_{min}
- FIGURA 3.1.5 Intercambios de calor alineados verticalmente entre las curvas compuestas nos llevan a el área mínima de intercambio de calor
- FIGURA 3.1.6 Los intercambios de calor cruzados incrementan el área total
- FIGURA 3.1.7 Gráfica de Energía Objetivo contra Area Objetivo
- FIGURA 3.1.8 Balance Óptimo entre costos de Capital y Energía expresado en términos de ΔT_{min}

- FIGURA 3.1.9 Formando pares de intercambio de la Gran Curva Compuesta con servicios apropiados
- FIGURA 3.1.10 Gráfica de ΔT 's contra Temperaturas de la gran curva compuesta fría
- FIGURA 3.1.11 Representación de un cambiador en la gráfica $\Delta T/T_f$
- FIGURA 3.2.1 Gráfica de Energía contra Área para un conjunto de datos de diseño
- FIGURA 3.2.2 Ruta probable de la readecuación para aprovechar al máximo el área existente
- FIGURA 3.2.3 Transformación de la mejor curva en una gráfica de Inversión contra Ahorro
- FIGURA 3.2.4 Curva a eficiencia de área constante que sirve como un límite para el diseño
- FIGURA 3.2.5 Línea de α constante para distinguir las 4 regiones diferentes para localizar un proyecto
- FIGURA 3.2.6 Gráfica de Inversión contra Ahorro
- FIGURA 3.2.7 Los objetivos identifican la ΔT_{min} correcta para el diseño
- FIGURA 3.2.8 La nueva gráfica de Fuerza Impulsora de T_f contra T_c

CAPITULO 4.0

- FIGURA 4.1 Representación de la Red de Intercambio de Calor Actual
- FIGURA 4.1.1 Gráfica de la Energía Objetivo contra el Área

Objetivo para nuestro problema

- FIGURA 4.1.2 Gráfica de Ahorro Total Anual contra Costo Total de Inversión como función de la ΔT_{min}
- FIGURA 4.1.3 Gráfica de Costos Anualizados contra ΔT_{min}
- FIGURA 4.1.4 Curvas Compuestas para nuestro problema con $\Delta T_{min} = 18^{\circ}C$
- FIGURA 4.2.1 Gráfica de la Fuerza Impulsora (T_c/T_f) para la red, con AEA-104 y 105 retenidos respecto a la unidad AEA-108 . $\Delta T_{min} = 18^{\circ}C$
- FIGURA 4.2.2 Gráfica de la Fuerza Impulsora (T_c/T_f) para la red, con AEA-104 y 105 retenidos respecto a la unidad AEA-108 Modificada. $\Delta T_{min} = 18^{\circ}C$
- FIGURA 4.2.3 Representación de la nueva Red de Intercambio de Calor generada
- FIGURA 4.2.4 El Principio Más-Menos
- FIGURA 4.2.5 Logrando la colocación apropiada al utilizar el Principio Más-Menos
- FIGURA 4.2.6 Representación final propuesta para la Red de Intercambio de Calor de la Planta de Acrilonitrilo
- TABLA 4.1 Identificación de las Corrientes de Proceso y sus Condiciones de Operación, las cuales participan en nuestro estudio
- TABLA 4.1.1 Datos para la construcción de la Gráfica de Energía contra Area

| | |
|-------------|---|
| TABLA 4.1.2 | Carga Térmica de las unidades involucradas |
| TABLA 4.1.3 | Ahorro Total Anualizado para diferentes ΔT_{min} |
| TABLA 4.1.4 | Datos para la construcción de la Gráfica de Ahorro Total Anual contra Costo Total de Inversión para la Readecuación |
| TABLA 4.1.5 | Datos para la construcción de la Gráfica de Costos Anualizados contra ΔT_{min} |
| TABLA 4.2.1 | Modificaciones a los Datos Originales de la Red |
| TABLA 4.2.2 | Modificaciones a los Datos Originales de la Red para b) |
| TABLA 4.2.3 | Modificaciones a los Datos Originales de la Red para c) |
| TABLA 4.2.4 | Análisis del Problema Remanente para las Tres unidades individualmente |
| TABLA 4.2.5 | Modificaciones a los Datos Originales de la Red para d) |
| TABLA 4.2.6 | Modificaciones a la Base de Datos Generada para el inciso d) del Punto 4.2.1 |
| TABLA 4.2.7 | Modificación a la Base de Datos establecida para el inciso a) del Punto 4.2.2 |
| TABLA 4.2.8 | Modificación a la Base de Datos establecida para el inciso a) anterior |
| TABLA 4.2.9 | Modificación a la Base de Datos Generada en el inciso b) anterior |

APENDICE B

TABLA B.1 Tabla Problema para la Planta de Acrilonitrilo con ΔT_{min} de $15^{\circ}C$.

APENDICE C

FIGURA C.1 Diagrama T-H de un intercambiador que transfiere calor de arriba hacia abajo del punto de pliegue

FIGURA C.2 Diagrama T-H de un intercambiador que transfiere calor de abajo hacia arriba del punto de pliegue

APENDICE D

FIGURA D.1 Transferencia de X unidades de calor a través del ciclo 1

FIGURA D.2 Rompimiento del ciclo 1, al transferir 20 unidades de calor. El resultado es una red que requiere una unidad menos.

FIGURA D.3 Y unidades de calor son transferidas a lo largo de la ruta 1

FIGURA D.4 La red resultante cuando se transfieren 4 unidades de calor a lo largo de la ruta 1. La ΔT de la unidad 1 es restablecida a $20^{\circ}C$.

1.0 INTRODUCCION

En el futuro, conforme aumenta el consumo de energía y las fuentes de materiales y energía se hacen más caras y menos disponibles, se requieren cambios sustanciales en muchas de las plantas de procesos químicos. Estas tienen que incorporar un alto grado de integración de energía y alcanzar eficiencias mayores a través de modificaciones al proceso y de esta manera, conservar fuentes de materiales y energía. Al mismo tiempo, las normas de seguridad y protección cada vez son más estrictas, haciendo deseables temperaturas y presiones de operación más bajas. Cada vez existe más conciencia respecto a la contaminación, por lo tanto, es esencial producir menos efluentes contaminantes y los que se produzcan, tratarlos adecuadamente.

Para hacer frente a todos estos retos son necesarios grandes esfuerzos, principalmente en la parte de Ingeniería de Procesos, para evaluar esquemas alternativos. Afortunadamente, los desarrollos recientes en los procedimientos computacionales, combinados con las capacidades cada vez mayores de las generaciones sucesivas de las computadoras, permiten al Ingeniero Químico abordar los problemas mencionados con bases más sólidas.

En las últimas dos décadas, se ha desarrollado un gran esfuerzo de investigación sobre el diseño original de redes de intercambio de calor, con la finalidad de mejorar la recuperación de calor en los procesos químicos. Este esfuerzo

ha dado como resultado más de 200 publicaciones sobre el tema. Es interesante señalar que, se ha enfocado mucha investigación al problema de síntesis inicial de redes y por el contrario, se han hecho significativamente menos estudios sistemáticos para el rediseño óptimo (readecuación) de redes de intercambio de calor existentes. Sin embargo, últimamente, los márgenes de utilidad tan restringidos y los altos costos de construcción de las plantas químicas, proporcionan una fuerte motivación para el desarrollo de técnicas enfocadas a el rediseño óptimo de las redes de intercambio de calor existentes. Los objetivos principales de estas técnicas son: la reducción del consumo de servicios en la red existente, la utilización completa de los intercambiadores de calor existentes y la identificación de las modificaciones estructurales requeridas.

Jones y colaboradores (1985,1986)⁽¹¹⁾, presentaron una estrategia para la readecuación de redes de intercambio de calor, que está basada en la generación de varias alternativas de diseño y su evaluación utilizando corridas de simulación. Seleccionan el mejor diseño basados principalmente en la utilización completa del equipo existente y la adición de área en algunos de los intercambiadores de calor.

Saboo y colaboradores (1986)⁽²⁰⁾, propusieron una estrategia evolutiva, la cual está basada en una optimización no lineal, síntesis restringida con programación lineal mixta

entera (MILP) y capacidades de evolución posibles mediante el programa de cómputo RESHEX. Su procedimiento genera varias alternativas sucesivas de diseños de readecuación, sin la consideración explícita de datos económicos.

Yee y Grossmann (1987)⁽²⁰⁾, impusieron tres objetivos: a) utilización máxima de los intercambiadores existente; b) asignación de unidades existentes a nuevos intercambios de calor requeridos con modificaciones mínimas a los haces de tubos; y c) un número mínimo de nuevos pares de corrientes que requieran la compra e instalación de unidades nuevas. Desarrollaron un modelo de asignación-transbordo de programación lineal mixta entera, para determinar el menor número de modificaciones a los intercambiadores de calor. Este modelo no considera todas las combinaciones de modificaciones potenciales y no toma en cuenta explícitamente el uso del área existente y su incremento o decremento potencial en los diferentes intercambiadores de calor.

Tjoe y Linnhoff (1986)⁽²¹⁾, propusieron una filosofía de diseño para las readecuaciones de redes de intercambio de calor, la cual consiste de: a) la identificación de los intercambiadores de calor que cruzan el punto de pliegue; b) la eliminación de las unidades que cruzan el punto de pliegue de la red existente; c) la colocación de nuevos intercambiadores y donde sea posible, el reuso de los equipos eliminados en el inciso b); y d) la evolución del esquema obtenido, mediante la consideración de

ciclos de cargas térmicas y rutas, entre intercambiadores de calor con corrientes de proceso y de servicios. Sin embargo, establecieron que esta filosofía, solamente puede proporcionar límites dentro de los cuales se espera que se encuentre una buena readecuación y que el mejor diseño de este trabajo es difícil de identificar, debido a la complicación de las restricciones de proceso y el arreglo de la planta.

Basados en la política actual de Petróleos Mexicanos de hacer competitivos sus productos y procesos y de acuerdo con la tendencia mundial que se mencionó anteriormente, se estableció como objetivo de este trabajo, el diseñar un nuevo esquema de la Red de Intercambio de Calor de la Planta de Acrilonitrilo que PEMEX tiene localizada en el Complejo Petroquímico Independencia, el cual haga el mejor uso de la energía disponible, logrando con esto un menor costo del producto debido al ahorro de energía que se alcance, pero tomando en cuenta las restricciones dadas por el arreglo físico de la planta, los aspectos de control, de seguridad, flexibilidad, etc. Para lograr lo anterior, se propone la utilización de los principios de la Tecnología del Punto de Pliegue, mediante la metodología desarrollada para la Readecuación de Redes de Intercambio de Calor de Plantas existentes, propuesta por Tjoe y Linnhoff^(*), cuya característica importante es la de tomar como base la red actual, encontrar el requerimiento mínimo de energía del

proceso, compararlo con el del diseño existente y de ser necesario, siguiendo su procedimiento, rediseñar la red de intercambio de calor para obtener la nueva estructura mejorada. Otro aspecto interesante de esta investigación, es el hecho de que actualmente en PEMEX, existen tres plantas iguales y el resultado que se encuentre para la planta de Acrilonitrilo del Complejo Petroquímico Independencia, se puede hacer extensivo a las Plantas de Tula Hgo. y Morelos Ver.

2.0 GENERALIDADES

2.1 ENTORNO DEL PROBLEMA

La Ingeniería de Procesos, como parte de la Ingeniería Química, comprende las disciplinas o actividades involucradas en : El Desarrollo del Proceso (diseño conceptual del proceso), El Diseño del Proceso (diseño preliminar y final del proceso) y El Mejoramiento del Proceso (después de la puesta en operación de la planta).

Siendo todas estas actividades importantes, el diseño del proceso es una etapa particularmente interesante en la ingeniería de la planta de proceso. Es la primera etapa real de ingeniería donde se establecen las bases para el resto del proyecto y se caracteriza como una etapa intermedia entre el desarrollo del proceso (el cual se puede efectuar de una manera muy académica, generalmente ignorando los aspectos económicos) y el diseño del equipo, después del cual viene el dimensionamiento exacto del equipo para el fabricante de la planta.

El diseño de procesos ha sido descrito frecuentemente como una sucesión de pasos alternativos de síntesis y análisis y finalmente optimización. El análisis involucra calcular las salidas de un procesos conocido, dadas las condiciones de entrada. Algunas veces pueden ser especificadas una o más variables de salida y en ese caso, el análisis puede determinar valores de una o más variables de

entrada. La síntesis requiere, por otro lado, la concepción de un proceso, el cual transformará los datos de entrada en las salidas especificadas. Nuevamente, pudieran no conocerse todas las entradas ni todas las salidas (Ver Figura 2.1). El análisis se caracteriza por involucrar una lógica deductiva, mientras que la síntesis utiliza una lógica inductiva⁽¹⁾ (2). Los pasos alternativos de síntesis y análisis implican primero concebir un proceso, después evaluar sus requerimientos de capacidad y costo, utilizando entonces la información obtenida más nuevas ideas, para generar un nuevo proceso; volver a evaluarlo (o sea la optimización) y así sucesivamente.

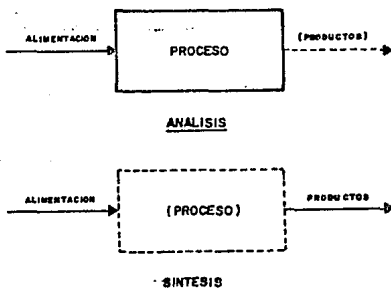


FIGURA 2.1 Comparación entre Análisis y Síntesis.

La capacidad de análisis en la ingeniería de los procesos químicos es cuantitativa y altamente desarrollada. En contraste, la síntesis de proceso es un arte que involucra

el pensamiento y este por su naturaleza no puede ser codificado ni siquiera bien identificado⁽²⁾. Es una tarea mucho más difícil estructurar el razonamiento inductivo que el deductivo.

Por lo anterior, es claro que el esfuerzo de diseño del proceso total puede ser dividido en tres etapas interrelacionadas: La Síntesis, El Análisis y La Optimización del proceso⁽³⁾. En la primera etapa se genera un concepto del proceso y se escoge primeramente una estructura de proceso con varios tipos de equipo y sus interconexiones⁽⁴⁾; la etapa de análisis se requiere para resolver los balances de materia y energía para un proceso en estado estacionario, el dimensionamiento y costo de los equipos y la evaluación económica del esquema de proceso propuesto. Por último, se efectúa la optimización para lograr el esquema de proceso final con valores óptimos en las variables de decisión.

Siendo la síntesis del proceso una de las tareas más difíciles en el diseño de procesos, se han desarrollado varias metodologías para llevarla a cabo, cuyas propuestas se pueden clasificar en:

a) Métodos de Descomposición.- Consisten básicamente en la subdivisión de un problema grande y complejo, en un número relativamente pequeño de problemas "simples" que pueden ser resueltos directamente con la tecnología disponible; o bien, pueden a su vez ser subdivididos en forma recurrente utilizando la misma técnica, en problemas "más simples" cuya

solución se conozca.

b) Métodos Heurísticos.- Se basan en el análisis de las alternativas desarrolladas en experiencias anteriores para situaciones similares y que permiten la deducción de una serie de reglas empíricas o heurísticas, que de ser seguidas conducen a la selección de la mejor alternativa en la mayoría de los casos.

c) Métodos de Optimización Directa o Algorítmicos.- Estos métodos transforman el problema de síntesis en algoritmos matemáticos, que permiten investigar en forma exhaustiva todas las posibles alternativas y evaluarlas explícita o implícitamente, para determinar cual es la más económica de acuerdo con una función objetivo previamente establecida. Estos métodos tienen la ventaja de poder garantizar que la configuración de proceso seleccionada será la óptima, pero están limitados a la solución de un número reducido de problemas cuyas posibles alternativas de configuración están perfectamente definidas y por lo tanto no se prestan fácilmente para el estudio de problemas que no están acotados desde este punto de vista⁽¹⁾.

d) Métodos Evolutivos.- El diseño evolutivo consiste en generar empíricamente o a través de otros métodos sistemáticos de diseño una configuración base, de preferencia la más simple, que satisfaga las restricciones impuestas al proceso y las especificaciones deseadas de los productos. Posteriormente, se descubren posibles modificaciones al

diseño mediante la evolución técnica y económica del proceso, las cuales tienden a mejorar el valor de la función objetivo seleccionada, por lo tanto, estas modificaciones se incorporan a las nuevas plantas, evolucionando paulatinamente el diseño original del proceso.

e) Métodos de Objetivos Termodinámicos.- Es la aplicación de análisis del la primera y segunda leyes de la Termodinámica. Un ejemplo de este tipo de metodología es la Tecnología del Punto de Pliegue (Punto de Pinch), la cual se aplica en este trabajo al que se clasifica dentro de los problemas de síntesis de redes de intercambio de calor, con la variante de que en este caso se refiere a una readecuación de la mencionada red, objetivo para el cual también existe toda una metodología basada en la misma tecnología.

Para el desarrollo de este trabajo, se tomó como referencia la filosofía de diseño propuesta por Tjoe y Linnhoff (1986) (7), debido principalmente a que este método está basado en el conocimiento físico y el análisis termodinámico del proceso, lo cual permite al diseñador mantener el control del rediseño de la red y consecuentemente se espera llegar a diseños más prácticos. Es decir, que al tomar como punto de partida la red existente y aplicar los cuatro pasos básicos que propone esta metodología (los cuales se describieron someramente en el Capítulo 1 y se analizan extensivamente en el Capítulo 3), se espera llegar a una nueva red mejorada, efectuando los menos cambios posibles.

Es importante señalar que en esta investigación, se utilizó un programa de cómputo que identifica los intervalos de temperatura y calcula el consumo mínimo de servicios de calentamiento y enfriamiento, desarrollado como parte de la tesis de maestría del Ing. V.M. Briones Vallejo, asesor de este trabajo por parte de la UNAM⁽¹⁷⁾.

2.2 PLANTA DE ACRILONITRILLO.

La Planta de Acrilonitrilo de Petróleos Mexicanos que se analiza en esta tesis⁽²²⁾, fue diseñada para producir 50,000 toneladas métricas de acrílonitrilo por año calendario, a partir de propileno, amoníaco y aire. El diseño usa el proceso catalítico de la Standard Oil Company, Sohio, para obtener acrílonitrilo de alta calidad de acuerdo especificaciones internacionales. Es una planta considerada de alto riesgo, debido principalmente a la gran toxicidad de los productos que maneja, como el ácido cianhídrico, acrílonitrilo y acetónitrilo, razón por la cual, muchos de sus equipos y líneas son considerados como servicio letal, de acuerdo a Códigos como ASTM y ANSI. Este es un aspecto importante que debe tomarse en cuenta, al modificar los intercambiadores de calor existentes y proponer nuevos, los cuales pudieran resultar de la readecuación propuesta.

Los equipos que conforman la red de intercambio de calor original, son listados más adelante en este Capítulo, pero es importante señalar que los consumos de energía

actuales, por servicios de calentamiento y enfriamiento son de 15018 y 23210 Mcal/h. respectivamente. En este trabajo se pretende generar una nueva red de intercambio de calor, cuyo consumo de energía sea menor que el actual en la medida de lo posible, tomando en cuenta la inversión requerida para la readecuación. En la Figura 2.1.1 se presenta el diagrama de flujo simplificado de la planta en cuestión.

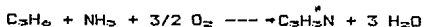
2.2.1. DESCRIPCIÓN DEL PROCESO.

El proceso esta convenientemente dividido en tres partes: Sección de Reacción, Sección de Recuperación y Sección de Purificación.

a) Sección de Reacción.- El corazón de la sección de reacción es un reactor catalítico (ADC-101) de cama fluidizada. El propileno y el amoníaco líquidos entran a la unidad de acrilonitrilo, se vaporizan y sobrecalientan (AEA-104 y AEA-129; AEA-105 y AEA-12B respectivamente) con corrientes de la sección de recuperación; después, estas dos corrientes de vapores se mezclan y entran al reactor a través de un distribuidor. El aire del compresor se admite al fondo del reactor y pasa dentro de la cama fluida mediante otro distribuidor localizado abajo del primero. Durante la operación del reactor estos gases fluidizan la cama catalítica.

Al pasar los vapores a través del reactor reaccionan exotérmicamente mediante un catalizador a base de

Fe, Co y Mo, de acuerdo a la siguiente reacción:



El calor liberado se usa para mantener la reacción y para generar vapor de alta presión dentro de serpentines eliminadores de calor, los cuales corren verticalmente en el interior del reactor. El control de temperatura del reactor se obtiene alineando o bloqueando las válvulas individuales de los serpentines de vapor saturado y con el ajuste de las relaciones de flujo de carga al reactor. El agua que se usa en los serpentines de vapor viene del condensado y del agua de repuesto de alimentación a calderas.

Los productos de la reacción y los gases que no reaccionaron, salen del reactor a través de unos ciclones colocados en la parte superior del interior del reactor, en los que la mayor parte del catalizador arrastrado se separa de los gases y regresa a la cama del catalizador. Este efluente contiene amoníaco sin reaccionar, propileno, oxígeno, nitrógeno, acrilonitrilo, acetonitrilo, cianuro de hidrógeno (ácido cianhídrico), bióxido de carbono, monóxido de carbono, agua y pequeñas cantidades de otros materiales.

Los gases calientes del efluente del reactor, se enfrían parcialmente al pasar por un intercambiador de calor (AEA-102) en el que el calor del gas efluente del reactor, se transfiere al agua de alimentación para usarla en los serpentines de vapor del reactor.

b) Sección de Recuperación.- Los gases del efluente del

reactor se enfrían mediante contacto directo con agua líquida en la torre de apagado (ADA-101); el amoníaco que no reaccionó se elimina de los gases del efluente, reaccionando con ácido sulfúrico agregado al agua de circulación de la torre de apagado. La corriente del fondo de la torre de recuperación (ADA-104) y el agua de recirculación del decantador (AFA-116) de la torre de despunte-secadora (ADA-106), constituyen el agua a la torre de apagado (ADA-101). Una parte de esta corriente se evapora y se va con los gases calientes, el resto se manda al incinerador para desechos. Esta corriente contiene agua, cianuros, orgánicos pesados y cantidades mínimas de catalizador arrastradas del reactor.

Los gases del efluente de la torre de apagado pasan al separador AFA-115 donde se retiran los líquidos que pudieran haberse arrastrado y posteriormente se enfrían todavía más en el postenfriador de apagado (AEA-139), luego entran al absorbedor (ADA-103) en donde una corriente de agua descendente en contra sentido, absorbe los productos solubles del reactor, separándose los incondensables por el domo.

La corriente de gas con los productos que no se absorbieron, la cual contiene hidrocarburos y oxígeno que no reaccionaron, nitrógeno, monóxido de carbono, bióxido de carbono, agua y una cantidad pequeña de acrilonitrilo, se envían a la atmósfera por la chimenea de desfogue del absorbedor (ADA-103). El condensado del postenfriador de apagado (AEA-139), se manda a la carga de la torre de

recuperación (ADA-104) para recuperar acrilonitrilo y otros orgánicos.

La corriente líquida del fondo del absorbedor (una solución acuosa diluida de acrilonitrilo, acetonitrilo y ácido cianhídrico con pequeñas cantidades de polímeros, trazas de varios orgánicos e inertes), se manda a la torre de recuperación (ADA-104) después de haberse calentado en el intercambiador de calor agua rica-agua pobre (AEA-10B). En la torre de recuperación (ADA-104), una destilación extractiva que usa agua como solvente, separa el acrilonitrilo del acetonitrilo, obteniéndose por el domo un azeótropo acrilonitrilo-agua. El producto del domo se condensa (AEA-113) y decanta (AFA-111). La capa orgánica que contiene acrilonitrilo, ácido cianhídrico y agua se bombea a la torre de despunte-secadora (ADA-106); la capa acuosa se regresa como carga a la torre de recuperación (ADA-104).

El acetonitrilo se agota en la sección inferior de la torre de recuperación y se saca de ésta como una corriente lateral de vapores hacia la fraccionadora de acetonitrilo (ADA-105). En esta torre, el acetonitrilo se obtiene por el domo como un azeótropo con agua y se condensa. Una porción de esta corriente se regresa al plato superior como reflujo. La porción restante se manda para su incineración a un sitio remoto. La corriente de fondo de la fraccionadora de acetonitrilo (ADA-105) que contiene agua, pequeñas cantidades de acetonitrilo y trazas de ácido cianhídrico, se regresa a

la torre de recuperación.

Una corriente lateral de fracción líquida del plato 1 en el fondo de la torre de recuperación suministra el agua necesaria para el absorbedor (ADA-103) y el agua solvente de la torre de recuperación (ADA-104). La corriente del fondo se manda a la torre de apagado (ADA-101) para proporcionar el agua requerida por la misma.

c) Sección de purificación.- El producto orgánico del decantador de la torre de recuperación (AFA-111), se bombea a la torre de despunte-secadora (ADA-106).

La sección superior de la torre de despunte-secadora (ADA-106), se usa para eliminar el ácido cianhídrico del acrilonitrilo y la sección inferior se usa para eliminar el agua.

La carga entra a la sección superior de la torre. El ácido cianhídrico sale de la torre como producto del domo en fase gaseosa; luego se condensa parcialmente (AEA-118). El condensado se regresa a la parte superior de la columna como reflujo. El vapor restante se manda a incineración a un sitio remoto, o bien se "exporta" a alguna otra planta.

Una extracción líquida total se toma del plato 26 de la torre de despunte-secadora (ADA-106); esta corriente pasa por un enfriador (AEA-117) y luego a un decantador (AFA-116) donde tiene lugar una separación de fases. La fase acuosa del decantador normalmente se bombea a la torre de apagado (ADA-101) o, alternativamente, a la torre de

recuperación (ADA-104) para la recuperación de los orgánicos. La fase orgánica se regresa a los platos 25 y 28 de la torre de despunte-secadora (ADA-106). La corriente del fondo de esta torre se envía a la torre de producto final (ADA-107), la cual es operada a vacío.

En la torre de producto (ADA-107), el acrilonitrilo producido se obtiene como una corriente lateral, la cual se enfría (AEA-112 y AEA-144) y se bombea a los tanques de almacenamiento. Una pequeña corriente de producto del domo de la torre que contiene acrilonitrilo y trazas de orgánicos más ligeros, se recircula como carga a la torre de recuperación (ADA-104).

La corriente del fondo de la torre de producto que contiene acrilonitrilo y polímeros se bombea a la torre de apagado (ADA-101). El acrilonitrilo forma un azeótropo con agua y se recupera dejando los polímeros en el agua de apagado de recirculación. El polímero se elimina enviándolo al sistema de tratamiento de desechos, en las corrientes de purga de la circulación de agua del sistema de apagado.

2.2.2 RELACION DE CAMBIADORES DE CALOR INVOLUCRADOS EN EL PRESENTE ESTUDIO.

| | |
|------------|---|
| AEA-104A,B | Vaporizadores de propileno |
| AEA-105A,B | Vaporizadores de amoníaco |
| AEA-107A,B | Enfriadores de la corriente lateral del |

| | |
|------------|---|
| | absorbedor |
| AEA-108A,B | Intercambiadores agua rica-agua pobre |
| AEA-109 | Enfriador de agua solvente (agua pobre) |
| AEA-110 | Enfriador de agua del absorbedor |
| AEA-112 | Precaalentador de la alimentación a la columna de cabezas |
| AEA-113 | Condensador de la columna de recuperación |
| AEA-114A,B | Rehervidores de la columna de recuperación |
| AEA-115 | Condensador de la fraccionadora de acetonitrilo |
| AEA-116A,B | Rehervidores de la columna de cabezas |
| AEA-117 | Enfriador de la corriente lateral de la columna de cabezas |
| AEA-118 | Condensador de la columna de cabezas |
| AEA-119A,B | Rehervidores de la columna de producto |
| AEA-120 | Condensador de la columna de producto |
| AEA-121 | Condensador del venteo de la columna de producto |
| AEA-122 | Enfriador de producto |
| AEA-128 | Sobrecalentador de amoniaco |
| AEA-129 | Sobrecalentador de propileno |
| AEA-139 | Postenfriador de la columna de quench |
| AEA-142 | Condensador del ejector |
| AEA-144 | Subenfriador de producto |

Es importante señalar que el equipo AEA-102

(Enfriador del efluente del reactor) no se incluyó en este estudio, debido a que opera, por un lado, enfriando la corriente de proceso y por el otro, precalentando el agua que se utilizará para la generación del vapor, el cual se produce mediante los serpentines que se encuentran dentro del reactor y que conforman el medio de control de temperatura de la reacción, ya que pueden entrar o salir de operación (mediante un juego individual de válvulas) de acuerdo a como lo requiera el carácter exotérmico de la reacción. Debido a lo expuesto anteriormente, se considera a esta unidad como una restricción operativa, sin posibilidades de modificación (ya que alteraría el diseño mismo del reactor), además de que ya esta integrado térmicamente el equipo.

Las hojas de datos de diseño de los intercambiadores de calor listados anteriormente, se anexan a este trabajo incluidos en el Apéndice E.

3.0 TECNOLOGIA DEL PUNTO DE PLIEGUE.

El uso eficiente de todas las formas de energía ha llegado a ser uno de los objetivos primordiales para el ingeniero de diseño de procesos. Un aspecto importante de la conservación de energía dentro de una planta es el comportamiento de su red de intercambio de calor. El diseño original de estas redes, o la modificación de las ya existentes, se ha mejorado y simplificado grandemente mediante la aplicación de la Tecnología del Punto de Pliegue.

Esta técnica inició su desarrollo aproximadamente en 1979; el Dr. B. Linnhoff y colaboradores han participado fuertemente en esta tarea^{(7) (8) (12) (14) (15)}, hasta llegar en la actualidad a contar con programas de compute como Supertarget y Advent, los cuales ya se empiezan a utilizar en compañías para el diseño de redes de intercambio de calor.

Los procesos industriales tienen fuentes de calor tales como: hornos, reactores químicos, etc., y receptores de calor tales como columnas de destilación, evaporadores, secadores, etc.. En cualquier proceso a nivel industrial se tienen muchas fuentes con calor disponible y muchos receptores que lo requieren. El diseño de un proceso para un consumo mínimo de energía, incluye la interrelación entre fuentes y receptores mediante intercambiadores de calor. El problema en el diseño de la red de intercambio de calor radica en que aún en procesos relativamente pequeños, existen

muchos arreglos de intercambiadores posibles. Debido a la complejidad de la elección de los intercambios de calor entre pares de corrientes es que se han tenido que desarrollar técnicas para su diseño, siendo la Tecnología del Punto de Pliegue una de las más poderosas en la actualidad. Esta tecnología es una herramienta dentro de la síntesis de procesos, mediante la cual se pueden identificar opciones en la Síntesis de Redes de Intercambio de Calor, las cuales pueden enfocarse hacia la obtención de posibles ahorros de energía, de capital y/o el análisis de alternativas de integración preferidas, tomando en cuenta restricciones dadas por el arreglo físico de la planta, por aspectos de control, seguridad, etc.

La Tecnología del Punto de Pliegue tiene como característica principal, que su desarrollo está basado en el Análisis Termodinámico Fundamental del Proceso y esto no solamente resulta en una metodología del diseño radicalmente mejorada respecto a otros esfuerzos de investigación sobre el tema⁽¹⁰⁾, sino también en la capacidad de determinar ANTES DEL DISEÑO, tanto los requerimientos mínimos de energía de un arreglo propuesto, como el costo de capital asociado con su red de recuperación de calor y el balance óptimo entre los dos.

Se puede aplicar tanto a proyectos nuevos (que fue la finalidad original con la que se creó), como a plantas existentes, donde se busca hacer un uso más eficiente del

equipo existente y consecuentemente se reconoce que el punto de partida para la readecuación, es la red existente (Retrofit), logrando en algunos casos ahorros tanto de energía como de costos de capital.

3.1 TECNOLOGIA DEL PUNTO DE PLIEGUE PARA LA SINTESIS DE REDES DE INTERCAMBIO DE CALOR EN PROYECTOS NUEVOS

3.1.1 PRINCIPIOS BASICOS.

3.1.1.1 INTRODUCCION.

Los últimos desarrollos en la tecnología del punto de pliegue permiten determinar explícitamente, antes del diseño, el balance óptimo entre los costos de capital y los costos de energía; por lo tanto, la propuesta es determinar primero lo que se puede lograr (establecer el objetivo) y después trabajar para lograrlo (el diseño).

3.1.1.2 ESTABLECIMIENTOS DE OBJETIVOS.

a) Curvas Compuestas, Energías Objetivo y Punto de Pliegue.- El consumo mínimo de servicios tanto de calentamiento como de enfriamiento o Energías Objetivo, son relativamente simples de calcular. Resultan de un análisis termodinámico riguroso del proceso, representado por las Curvas Compuestas. De una manera más explícita se puede decir que, una red de intercambio de calor efectúa la acción de

intercambio entre las diferentes corrientes de proceso, con la intención de recuperar energía. Cada corriente está definida por los balances de materia y energía del proceso. Si se considera un proceso simple que contenga solo una corriente caliente y una fría, el intercambio de calor posible entre estas corrientes se puede determinar por una simple comparación de ellas sobre un diagrama de temperatura contra entalpía (Figura 3.1.1).

Cada corriente puede ser representada como una línea en este diagrama. Ya que solo se está considerando las diferencias de entalpías (El eje de la entalpía representará únicamente una magnitud), estas líneas pueden ser colocadas en cualquier parte a lo largo de este eje. Sin embargo, las temperaturas de suministro y las temperaturas de salida o temperaturas objetivo que se desea alcanzar, así como la pendiente de cada línea, son fijas. Mediante el trazo de la línea caliente sobre la línea fría, de tal manera que la separación mínima entre ellas sea la temperatura de aproximación permisible, se puede observar el intercambio de calor posible. La parte donde las líneas se rebasan una a la otra, representa los servicios externos que se deben utilizar para complementar las cargas térmicas del proceso.

En un proceso más complejo que involucre muchas corrientes calientes y frías, se aplica el mismo principio. Por simple adición de los contenidos calóricos de las corrientes sobre los rangos de temperatura dados, los cuales

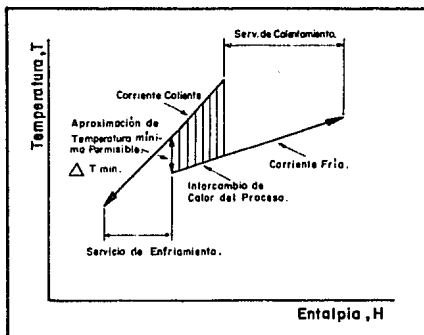


FIGURA 3.1.1 Diagrama Temperatura-Entalpia para un proceso simple con una corriente caliente y una fría.

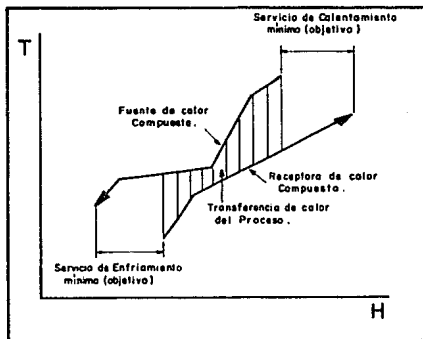


FIGURA 3.1.2 Diagrama de Curvas Compuestas para un proceso complejo y sus requerimientos mínimos de energía (objetivo).

se definen por las temperaturas de entrada y salida de las corrientes de proceso (Ver Apéndice A), es posible construir las dos curvas acumulativas; una para todas las corrientes que requieren enfriamiento (corrientes calientes) y otra para todas las corrientes que requieren calentamiento (corrientes frías); el resultado es una gráfica de Curvas Compuestas (Figura 3.1.2.)

Estas curvas representan las fuentes de calor acumuladas (corrientes calientes) y receptores de calor acumuladas (corrientes frías) en el proceso. Donde las curvas se sobreponen, el calor de proceso siempre es suficiente para satisfacer el requerido. Esta región representa la máxima recuperación de energía (MER) del proceso. Las partes donde las curvas se rebasan una a la otra, definen los requerimientos mínimos de servicios del proceso. Estos requerimientos son las Energías Objetivo.

Debido a su propia naturaleza, las curvas compuestas generalmente se acercan más en un punto, el cual corresponde a la temperatura de aproximación mínima, ΔT_{min} . Este punto representa un cuello de botella en la recuperación de calor y se conoce como el Punto de Pliegue de la recuperación de calor. El significado real del punto de pliegue, es que divide el problema en dos subsistemas separados termodinámicamente, cada uno de los cuales está en balance entálpico con su servicio correspondiente, es decir que el calor liberado por las corrientes calientes es

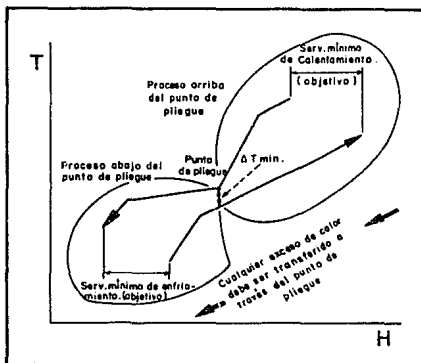


FIGURA 3.1.3 El Punto de Pliegue, divide al sistema en 2 subsistemas.

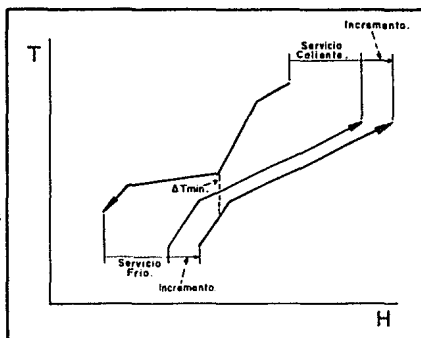


FIGURA 3.1.4 Incremento en ambos servicios debido a un incremento en ΔT_{min} .

recibido por las corrientes frías y el excedente por el servicio de enfriamiento y viceversa (Figura 3.1.3).

Arriba del punto de pliegue el sistema es un receptor de calor y solo se requieren servicios de calentamiento; el uso de cualquier servicio frío en esta región, por balance térmico, debe incrementar la demanda de servicio de calentamiento. Similarmente, abajo del punto de pliegue el sistema es una fuente de calor y solamente requiere servicios de enfriamiento. El uso de cualquier servicios de calentamiento en esta región, incrementará los requerimientos de servicios de enfriamiento. Además si se intercambia calor de una corriente caliente que este arriba del punto de pliegue, con una corriente fría que este abajo, el balance térmico de los subsistemas hace que se aumente los requerimientos tanto de servicios de enfriamiento como de calentamiento, en una proporción igual a la cantidad de calor transferida a través del punto de pliegue.

Este análisis termodinámico conduce directamente al desarrollo del Método de Diseño del Punto de Pliegue, el cual virtualmente garantiza redes que tienen el grado de recuperación de energía establecido como objetivo. El cálculo numérico tanto de los requerimiento mínimos de energía como de la temperatura del punto de pliegue, se pueden efectuar utilizando El Algoritmo de la Tabla Problema (Ver Apéndice B).

Un incremento en la ΔT_{min} , dará requerimientos

mínimos de energía más altos (costos de energía más elevados), pero también proporcionará fuerzas impulsoras mayores (costos de capital más bajos). Por lo tanto, es claro que existe una interrelación entre costos de capital y de energía, la cual queda definida al establecer una ΔT_{min} específica para cualquier caso en estudio (Figura 3.1.4).

b) Objetivo para el área mínima de intercambio de calor.- Una pregunta importante es: ¿Cuál es el área de intercambio de calor total requerida?. Se puede demostrar que si una red intercambia calor de tal manera que las corrientes acopladas estén alineadas verticalmente entre las curvas compuestas en una representación gráfica (Figura 3.1.5), entonces el área total de intercambio de calor se minimiza^(*). En este tipo de arreglo, el calor se transfiere con la máxima fuerza impulsora posible en todas las unidades que conforman la red de intercambio de calor. Este modelo es análogo al intercambio de calor en una unidad operando a contracorriente, en el sentido estricto de la palabra.

Cualquier intercambio de calor alejado de la vertical en su representación gráfica (por ejemplo inclinado hacia la izquierda en la Figura 3.1.6), obtendrá la ventaja local de una ΔT mayor; sin embargo, debido a que el problema está en balance térmico, se requerirá de otro intercambio en la dirección opuesta (con una ΔT más pequeña). El efecto neto de tal intercambio cruzado es un incremento en el requerimiento de área.

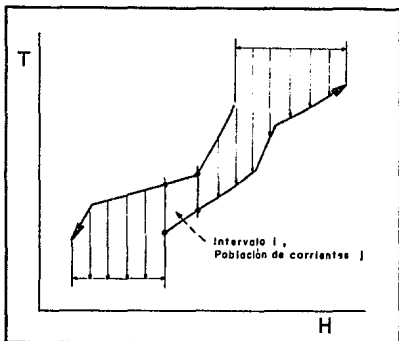


FIGURA 3.1.5 Intercambios de calor alineados verticalmente entre las curvas compuestas nos llevan a el área mínima de intercambio de calor.

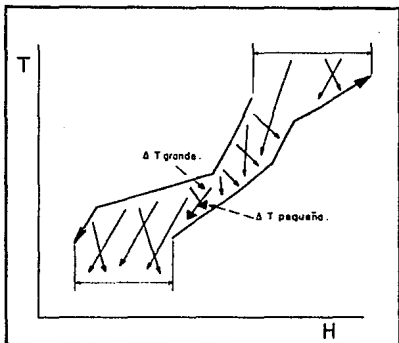


FIGURA 3.1.6 Los intercambios de calor cruzados incrementan el área total.

Para un sistema en el cual los coeficientes de transferencia de calor son uniformes, la suposición de intercambios de calor alineados verticalmente en la representación gráfica de las curvas compuestas, llevan rigurosamente a una área mínima⁽²⁴⁾. Para coeficientes de transferencia de calor no uniformes, el modelo vertical es una simplificación; sin embargo, recientemente se ha desarrollado una aproximación útil aplicable a esta situación⁽²⁵⁾:

$$A_{obj} = \sum_i \frac{1}{\Delta T_{LM,i}} \sum_j \left(\frac{q_j}{h_j} \right)_i \quad \text{Ec. 3.1.1}$$

donde en el intervalo i , existen j corrientes (calientes y frías) con sus cargas térmicas individuales q_j y sus respectivos coeficientes de película y ensuciamiento de cada corriente; además la $\Delta T_{LM,i}$ es la media logarítmica de las diferencias de temperaturas en el intervalo i . Note que no se requiere del diseño de la red para calcular esta área objetivo⁽²⁵⁾.

Las redes de intercambio de calor actuales, siempre presentan un cierto grado de intercambios cruzados. Esto se puede deber, en ocasiones, a la posibilidad de aprovechar oportunidades que se puedan presentar por diferencias en los coeficientes de película de algunas corrientes, o para evitar esquemas que requieren un excesivo número de unidades de intercambio de calor. La ecuación para el área objetivo da

un estimado bastante bueno del área total de intercambio de calor mínima y generalmente da resultados que difieren del valor real del diseño de una buena red, en no más de un 10%.

c) Balance entre área y energía.- Tanto la energía objetivo como el área objetivo son funciones de la temperatura de aproximación mínima (ΔT_{min}) y se pueden relacionar una con la otra, incluso a través de una gráfica de energía contra área (Figura 3.1.7)

Debe existir un balance óptimo entre los costos de energía y de capital, el cual puede determinarse a partir de un análisis de costos detallado (Figura 3.1.8). Este análisis involucra, por un lado, la predicción de los costos de capital los cuales dependen de varios factores como son el área de intercambio de calor, el número de intercambiadores y carcazas, las características y tipo de materiales de construcción, etc. y por el otro, el costo de la energía que depende del consumo de servicios, tipo y niveles de servicios utilizados, etc.. Con la información contenida en las curvas compuestas, este costeo se puede efectuar antes del diseño.

d) Trampas de la Topología.- Es bien sabido que diferentes valores de la ΔT_{min} producen diferentes valores para el punto de pliegue, de manera que se obtendrán diferentes estructuras para una misma red. Si se empieza con la estructura equivocada, las técnicas de optimización convencionales no conducirán al mejor resultado, ya que no pueden hacer movimientos radicales de una estructura a otra.

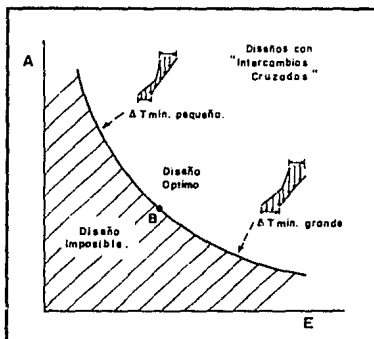


FIGURA 3.1.7 Gráfico de Energía Objetivo contra Área Objetivo.

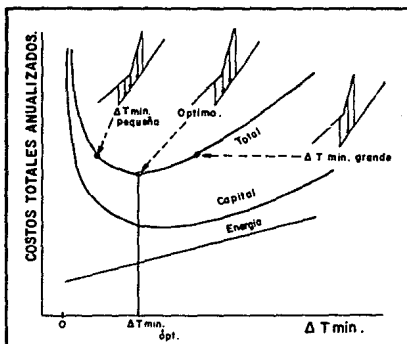


FIGURA 3.1.8 Balance óptimo entre costos de Capital y Energía expresado en términos de ΔT_{\min} .

Esto es lo que se denomina trampas de la topología. Es decir, si se define una ΔT_{min} pequeña para desarrollar la estructura, debido a que para esta los costos de energía son altos y posteriormente se considera otro lugar donde ahora los costos de capital son los más altos y debido a esto se define una ΔT_{min} grande, obtendremos una estructura totalmente diferente a la primera, y nunca se podrá pasar de la primera a la segunda mediante técnicas de optimización convencionales ya que son incapaces de cambiar las estructuras⁽²⁴⁾. Por eso, cuando se habla de esquemas de proceso estructuralmente optimizados, generalmente son óptimos para una localización en particular y no para otras.

Elegir correctamente la ΔT_{min} es crucial. Los procedimientos descritos en la metodología propuesta por Tjoe y Linnhoff⁽⁹⁾ ⁽¹⁰⁾, nos permiten predecir antes del diseño, el costo total óptimo y el correspondiente valor apropiado de la ΔT_{min} .

e) La Gran Curva Compuesta.- La descripción anterior del procedimiento para obtener los consumos mínimos de energía, está basado en la suposición de que los servicios serán utilizados a temperaturas extremas del proceso, tomando como referencia la temperatura más alta y más baja de las corrientes de proceso. Esto no siempre es deseable. El diseñador frecuentemente quiere utilizar los servicios a niveles intermedios y algunas veces a más de un nivel. Sin embargo, las curvas compuestas no indican fácilmente las

diferentes formas en las cuales se pueden lograr estos objetivos, por esto se ha desarrollado una herramienta mejor para este fin; La Gran Curva Compuesta. Esta curva proviene del mismo análisis termodinámico del proceso. En esencia, una Gran Curva Compuesta representa la separación horizontal entre las curvas compuestas, después de que estas han sido colocadas apropiadamente para permitir la ΔT_{min} establecida. En otras palabras, esta curva es una representación gráfica de la cascada de calor y se obtiene graficando el valor del flujo neto de calor (diferencia de entalpia), correspondiente a cada uno de los valores límites de los intervalos de temperatura establecidos, en un diagrama de entalpia contra temperatura (Fig. 3.1.9 a).

La gran curva compuesta muestra dónde el proceso puede satisfacer su propia demanda térmica (área sombreada dentro de la misma curva) y dónde el calor tiene que ser transferido entre los servicios y el proceso. Las cargas más confiables y los niveles de cada servicio disponible se eligen para proporcionar un par adecuado de intercambio entre el perfil de servicios y la gran curva compuesta (Figura 3.1.9 b)

3.1.2 METODO DE DISEÑO DEL PUNTO DE PLIEGUE.

Este método incorpora dos características fundamentales: Primera, reconoce que la región del punto de pliegue es la más restringida del problema; consecuentemente,

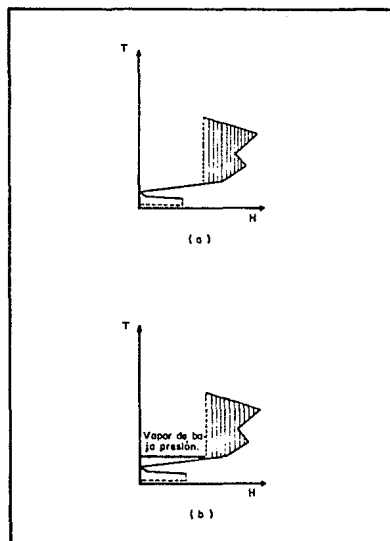


FIGURA 3.1.9 Formando pares de intercambio de la Gran Curva Compuesta con servicios apropiados.

inicia el diseño en el punto de pliegue y continúa el diseño alejándose de él. Segunda, permite al diseñador elegir entre diferentes opciones de intercambio de corrientes de proceso.

Utilizando los datos de las corrientes, se determinan los requerimientos mínimos de servicios de calentamiento y enfriamiento y la temperatura del punto de pliegue para un valor dado de ΔT_{min} , entonces se inicia el diseño, tratándolo como dos tareas separadas, una para la región arriba del punto de pliegue y otra abajo de éste.

En el punto de pliegue, los principios fundamentales se pueden resumir en dos reglas simples de diseño: La primera se refiere a la población de corrientes en el punto de pliegue. Si no se va a transferir calor a través del punto de pliegue, el número de corrientes que llegan a éste debe ser menor o igual al número de corrientes que salen del mismo. Para asegurar que ésta desigualdad se cumpla, puede ser necesario el dividir corrientes. La segunda se refiere a la temperatura de aproximación permisible. Se establece que el gradiente de temperatura mínimo se presenta en el punto de pliegue, y para que esta restricción se cumpla en cualquier intercambio propuesto, el producto del flujo por el calor específico de la corriente que llega al punto de pliegue, debe ser menor o igual al producto del flujo por la capacidad calorífica de la corriente que deja el punto de pliegue ('?'). Nuevamente, para que se cumpla esta condición en un intercambio propuesto, puede ser necesario una división de

corrientes.

Una vez que los pares de intercambio en el punto de pliegue han sido escogidos, el diseño de los dos subsistemas continúa de tal manera que es guiado hacia el número mínimo de unidades. Esto se puede lograr mediante el empleo de una regla heurística, que indica que se deben identificar las cargas térmicas para los intercambiadores del punto de pliegue (o sea que cada intercambiador debe llevar una corriente a su temperatura objetivo o de salida). Es decir, que en cada intercambiador se debe agotar cuando menos una de las corrientes; si esto no se respeta, seguramente se requerirán más del número mínimo de unidades.

Una vez que se han definido todos los intercambios de los dos subsistemas, entonces se juntan y se hace un refinamiento de toda la red, con la intención de minimizar los costos de capital.

Notese que lejos del punto de pliegue, el gradiente de temperatura generalmente se incrementa y por lo tanto no es necesario un criterio de factibilidad. Esto permite al diseñador escoger las opciones, basado en los requerimientos del proceso.

Como ya se había mencionado, el requerimiento de pares de intercambio verticales en las curvas compuestas puede resultar en diseños que requieren un número excesivo de unidades, por lo tanto, se debe tratar de obtener un diseño lo más cercano posible al alineamiento vertical, pero

permitiendo una cantidad moderada de intercambios cruzados, con la intención de obtener diseños prácticos. Note que el minimizar el área superficial conduce a una reducción de los costos de capital. Por lo tanto, para obtener buenos diseños, se debe tratar de evitar el tener intercambios cruzados en el punto de pliegue y minimizar éstos en la medida en que sea práctico, lejos del punto de pliegue.

Es claro que los requerimientos de área de intercambio de calor de una red se minimizan cuando la representación gráfica de los pares de intercambio coincide con las fuerzas impulsoras ideales, de acuerdo a las curvas compuestas. Para lograr este objetivo de diseño se requiere una herramienta que "mida" que tan buenas son las fuerzas impulsoras de un intercambiador de calor, comparadas con las ideales. La herramienta más directa sería utilizar las curvas compuestas, pero esto presenta algunas dificultades debido a que el eje relativo de la entalpia, no permite la localización gráfica exacta de un intercambiador.

La sugerencia sería construir una gráfica de fuerza impulsora de temperatura ideal (gradiente de temperatura) contra las temperaturas de la curva compuesta fría y se le conoce como gráfica ΔT -vs- T_f (Figura 3.1.10).

Cualquier intercambiador individual dentro de una red, puede ser representado en la gráfica ΔT -vs- T_f y aparecerá como una línea recta. Si la unidad intercambia calor verticalmente en la red, el trazo de esta línea

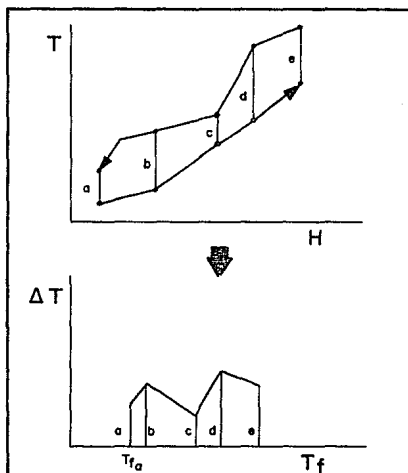


FIGURA 3.1.10 Gráfica de ΔT 's. contra Temperaturas de la curva compuesta fría.

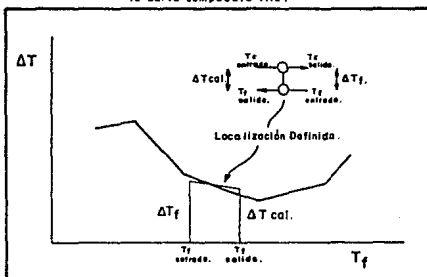


FIGURA 3.1.11 Representación de un cambiador en la gráfica $\Delta T / T_f$.

coincidirá con el de la gráfica ΔT -vs- T_f . Los intercambios cruzados presentarán una desviación respecto del trazo ideal en esta gráfica (Figura 3.1.11). Las redes de intercambio buenas y prácticas, tendrán sus intercambiadores con sus gradientes de temperatura aproximándose a la trayectoria de la gráfica ΔT -vs- T_f . Note que la forma de la gráfica, está definida por las posiciones relativas de las curvas compuestas y por lo tanto cambiará para diferentes ΔT_{min} . Esta gráfica puede utilizarse como guía para definir que tan bien está colocado un intercambiador en una red, comparando su trazo respecto de la línea ideal obtenido a partir de las curvas compuestas.

3.2 PROCEDIMIENTO PARA EFECTUAR READECUACIONES DE REDES DE INTERCAMBIO DE CALOR BASADOS EN LA TECNOLOGIA DEL PUNTO DE PLIEGUE

3.2.1 ESTABLECIMIENTO DE OBJETIVOS

3.2.1.1 INTRODUCCION

El criterio económico esencial para cualquier proyecto de readecuación de redes de intercambio de calor es, que éste debe llevar a obtener un plazo de recuperación de capital aceptable, pero con una inversión de capital limitada y preestablecida. Este procedimiento basado en la tecnología del punto de pliegue, generalmente inicia el diseño

utilizando un valor establecido de ΔT_{min} . Una vez que este valor se escoge, se pueden fijar las posiciones relativas de las curvas compuestas y consecuentemente, se determina también la magnitud del ahorro de energía (o la aspiración del proyecto) y el área de intercambio de calor. Por lo tanto los aspectos económicos del proyecto son prefijados antes del diseño.

De acuerdo a lo anterior, se puede enfatizar que la elección inicial de la ΔT_{min} es crucial, ya que determina la economía del proyecto, debido a que diferentes ΔT_{min} pueden llevar a diferentes estructuras de la red. Entre más pequeño es el valor de la ΔT_{min} que se escoge, más ambicioso es el proyecto y más largo es el período de recuperación del capital.

En readecuaciones de redes, el ahorro de energía para cualquier valor dado de ΔT_{min} se puede calcular a partir de las curvas compuestas, comparando los valores obtenidos contra los existentes y si se conoce el costo de la energía, se puede conocer el costo del ahorro total debido a este concepto.

El problema ahora es como fijar los costos de capital objetivo (límite) para la readecuación como una función de la ΔT_{min} . Una vez logrado esto, los costos del ahorro de energía, los costos de inversión y el período de reembolso del capital, combinados, permiten al ingeniero hacer una elección adecuada de la ΔT_{min} . La metodología para

resolver este problema se describe a continuación.

3.2.1.2. LA FILOSOFIA DE FIJAR OBJETIVOS PARA LA READECUACION DE LA RED.

Obviamente, en un estudio de readecuación el primer paso que se debe de dar, es el de evaluar el comportamiento de la red existente y compararlo respecto a los objetivos; para este fin, la gráfica del consumo de energía total contra área es ideal.

La Figura 3.2.1., muestra una gráfica del consumo de energía (de calentamiento más enfriamiento) contra área de intercambio de calor para un conjunto dado de datos de corrientes. El punto B representa el balance óptimo para el diseño de una planta nueva. Una planta de proceso dada puede representarse fácilmente en la gráfica mediante un punto, una vez que se conocen los consumos de energía y el área de la red; si esta planta es candidato a ser readecuada, en la mayoría de los casos, el punto que la representa se localizaría arriba de la curva objetivo, por ejemplo en el punto X.

Como se observa en la gráfica, un diseño representado en el punto X, no aprovecha adecuadamente su área instalada y/o no recupera la energía que debiera.

Frecuentemente, se supone que un buen proyecto de readecuación, es aquél que hace al proceso similar al diseño nuevo óptimo, esto implicaría que la readecuación debería ser

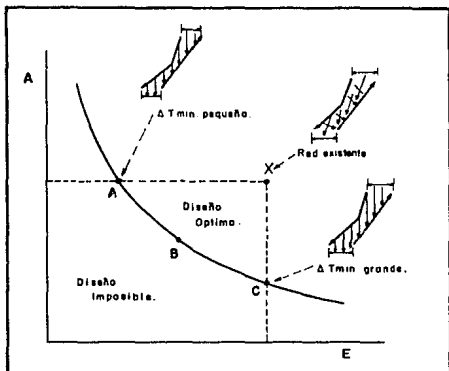


FIGURA 3.2.1 Gráfica de Energía contra Área para un conjunto dado de datos de diseño

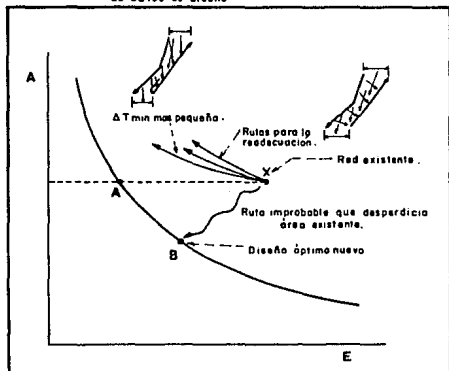


FIGURA 3.2.2 Ruta probable de la readecuación para aprovechar al máximo el área existente.

conducida hacia el diseño nuevo óptimo, o sea el punto B de la Figura 3.2.1. Obviamente éste no es el caso, ya que el diseño nuevo óptimo requiere menos energía pero también menos área que la red existente. Llevar la readecuación del punto X al punto B, significaría utilizar menos área de la que ya ha sido instalada, la cual esta disponible sin ningún costo. Por lo tanto, el primer objetivo de la readecuación debe ser tratar de utilizar más efectivamente el área existente, reduciendo los intercambios cruzados, mientras se mueven las curvas compuestas para acercarlas mas con la intención de ahorrar energía. De acuerdo con esto, la localización ideal a la que pretendería llegar el punto X, sería el punto A.

En principio, la readecuación del punto X al punto A es posible, sin embargo en la práctica no es conveniente ya que la estructura de la red representada por el punto A, sería muy diferente y consecuentemente se requerirían intercambiadores de diferentes tipos y tamaños. Si se va a mejorar en el uso de los intercambiadores ya instalados, generalmente se tendrá que invertir en intercambiadores nuevos. Esto lleva a una trayectoria similar a cualquiera de las que se muestra en la Figura 3.2.2, dependiendo del caso de que se trate.

Como al diseñador se le presentan muchas opciones para el proyecto, existen muchas rutas probables para la readecuación y el costo efectivo de cada una de ellas será diferente. Entre más abajo esté la curva que representa la

ruta, menor será la inversión requerida para el ahorro de energía establecido.

Supóngase que ya está definida la curva de inversión más baja o mejor curva (la forma de esta curva es típica). Su pendiente se incrementa conforme aumenta la inversión; esto implica que el período de recuperación también se incrementa junto con el nivel de inversión.

La mejor curva se puede transformar fácilmente en una gráfica que relaciona el ahorro de energía, los costo de inversión y el período de recuperación de dicha inversión (Figura 3.2.3). Por ejemplo, para una inversión a_1 se logra un ahorro b_1 en un período de recuperación de un año; similarmente para un período de recuperación de dos años, se obtiene un ahorro b_2 con una inversión a_2 . Generalmente el alcance del proyecto se fija limitado por uno de los conceptos citados anteriormente y de esta manera se obtienen objetivos específicos para la readecuación.

Es importante señalar que, desafortunadamente, aún no se puede predecir la mejor curva antes del diseño de la red. Esta es difícil de determinar ya que es una función compleja de muchos factores de diseño tales como: el arreglo de la planta, el material de los intercambiadores, condiciones de operación y otras restricciones del proceso; algunos de estos factores se toman en cuenta en la etapa de establecimiento de objetivos y otros hasta la etapa de diseño. Sin embargo, se han logrados avances en el

entendimiento de la forma funcional de la mejor curva y a continuación se explica como se puede fijar un límite a la mejor curva utilizando una suposición conservadora.

3.2.1.3 PROCEDIMIENTO PARA FIJAR LOS OBJETIVOS.

Es bien sabido lo difícil que es predecir la mejor curva, pero ¿como determinar la curva que describiría lo mínimo que se podría esperar de la readecuación?. Aquí la suposición sería que la red, después de la readecuación utilizara el área cuando menos tan efectivamente como antes, si la propuesta es buena. No sería aceptable colocar área nueva de manera que redujera la efectividad de la utilización del área total. Para esto, se define una eficiencia de área α , como la relación entre el área mínima requerida (objetivo) y la usada actualmente a el nivel de integración original de la red de intercambio de calor:

$$\alpha = (A \text{ objetivo} / A \text{ existente}) \text{ a nivel de consumo de energía actual} \quad \text{Ec. 3.2.1}$$

En diseños prácticos siempre ocurre que el valor de α sea menor que la unidad. Un valor igual a la unidad indicaría que no existen "intercambios cruzados". Un valor pequeño de α , implicaría que la red utiliza más área de la necesaria para su recuperación de energía, debido a un

problema de "intercambios cruzados".

Si se supone que α es constante sobre el intervalo del consumo de energía actual y el valor al cual se pretende llegar, obtendríamos la curva que se muestra en la Figura 3.2.4. Esta curva forma un límite para el diseño y permite distinguir cuatro regiones distintas en la gráfica de energía contra área (Figura 3.2.5): una región en la cual los diseños son imposibles (ya sea para readecuaciones o diseños nuevos), dos regiones en las cuales la readecuaciones no son recomendables desde punto de vista económico y finalmente una cuarta región dentro de la cual se deben localizar las readecuaciones.

La curva de α constante es un estimado aceptable de la mejor curva. Como tal, da la posibilidad de predecir, antes de diseño, mediante simple lectura en la gráfica, el área superficial adicional requerida, ΔA , para cualquier ahorro de energía dado, ΔE . Con esta disponibilidad es posible evaluar los costos relevantes.

3.2.1.4 REQUERIMIENTO DE AREA DE INTERCAMBIO PARA READECUACIONES.

Los requerimientos de área de intercambio de calor de una red involucran tanto área de intercambio de calor proceso-proceso como proceso-servicios. Pero es importante aclarar que en las readecuaciones, durante el desarrollo del procedimiento, sólo se debe considerar el área de intercambio

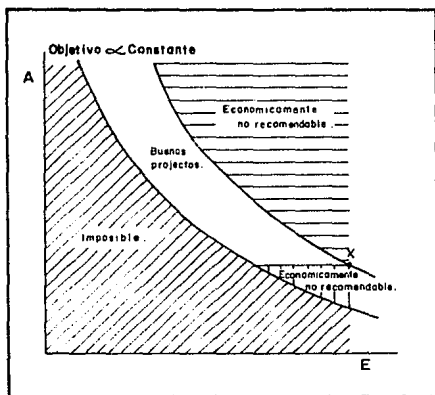


FIGURA 3.2.5 Línea de \propto constante para distinguir las 4 regiones diferentes para localizar un proyecto.

proceso-proceso y se debe excluir el área de intercambio contra servicios, ya que la reducción del consumo de servicios en una readecuación conduce a un incremento en el área de intercambio de calor proceso-proceso pero no en el área de proceso-servicio.

3.2.1.5 ESTIMACION DE LOS COSTOS DE CAPITAL.

Una red siempre involucra varias unidades de intercambio de calor. Físicamente cada unidad puede estar formada por uno o más equipos de intercambio de calor arreglados en serie o en paralelo. El número total de equipos es el que determina el costo de capital de la red. El costo de un equipo se puede expresar por una ecuación como la siguiente:

$$\text{Costo Instalado} = a + b * (\text{Area})^n \quad \text{Ec. 3.2.2}$$

donde: $0 < n \leq 1.0$

En readecuaciones, dados los requerimientos de área superficial adicional, ΔA , los cuales se pueden obtener de la línea de a constante, el capital del proyecto o costo de inversión se puede calcular (suponiendo que los intercambiadores nuevos tienen áreas iguales) con la siguiente ecuación⁽²⁴⁾:

$$\text{Costo de Inversión} = \Delta N [a + b (\Delta A / \Delta N)^n] \quad \text{Ec. 3.2.3}$$

Sin embargo, el número de equipos de intercambio ΔN es difícil de predecir y depende de las unidades existentes en la red actual. Generalmente, las unidades de intercambio requieren más equipos después de la readecuación, debido al incremento en las necesidades de área de esa unidad. Por lo tanto, es importante poder hacer una estimación del número de intercambiadores nuevos para la readecuación.

Una posible aproximación, es suponer que el área promedio de los equipos de intercambio presentes en la red actual, da un estimado razonable de la distribución de área nueva en los intercambiadores adicionales, o sea:

$$\Delta N = \Delta A / \text{Area prom. intercambiadores existentes} \quad \text{Ec. 3.2.4}$$

Aunque este no es un resultado riguroso, si da una aproximación inicial razonable. Como ΔN debe ser número real, se aproximará al entero siguiente cuando la fracción sea mayor o igual que 0.5 y al número entero actual si la fracción es menor que 0.5. Con este valor obtenido para ΔN se puede calcular el costo de inversión del proyecto. Mediante el uso repetido del procedimiento, se puede evaluar antes del diseño, el costo de inversión del proyecto de readecuación para cualquier ahorro de energía establecido.

3.2.1.6. LA GRAFICA DE COSTO DE INVERSION CONTRA AHORRO

Se pueden calcular los costos de inversión de capital y de ahorro de energía, ambos son funciones de la ΔT_{min} y se pueden relacionar unos con otros. La Figura 3.2.6 muestra una gráfica típica de costo de inversión contra el correspondiente costo del ahorro de energía. Esta gráfica relaciona el ahorro de energía, el costo de inversión y el periodo de recuperación de la inversión. Se observa que para lograr un ahorro mayor, se requiere mayor inversión y por lo tanto un periodo mayor de recuperación de la inversión y viceversa.

En situaciones de readecuaciones, el alcance del proyecto generalmente se establece mediante uno de los siguientes criterios económicos: un periodo de recuperación de la inversión aceptable, con una inversión de capital preestablecida o, simplemente, el periodo de recuperación de capital aceptable. Definido esto, el costo para el proyecto de readecuación se puede establecer antes del diseño. De esta manera, el punto de partida correcto que se utilizará se puede identificar a partir de las curvas compuestas, una vez que se ha establecido el ahorro de energía requerido. Generalmente esto se expresa en términos de la ΔT_{min} y esta es la forma adecuada de fijarla (Figura 3.2.7).

3.2.2 HERRAMIENTAS DE DISEÑO.

3.2.2.1 INTRODUCCION.

Una vez establecido el ahorro de energía requerido, la temperatura del punto de pliegue y el valor inicial de la ΔT_{min} , se identifican fácilmente partiendo de las curvas compuestas, debido a que la posición relativa de estas curvas es constante a través de todo el diseño. Esto nos da el punto de partida para la tarea de diseño.

Rediseñar una red existente mediante una readecuación, es más difícil que conducir un diseño nuevo. Los intercambiadores ya están instalados y moverlos cuesta dinero. Es decir, el rediseño está restringido por la estructura de la planta existente.

El continuar utilizando el equipo existente no cuesta dinero ni impone nuevos requerimientos de espacio, por lo que es deseable utilizar lo más que sea posible del equipo existente.

El análisis sobre los aspectos económicos de una readecuación ha mostrado que el objetivo principal en esta tarea, debe ser utilizar el área existente lo más eficientemente posible, mientras se trata de que los cambios a la red existente sean minimizados. Reconociendo esto, es claro que el punto de partida debe ser la red existente. El nuevo procedimiento que se aborda, está orientado hacia el logro de este objetivo. Sin embargo, para desarrollar este

procedimiento se necesita examinar cada intercambiador individualmente en la red y evaluar su contribución respecto al comportamiento total de la misma. De esta manera se puede ver cuales intercambiadores tienen una buena contribución al comportamiento de la red, considerarlos bien colocados y retenerlos en ella. Los que no están bien colocados deben ser relocalizados o utilizarlos en otro lado si es posible, cuando sea necesario adicionar nuevas unidades a la red. Se han desarrollado algunas herramientas para evaluar el comportamiento de cada intercambiador en la red, las cuales se describen a continuación.

3.2.2.2. ANALISIS DE LOS INTERCAMBIADORES QUE CRUZAN EL PUNTO DE PLIEGUE.

Se sabe que los diseños inefficientes presentan flujo de calor a través del punto de pliegue, el cual corresponde al exceso de requerimiento de servicios (tanto de calentamiento como de enfriamiento). Por lo tanto, un paso obvio seria identificar los intercambiadores que transmiten calor a través de este punto y reorganizarlos, de manera que este flujo se elimine. El método de identificación de los intercambiadores que transmiten calor a través del punto de pliegue y la magnitud de este, se discuten en el Apéndice C.

3.2.2.3 GRAFICA DE LA FUERZA IMPULSORA.

El requerimiento de área de una red de intercambio

de calor, se minimiza cuando los pares de intercambio corresponden a un alineamiento vertical de las corrientes, en las curvas compuestas (análogo al flujo en contra corriente en un intercambiador de calor). Mejorando el alineamiento de cualquier intercambio individual en la red existente, se puede mejorar la utilización del área en su conjunto.

Si un intercambiador transfiere calor a través del punto de pliegue, las corrientes de intercambio no pueden estar verticalmente alineadas. La transferencia de calor a través de este punto es, simplemente, un caso de no alineamiento. Consecuentemente, concentrándose en el realineamiento de los pares de intercambio, automáticamente se está atacando la transferencia de calor a través del punto de pliegue.

Si se trata de lograr un buen alineamiento de los pares de intercambio, también será necesaria una herramienta con la cual identificar los pares ideales. Esta herramienta es la gráfica de la fuerza impulsora. Esta es una gráfica de ΔT contra su correspondiente temperatura de la corriente fría T_f . La representación de los pares de intercambio ideales coinciden con el trazo de esta gráfica la cual representa el trazo ideal. Así, la gráfica de la fuerza impulsora es una herramienta, la cual puede estimar cualitativamente mediante la desviación entre los trazos, el comportamiento de un intercambiador individualmente.

En readecuaciones, esta gráfica se puede usar para

dar un estimado cualitativo de como se comportan las fuerzas impulsoras de los intercambiadores existentes, comparadas con los ideales. Los intercambiadores cuyo trazo se aproxima a la gráfica, se pueden considerar como bien colocados; también es útil como guía para corregir los que se encuentran mal colocados.

3.2.2.4 ANALISIS DEL PROBLEMA REMANENTE.

a) Energía Remanente.- Una forma de verificar si un par de intercambio propuesto está de acuerdo con las energías objetivo, es aplicar el algoritmo de la tabla problema a "lo que resta del problema original, después de eliminar de la red la parte de las corrientes involucradas en el intercambio propuesto", para calcular los requerimientos de energía del problema modificado. Se obtendría uno de los dos siguientes resultados: que el problema remanente requiera la misma energía que antes y en tal caso, el intercambiador analizado no perjudica el requerimiento total de energía; o que el problema remanente requiera más energía y, en tal caso, el par de intercambio analizado incurra en una penalidad de energía. La suposición en la cual se basan éstos cálculos es que se aplica la misma ΔT_{min} .

Este análisis es una herramienta útil para evaluar las consecuencias de colocar un intercambiador en una red. Estas se evalúan en términos del consumo de energía. En aplicaciones de readecuaciones, permanece la pregunta

respecto a ¿qué tan eficientemente se utiliza el área superficial?

b) Área Remanente.- Nuevamente, utilizando la Ec. 3.1.1, se puede calcular el área de transferencia de calor requerida para el problema remanente (A_{or}). La suma de esta área objetivo remanente con el área de un intercambiador propuesto, da el área total alcanzable al aceptar ese equipo en la red. Comparando esta área con el área objetivo del problema original, se obtiene la eficiencia del área superficial máxima, posterior a la aceptación de ese par de intercambio, " α max", la cual se puede obtener mediante la siguiente expresión:

$$\alpha \text{ max}_{(s)} = A_o / [A_{(s)} + A_{or(s)}] \quad \text{Ec. 3.2.5}$$

con $0 < \alpha \text{ max} \leq 1.0$

Esto es lo que se conoce como "análisis del área remanente" y se calcula sobre la base de un requerimiento de energía fijo, lo cual es una condición fundamental. Esto permite evaluar la penalidad en área superficial que resulta de un uso inapropiado de los gradientes de temperatura de un intercambiador. Es una nueva herramienta que da una evaluación cuantitativa de la colocación de un intercambiador y que complementa a la gráfica de la fuerza impulsora.

En situaciones de readecuación, este análisis se puede utilizar para verificar cuantitativamente que tan bien

o que tan mal esta un intercambiador en la red analizada, bajo el nuevo requerimiento de energía y se puede aplicar a:

* Intercambiadores existentes en su colocación original, para evaluarlos contra la posibilidad de relocalizarlos.

* Intercambiadores existentes que han sido corregidos y hay que evaluar la modificación.

* Intercambiadores nuevos, requeridos en la readecuación de la red.

Este análisis puede arrojar tres posibles resultados:

1) Que el valor de α max no se pueda definir debido a que el área remanente objetivo no se pueda calcular lo cual puede ocurrir si el intercambiador utiliza una fuerza impulsora excesiva de tal manera que la ΔT_{min} en las curvas compuestas remanentes se vuelva negativa, por lo que el equipo debe ser relocalizado o eliminado.

2) Que el valor de α max sea menor que el original, lo cual implica que el intercambiador esta mal colocado y debe relocalizarse.

3) Que el valor de α max sea mayor que el original lo que significa que el equipo esta bien colocado.

c) ΔT_{min} Remanente.- Es la ΔT_{min} para el problema remanente y tiene como base un consumo de energía fijo. La ΔT_{min} remanente ($\Delta T_{min,r}$), se puede utilizar para indicar la dificultad del diseño del problema remanente, ya que se relaciona con el gradiente de temperatura del equipo en

cuestión. Un intercambiador que tenga un valor de ϵ max mayor que el original puede no ser aceptable si la ΔT_{min} implica que el diseño subsecuente será difícil.

Con la ΔT_{min} y ϵ max conocidas, se puede identificar un intercambiador bueno o malo para la red con cierta confiabilidad.

3.2.2.5 MODIFICACION DE INTERCAMBIADORES.

a) La Nueva Gráfica Tf contra Tc.

La gráfica de fuerza impulsora es una guía útil para la mejor colocación de un intercambiador. Sin embargo, se ha desarrollado una representación mejor, la cual da una herramienta más directa para el alineamiento del equipo, esta es la gráfica de fuerza impulsora de Temperatura Caliente contra Temperatura Fría (T_c -vs- T_f). Esta es una gráfica de temperaturas de las corrientes calientes y frías alineadas, la cual incluye una línea de $T_c = T_f$ (Figura 3.2.B). Las letras CP representan el producto del flujo de la corriente por su calor específico. Cada línea en la gráfica T_c -vs- T_f tiene una pendiente igual a la relación de las capacidades caloríficas de las curvas compuestas caliente y fría en ese intervalo ($[C_{Pf}/C_{Pc}]_{inter.}$).

La nueva gráfica de fuerza impulsora proporciona más información que la gráfica de ΔT -vs- T_f y es más conveniente de usar, en particular cuando se van a corregir intercambiadores mal colocados en la red, como se describe a

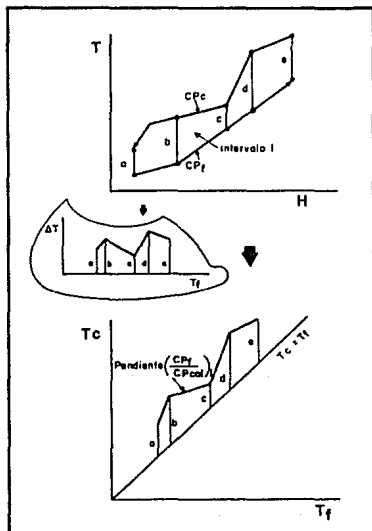


FIGURA 3.2.8 La nueva gráfica de Fuerza Impulsora de T_f contra T_c

continuación.

b) Modificación de Intercambiadores.

Existen dos formas de utilizar un intercambiador en una readecuación. Primero, se podrían alterar sus condiciones de operación; a esta acción se le llama modificación del intercambiador y no involucra un cambio estructural. Alternativamente, se podría eliminar el equipo de una posición y relocalizarlo en otra. En este caso la estructura de la red sí cambia. Generalmente se prefiere la primera opción.

La modificación del equipo se puede hacer ajustando las ΔT s, modificando el flujo de alguna de las corrientes involucradas, o ambas cosas a la vez.

Después de la modificación, las temperaturas de operación del equipo variarán y por lo tanto se requerirá un área superficial diferente. Para lograr una buena modificación en la readecuación, se deben de cuidar dos aspectos esenciales: primero, el intercambiador se debe modificar de tal forma que se aproxime lo más posible al trazo de la gráfica de fuerza impulsora; segundo, que al modificar el equipo se obtenga la máxima reutilización del área de intercambio de calor.

La modificación de un intercambiador no afecta la relación de CPs o la pendiente de la línea. Consecuentemente, no se puede garantizar que un equipo tenga sus ΔT s próximos a la gráfica de fuerza impulsora después de la modificación,

por lo que pudiera requerirse un fraccionamiento de la corriente, para cambiar su pendiente. Directamente de la gráfica se puede determinar cual corriente se debe fraccionar (la caliente o la fría) y en que proporción.

Cuando la relación de CPs no se puede modificar, el efecto de una colocación inapropiada se puede minimizar reduciendo la carga térmica del intercambiador, de tal manera que se reduzca la desviación de la temperatura respecto a la gráfica de la fuerza impulsora. Esta modificación generalmente implica una reducción en los requerimientos del área de intercambio. Si se tratara de una unidad con varios equipos, las carcazas no utilizadas por la reducción de área, son susceptibles de relocarse para utilizarlos en otro punto de la red.

Una vez que el intercambiador ha sido modificado, el análisis del problema remanente (área y ΔT_{min}) se puede aplicar para verificar si la modificación ha sido exitosa.

El aspecto importante de esta técnica es que permite corregir un intercambiador en la red sin necesidad de relocarlo.

3.2.3 DISEÑO.

3.2.3.1 INTRODUCCION.

Las herramientas clave para el diseño en readecuaciones son: el análisis del problema remanente (área

y ΔT_{min}), la gráfica de la fuerza impulsora y la modificación de los intercambiadores. El procedimiento es guiado para alcanzar un alto grado de interacción con el usuario y consiste de 4 pasos principales que se describen a continuación.

3.2.3.2 ANALISIS DE LOS INTERCAMBIADORES EXISTENTES.

Utilizando el análisis del problema remanente, el procedimiento de rediseño se inicia determinando que tan efectivamente está colocado cada intercambiador en la red existente. Entonces, el diseñador puede decidir si aquellos intercambiadores que tienen una buena contribución a la utilización del área total deben ser conservados o no. También se pueden analizar los equipos que se consideran esenciales por razones de seguridad u operabilidad. Es importante señalar que al tomar estas decisiones, el diseñador tiene un conocimiento completo de las penalizaciones en las que incurriría.

3.2.3.3. CORRECCION DE INTERCAMBIADORES INADECUADOS.

En este punto se examina como puede ser mejorada la colocación de los intercambiadores remanentes. Para esta tarea se utilizan la gráfica de fuerza impulsora y la técnica de modificación de intercambiadores. Después de la corrección de cada equipo, se aplica el análisis del problema remanente para verificar si la modificación ha sido exitosa o no.

3.2.3.4 COLOCACION DE NUEVOS INTERCAMBIADORES.

En esta etapa, se enfoca el esfuerzo en identificar donde es la mejor colocación para equipos nuevos, con la intención de completar el diseño. Nuevamente, a cada adición se aplica el análisis del problema remanente apoyándose en la gráfica de fuerza impulsora. Esta etapa generalmente se efectúa una vez que todos los intercambiadores existentes están bien colocados.

3.2.3.5 EVOLUCION.

Al finalizar la etapa anterior, se cuenta con una red la cual cumple los objetivos del proceso y alcanza la energía objetivo; sin embargo, generalmente el rediseño puede ser mejorado, por ejemplo, haciendo a la nueva estructura aún más compatible con la red existente, o también reduciendo el número de unidades nuevas requeridas.

Esta mejora se alcanza mediante la redistribución de las cargas térmicas alrededor de los ciclos existentes y/o a lo largo de las rutas (Apéndice D).

4.0 APLICACION DE LA TECNOLOGIA DEL PUNTO DE PLIEGUE A LA READECUACION DE LA RED DE INTERCAMBIO DE CALOR DE LA PLANTA DE ACRILONITRILLO.

El primer paso para la aplicación de esta metodología, después obtener los datos fidedignos de diseño de los intercambiadores de calor de la red existente, en un caso como el presente donde ya existe la planta (readecuación), es la identificación clara de las corrientes de proceso calientes (las cuales requieren enfriarse) y las frías (las cuales requieren calentarse), así como la obtención de datos precisos de temperaturas de suministro y salida (o temperaturas objetivo), factores de ensuciamiento, coeficientes de película y el valor del producto del calor específico por el flujo (M) de cada una de las corrientes involucradas, como se observa en la Tabla 4.1.

El siguiente paso es elaborar la representación simple (tipo malla) de la red de intercambio de calor existente, de acuerdo a los siguientes lineamientos:

a) Las corrientes calientes se dibujan en la parte superior, corriendo de izquierda a derecha.

b) Las corrientes frías se dibujan en la parte inferior corriendo de derecha a izquierda.

c) Un intercambiador de calor se representa por una línea vertical con dos círculos en sus extremos, los cuales

TABLA 4.1 Identificación de las Corrientes de Proceso y sus Condiciones de Operación, las cuales participan en nuestro estudio.

| CORRIENTES CALIENTES | | | | | |
|----------------------|------------------|-------------------|-----------|-----------|--------------|
| No. Corr. | INICIA | TERMINA | Temp. °C. | Temp. °C. | MD kcal/h °C |
| 1 | DOMO ADA-101 | ALIM. ADA-103 | 85.0 | 35.0 | 205920.00 |
| 2 | DOMO ADA-104 | AFA-111 | 75.0 | 40.0 | 62514.28 |
| 3 | AFA-140 | PLATO 90 ADA-104 | 118.0 | 49.0 | 56324.64 |
| 4 | AFA-140 | PLATO 64 ADA-103 | 118.0 | 37.8 | 91965.09 |
| 5 | PLATO 61 ADA-103 | PLATO 60 ADA-103 | 24.3 | 1.7 | 90398.23 |
| 6 | DOMO ADA-105 | AFA-112 | 94.0 | 38.0 | 26017.86 |
| 7 | PLATO 27 ADA-106 | AFA-116 | 80.0 | 40.0 | 10675.00 |
| 8 | DOMO ADA-106 | REFLUJO Y AFA-927 | 32.0 | 29.0 | 231666.66 |
| 9 | DOMO ADA-107 | AFA-117 | 45.0 | 43.0 | 825000.00 |
| 10 | AFA-117 | SUCC. AGA-124 | 43.0 | 15.6 | 2554.74 |
| 11 | AEE-106 | DRENAJE | 238.0 | 40.0 | 772.73 |
| 12 | PLATO 40 ADA-107 | ADRILOM. A ALMAC. | 50.0 | 20.0 | 3166.66 |
| CORRIENTES FRIAS | | | | | |
| 13 | FONDO ADA-103 | ALIM. A ADA-104 | 24.2 | 84.2 | 95100.00 |
| 14 | FONDO ADA-104 | PLATO 1 ADA-104 | 118.0 | 119.0 | 11708000.0 |
| 15 | LIM. BATERIA | REACTOR | -6.1 | 66.0 | 10416.09 |
| 16 | LIM. BATERIA | REACTOR | -6.1 | 66.0 | 13800.28 |
| 17 | AFA-111 | PLATO 43 ADA-106 | 40.0 | 60.0 | 4800.00 |
| 18 | FONDO ADA-106 | PLATO 1 ADA-106 | 90.0 | 91.0 | 1389000.00 |
| 19 | FONDO ADA-107 | PLATO 1 ADA-107 | 64.0 | 65.0 | 1499000.00 |

TABLA 4.1 Identificación de las Corrientes de Proceso y sus Condiciones.....(Continuación).

| CORRIENTES CALIENTES | | | | |
|----------------------|-------------------------------|-------------------------------------|----------------------------|-------------|
| No. Corr. | $h_{pellicula}$ kcal/hm °C | Coef. de Ensuciam. hm °C/kcal | h_{global} kcal/hm °C | Q Mcal/h |
| 1 | 428.000 | 0.00040 | 365.437 | 10296.0 |
| 2 | 464.000 | 0.00050 | 376.623 | 2188.0 |
| 3 | 4343.130 | 0.00050 | 1369.396 | 3886.4 |
| 4 | 4315.503 | 0.00050 | 1366.638 | 7375.6 |
| 5 | 2910.722 | 0.00050 | 1185.455 | 2043.0 |
| 6 | 468.000 | 0.00050 | 379.254 | 1457.0 |
| 7 | 1097.000 | 0.00045 | 734.442 | 427.0 |
| 8 | 1866.000 | 0.00060 | 880.354 | 695.0 |
| 9 | 720.000 | 0.00040 | 559.006 | 1650.0 |
| 10 | 661.000 | 0.00040 | 522.777 | 70.0 |
| 11 | 418.000 | 0.00040 | 358.122 | 153.0 |
| 12 | 718.800 | 0.00035 | 574.314 | 95.0 |
| CORRIENTES FRIAS | | | | |
| 13 | 6174.000 | 0.00050 | 1510.643 | 5706.0 |
| 14 | 8496.000 | 0.00070 | 1222.938 | 11708.0 |
| 15 | 629.986 | 0.00020 | 559.491 | 751.0 |
| 16 | 476.349 | 0.00020 | 434.915 | 995.0 |
| 17 | 1722.000 | 0.00050 | 925.308 | 96.0 |
| 18 | 4957.000 | 0.00172 | 520.363 | 1389.0 |
| 19 | 2447.000 | 0.00190 | 433.151 | 1499.0 |

están colocados sobre las corrientes que van a intercambiar calor. La carga térmica del equipo se anota bajo el círculo inferior.

d) Los calentadores (C) y enfriadores (E) se representan como un círculo sobre la corriente que está siendo calentada o enfriada.

e) Los valores de las temperaturas se colocan sobre la red para verificar fácilmente los datos de cada corriente.

f) Al inicio de cada corriente, se anota el número con el que se identifica a la misma.

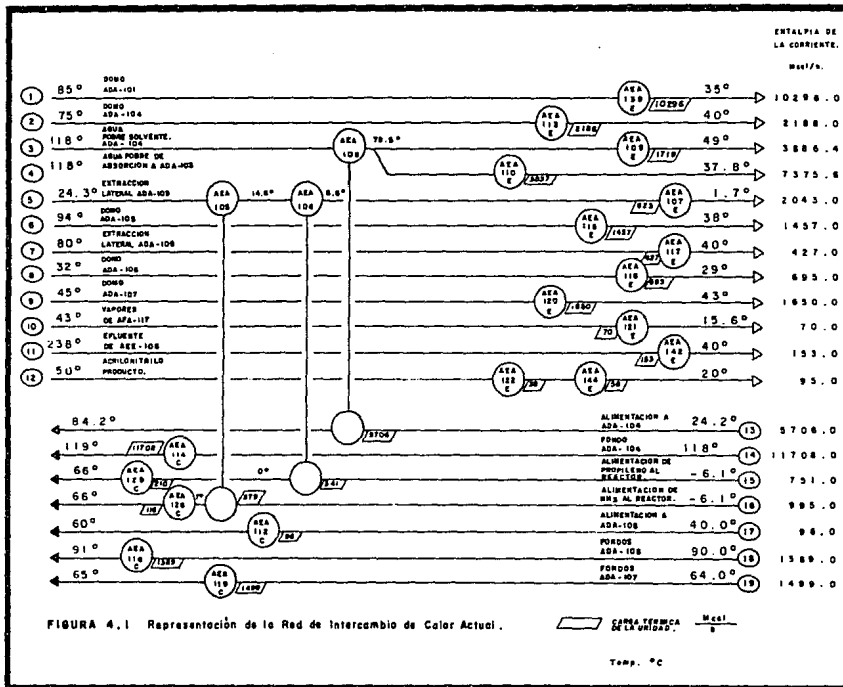
g) En el extremo derecho de la red, se coloca la entalpia de la corriente.

Es importante señalar que esta representación TIPO MALLA de la red, es una referencia rápida y una representación física del sistema de intercambio de calor, la cual será de mucha utilidad durante el desarrollo total del trabajo. La Figura 4.1 representa el arreglo tipo malla del problema en estudio.

Con la finalidad de complementar los datos necesarios para este trabajo, a continuación se describen los servicios auxiliares de que se dispone:

--- Servicio de Calentamiento.- Vapor de agua de 4.8 kg/cm² y 156 °C con $\lambda = 513$ kcal/kg; Coef. global de película de 3694.83 kcal/h m² °C y Costo (1992) = 15.6 \$/kg.

--- Servicio de Enfriamiento hasta 37.8°C.- Agua de



enfriamiento de 4.2 kg/cm^3 y $29.4 \text{ }^\circ\text{C}$ con $C_p = 1.0 \text{ kcal/kg } ^\circ\text{C}$; Coef. global de película = $1251.4168 \text{ kcal/h m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$ y Costo (1992) de $0.101 \text{ } \$/\text{kg}$.

— Servicio de Enfriamiento de $37.8 \text{ }^\circ\text{C}$ y menores.—
Solución acuosa de metanol al 25% de 7.2 kg/cm^3 y $-4.0 \text{ }^\circ\text{C}$ con $C_p = 0.956 \text{ kcal/kg } ^\circ\text{C}$; Coef. global de película = $1963.4398 \text{ kcal/h m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$ y Costo aproximado (1992) = $0.1515 \text{ } \$/\text{kg}$.

4.1 ESTABLECIMIENTO DE OBJETIVOS.

Como en un estudio de readecuación el primer paso que se debe dar, es el de evaluar el comportamiento de la red existente y compararlo respecto a los objetivos, auxiliándose de la gráfica energía contra área, primero se calcularán los valores necesarios para construir esta gráfica.

Una vez fijado un valor para la ΔT_{min} , se pueden obtener los intervalos de temperatura fijados por las temperaturas de suministro y salida de las corrientes (Apéndice A) y mediante la aplicación del Algoritmo de la Tabla Problema (Apéndice B), se puede encontrar la Temperatura del Punto de Pliegue y obtener los Servicios Mínimos de Calentamiento y Enfriamiento, los cuales sumados nos dan el valor de energía total correspondiente al valor de ΔT_{min} fijado.

Por otro lado, la misma ΔT_{min} define la posición de las curvas compuestas y como se explicó anteriormente, la

zona donde se sobreponen una con la otra representa el área mínima proceso-proceso de la red, la cual se puede calcular utilizando la Ecuación 3.1.1, al definir nuevamente otros intervalos en los que se suponen intercambios alineados verticalmente.

Repetiendo esta secuencia para diferentes valores de ΔT_{min} , se obtienen los datos para la construcción de la gráfica de consumo total de energía contra área de intercambio de calor. La Tabla 4.1.1 resume los valores obtenidos para ΔT_{min} desde 5 y hasta 45 °C ya que a este límite se supera el valor del consumo de energía total actual del proceso.

La Figura 4.1.1 representa la gráfica de la energía objetivo contra el área objetivo para el presente problema, es decir la curva que marca el límite de lo posible para el diseño y que permitirá evaluar el comportamiento de la red actual.

En la Tabla 4.1.2 se presenta la carga térmica de cada uno de los equipos que conforman la red de intercambio de calor en estudio, así como su requerimiento total de energía actual.

Por otro lado, el área de intercambio proceso-proceso actual está definida por tres unidades que son: AEA-104 (Vaporizador de propileno), AEA-105 (Vaporizador de amoníaco) y AEA-108 (Intercambiador agua rica/agua pobre). Para calcular el área de intercambio de estas unidades se

TABLA 4.1.1 Datos para la construcción de la Gráfica de Energía contra Área.

| A T °C. | T plegue l. frío | Q calent. kcal/h | Q enfriam. kcal/h | Q tot. kcal/h | A (m ²) proc-proc |
|------------|---------------------|---------------------|----------------------|------------------|----------------------------------|
| 5 | 118 | 11619140 | 19811140 | 31430280 | 915.68 |
| 10 | 118 | 11623000 | 19815000 | 31438000 | 913.22 |
| 15 | 118 | 11626860 | 19818870 | 31445730 | 911.42 |
| 18 | 118 | 11629180 | 19821180 | 31450360 | 910.48 |
| 20 | 90 | 11811770 | 20003770 | 31815540 | 856.18 |
| 25 | 90 | 12557090 | 20749090 | 33306180 | 666.76 |
| 30 | 90 | 13005820 | 21197820 | 34203640 | 570.12 |
| 35 | 64 | 13640540 | 21832540 | 35473080 | 482.66 |
| 40 | 64 | 14385850 | 22577850 | 36963700 | 400.26 |
| 45 | 64 | 15131160 | 23323160 | 38454320 | 324.48 |

TABLA 4.1.2 Carga Térmica de las unidades involucradas.

| SERV. DE ENFRIAM. REALES | | SERV. DE CALENT. REALES | |
|--------------------------|-----------------------|--|-----------------------|
| UNIDAD | CARGA TERM. Mcal/h | UNIDAD | CARGA TERM. Mcal/h |
| AEA-107 A/B | 823 | AEA-112 | 96 |
| AEA-109 | 1719 | AEA-114 A/B | 11708 |
| AEA-110 | 3837 | AEA-116 A/B | 1389 |
| AEA-113 | 2188 | AEA-119 A/B | 1499 |
| AEA-115 | 1457 | AEA-128 | 116 |
| AEA-117 | 427 | AEA-129 | 210 |
| AEA-118 | 695 | SUBTOTAL DE SERV. DE ENFRIAMIENTO = 23210 Mcal/h | |
| AEA-120 | 1650 | | |
| AEA-121 | 70 | SUBTOTAL DE SERV. DE CALENTAMIENTO = 15018 Mcal/h | |
| AEA-122 | 39 | | |
| AEA-139 | 10286 | ENERGIA TOTAL DEL PROCESO = 38228 Mcal/h | |
| AEA-142 | 153 | | |
| AEA-144 | 56 | | |

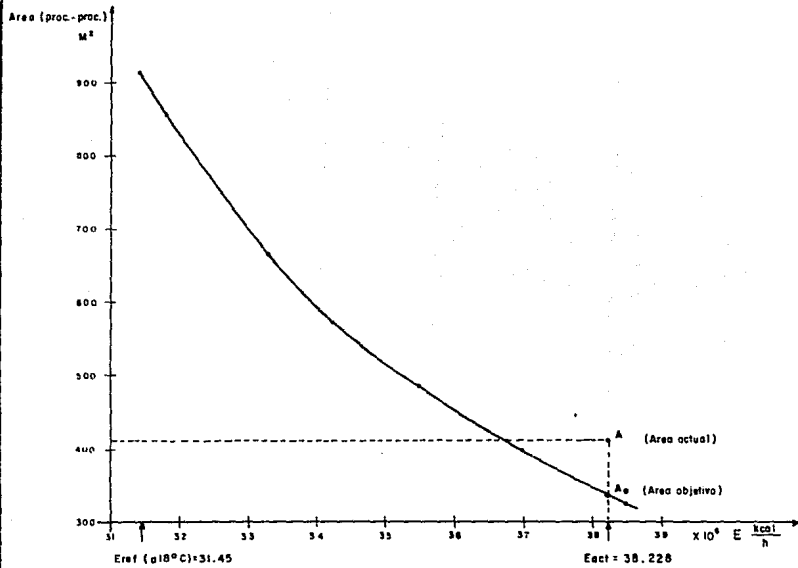


FIGURA 4.1.1 Gráfica de la Energía Objetivo contra el Área Objetivo para el problema en estudio.

utiliza la carga térmica y la ΔT media logarítmica obtenida de las temperaturas de entrada y salida de las corrientes en condiciones de diseño. Debe aclararse que se omitió el factor de corrección a la media logarítmica de las diferencias de las temperaturas, con el propósito de mantener la misma base de referencia respecto al cálculo del área objetivo (modelo de intercambio de calor de flujo en contracorriente puro), lo cual como ya se comentó es una aproximación muy aceptable. Utilizando las siguientes unidades: Q [=] Mcal/h; U [=] kcal/h m² °C ; y ΔT_{ML} [=] °C, los valores de áreas obtenidos son:

$$\text{AEA-104: } A = 541000 / (483 * 14.6499) = 76.4566 \text{ m}^2$$

$$\text{AEA-105: } A = 879000 / (466 * 18.9491) = 99.5438 \text{ "}$$

$$\text{AEA-108: } A = 5706000 / (551 * 43.6714) = 237.1281 \text{ "}$$

$$\text{Area total proceso-proceso actual} = 413.1286 \text{ m}^2$$

El punto A en la Figura 4.1.1 representa a la red de intercambio de calor actual, ya que esta definido por el consumo total de energía del proceso y por el área de intercambio total proceso-proceso de la red. El punto A_o representa el área mínima (área objetivo) requerida al nivel del consumo de energía total actual del proceso. Consecuentemente, el cociente de las dos representa la evaluación del comportamiento actual de la red a través de la

"eficiencia de área ϵ " que para éste caso vale:

$$\epsilon = [330/413.128] \epsilon_{\text{actual}} = 0.7988$$

donde: $E_{\text{actual}} = 38228 \text{ Mcal/h}$

Este valor indica que para lograr una buena readecuación se tendrán que reducir los intercambios cruzados, haciendo un uso más eficiente del área disponible y logrando, consecuentemente, un valor de ϵ más próximo a la unidad.

Continuando con la metodología, se tendrán que obtener los valores para construir la gráfica de costo total de inversión contra ahorro total anualizado. Para obtener este último, primero se resta de los requerimientos reales de servicios de calentamiento y enfriamiento (Ver Tabla 4.1.2), los obtenidos mediante el procedimiento descrito para los diferentes valores de ΔT_{min} (Tabla 4.1.1). Una vez determinados los ahorros de energía, se multiplican estos por los costos de los servicios utilizados, logrando así identificar los ahorros económicos de cada uno de ellos. La suma de ambos da el ahorro total anualizado. Para obtener los costos de los servicios se consideran 8000 h. de operación al año, una ΔT de 10 °C para el agua de enfriamiento y las siguientes unidades: Q [=] kcal/h, λ [=] kcal/kg, Costos de Servicios (en 1992) [=] \$/kg, C_p [=] kcal/kg °C, Tiempo de operación [=] h/año y ΔT [=] °C. Por lo tanto los costos de

servicios serán:

a) Calentamiento.-

$$C = (Q/\lambda) (\text{Costo}) (\text{tmpo. de operación})$$

$$C = (Q/513) (15.6) (8000) = Q * 243.2748 [=] \$/año$$

b) Enfriamiento.-

$$C = (Q/C_p * \Delta T) (\text{Costo}) (\text{tmpo. de operación})$$

$$(c/\text{agua}) C = (Q/1*10) (0.101) (8000) = Q * 80.8 [=] \$/año$$

(con solución acuosa de metanol)

$$C = (Q/1*10) (0.1515) (8000) = Q * 126.778 [=] \$/año$$

La Tabla 4.1.3 resume estos resultados.

TABLA 4.1.3 Ahorro Total Anualizado para diferentes ΔT_{min}

| ΔT min | Ahorro de Energía kcal/h | | Ahorro Económico M\$/año | | Ahorro Total M\$/año |
|-------------------|-----------------------------|---------|-----------------------------|-----------|----------------------------|
| | Calentam | Enfriam | Calentam. | Enfriam. | |
| 5 | 3398860 | 3398860 | 826.85717 | 274.62788 | 1101.4850 |
| 10 | 3395000 | 3395000 | 825.91813 | 274.31600 | 1100.2341 |
| 15 | 3391140 | 3391140 | 824.97909 | 274.00330 | 1098.9823 |
| 18 | 3388820 | 3388820 | 824.41469 | 273.81666 | 1098.2313 |
| 20 | 3206230 | 3206230 | 779.99513 | 259.06338 | 1039.0585 |
| 25 | 2460910 | 2460910 | 598.67752 | 198.84153 | 797.5190 |
| 30 | 2012180 | 2012180 | 489.51280 | 162.58414 | 652.0969 |
| 35 | 1377460 | 1377460 | 335.10138 | 111.29877 | 446.4001 |
| 40 | 632150 | 632150 | 153.78620 | 51.07772 | 204.8639 |

En este caso no se consideró necesario explorar más valores

ESTA TESIS NO DEBE SALIR DE LA BIBLIOTECA

para ΔT_{min} , ya que el comportamiento de la curva es monotónicamente decreciente.

Para obtener el costo total de inversión, se utiliza la aproximación presentada anteriormente de suponer que α es constante. Por lo tanto, se dividen los valores de las áreas de intercambio objetivo proceso-proceso (obtenidas como se describió anteriormente) entre el valor de $\alpha = 0.7988$, con lo cual se encuentran los valores de área para diferentes ΔT_{min} considerando la misma eficiencia de área. Restando a estos valores el valor del área de intercambio proceso-proceso actual, se obtiene el incremento de área (ΔA), y dividiendo ésta entre el área promedio actual por equipo (Ecuación 3.2.4) se puede encontrar el número aproximado de equipos (ó carcazas) ΔN para cada valor de ΔT_{min} considerado. Finalmente el costo total de inversión se obtiene mediante una expresión del tipo de la Ecuación 3.2.3. Para el presente caso se tendría:

$$A_{\text{prom/equipo}} = A_{\text{tot. proc-proc actual}} / 4$$

debido a que la unidad AEA-10B consta de dos carcazas. Por lo tanto se tiene:

$$A_{\text{prom.}} = 413.1286 / 4 = 103.2826 \text{ m}^2$$

El costo aproximado⁽⁹⁾ actualizado (marzo de 1992)

TABLA 4.1.4 Costo Total de Inversión para diferentes ΔT_{min} .

| Δ sin | A obj. | A 0 $\alpha = cte.$ | ΔA | ΔN | Costo de Inversión M\$ |
|--------------|--------|---------------------------|------------|------------|------------------------|
| 5 | 915.68 | 1146.34 | 733.21 | 7 | 3316.29281 |
| 10 | 913.22 | 1143.26 | 730.13 | 7 | 3316.29281 |
| 15 | 911.42 | 1141.01 | 727.88 | 7 | 3316.29281 |
| 18 | 910.48 | 1139.83 | 726.70 | 7 | 3316.29281 |
| 20 | 856.19 | 1071.87 | 658.74 | 6 | 2842.53669 |
| 25 | 666.76 | 834.72 | 421.59 | 4 | 1895.02446 |
| 30 | 570.12 | 713.74 | 300.60 | 3 | 1421.2683 |
| 35 | 482.66 | 604.24 | 191.11 | 2 | 947.51223 |
| 40 | 400.26 | 501.09 | 87.96 | 1 | 473.75611 |

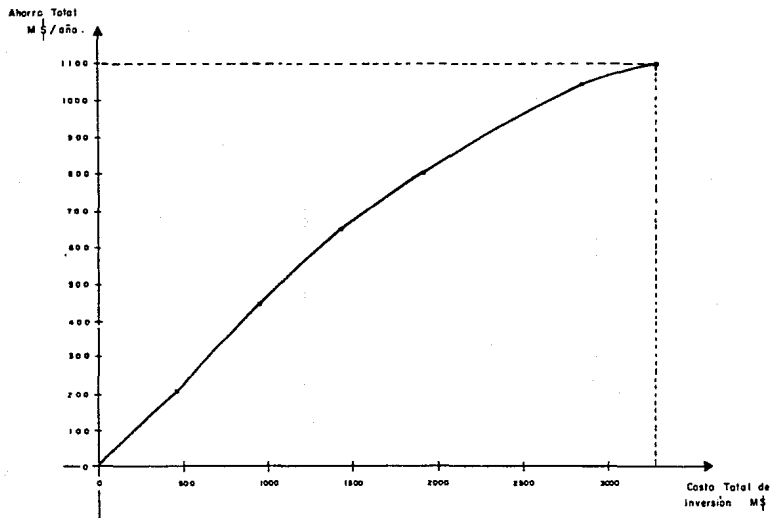


FIGURA 4.1.2 Gráfica de Ahorro Total Anual contra Costo Total de Inversión como función implícita de la ΔT mn.

manera implícita, el período de recuperación del capital. Este último queda definido como resultado del análisis siguiente:

a) Se desea obtener el máximo ahorro de energía (en términos económicos), esto significa escoger el valor más pequeño de ΔT_{min} , pero también se pretende aprovechar la máxima fuerza impulsora posible (ΔT_{min}), por lo tanto se escoge como base de nuestro diseño la $\Delta T_{min} = 18^{\circ}C$, debido a que implica un ahorro anual de 1098.23 millones de pesos (muy próximo al máximo alcanzable de 1101.485 millones de pesos), pero con un gradiente de temperatura mucho mayor que el que representa el máximo ahorro posible ($\Delta T_{min} = 5^{\circ}C$), lo cual parece aceptable para una inversión de 3316.2928 millones de pesos. Esto representa a priori un período de recuperación de capital, si tomamos en cuenta el valor del dinero en el tiempo, de 4.86 años, considerando que el Costo Porcentual Promedio durante 1992 fue de 18.8%.

b) Esta $\Delta T_{min} = 18^{\circ}C$ genera la estructura de la red más parecida a la actual, según se describirá más adelante.

c) Si se construye una gráfica (a manera de verificación) de los costos totales anualizados contra ΔT_{min} (como si se tratara de un diseño nuevo), donde se busca minimizar los costos, este mínimo corresponde a la ΔT óptima. Utilizando los datos de la Tabla 4.1.1 y las ecuaciones para cálculo de costos y definiendo que de los servicios de enfriamiento, en todos los casos, 3427658 kcal/h corresponden

a enfriamiento con solución acuosa de metanol, se obtienen los valores de la Tabla 4.1.5, los cuales permiten la construcción de la gráfica de costos totales anualizados para la red completa (suponiendo diseño nuevo), contra ΔT_{min} representada en la Figura 4.1.3. Es importante señalar que los costos de inversión se anualizaron a valor presente, considerando un período de tiempo de cinco años y tomando como referencia de actualización para 1992 un C.P.P. (Costo Porcentual Promedio) anual de 18.8%. Como se observa en esta gráfica, los costos totales disminuyen conforme disminuye la ΔT_{min} , pero permanecen casi sin cambio hasta un valor de ΔT_{min} de aproximadamente 18 °C. Como lo que se busca es minimizar los costos totales aprovechando al máximo la fuerza impulsora, nuevamente la $\Delta T_{min} = 18$ °C parece ser la mejor elección, por lo que se elige como la base del diseño. Este valor determina las posiciones de las curvas compuestas (Figura 4.1.4) y consecuentemente define también la magnitud del ahorro de energía que para este caso corresponde a 3388820 kcal/h de servicios de calentamiento y la misma cantidad para servicios de enfriamiento.

TABLA 4.1.5 Datos para la construcción de la Gráfica de Costos Anualizados contra ΔT_{min} .

| ΔT_{min} | Costo M\$/año S.Calent. | Costo M\$/año Enfr.H ₂ O | Costo M\$/año Enf.brine | Costo Tot Servicios M\$/año | Costo Tot Ener+Inv. M\$/año |
|------------------|-------------------------|-------------------------------------|-------------------------|-----------------------------|-----------------------------|
| 5 | 2826.6446 | 1323.661 | 434.5524 | 4584.8580 | 7094.3434 |
| 15 | 2828.5227 | 1324.395 | 434.5524 | 4587.4701 | 7094.6058 |
| 25 | 3054.8242 | 1399.627 | 434.5524 | 4889.0036 | 7304.5855 |
| 35 | 3318.4004 | 1487.214 | 434.5524 | 5240.1666 | 7596.9608 |
| 45 | 3681.0308 | 1607.480 | 434.5524 | 5723.0629 | 8043.9792 |

| ΔT_{min} | Areas de Intercambio (m ²) | | | | |
|------------------|--|---------------------|----------------------------------|---------------------------|------------|
| | Proceso contra Proceso | S.Calent. - Proceso | S.Enf.H ₂ O - Proceso | S.Enfriam brine - Proceso | Area Total |
| 5 | 915.68 | 337.2728 | 2625.0178 | 384.6574 | 4262.6280 |
| 15 | 911.42 | 337.4942 | 2625.6178 | 384.6574 | 4259.1894 |
| 25 | 666.76 | 368.2638 | 2683.9741 | 384.6574 | 4103.6553 |
| 35 | 482.66 | 391.1369 | 2745.3309 | 384.6574 | 4003.7852 |
| 45 | 324.68 | 412.8047 | 2820.6930 | 384.6574 | 3942.8350 |

CONTINUACION DE LA TABLA

| ΔT_{min} | Costo de Inversión Total M\$ | Costo de Inversión anualizado M\$/año |
|------------------|------------------------------|---------------------------------------|
| 5 | 7707.475665 | 2509.485391 |
| 15 | 7700.258963 | 2507.135697 |
| 25 | 7419.066291 | 2415.581869 |
| 35 | 7238.509486 | 2356.794183 |
| 45 | 7128.316611 | 2320.916364 |

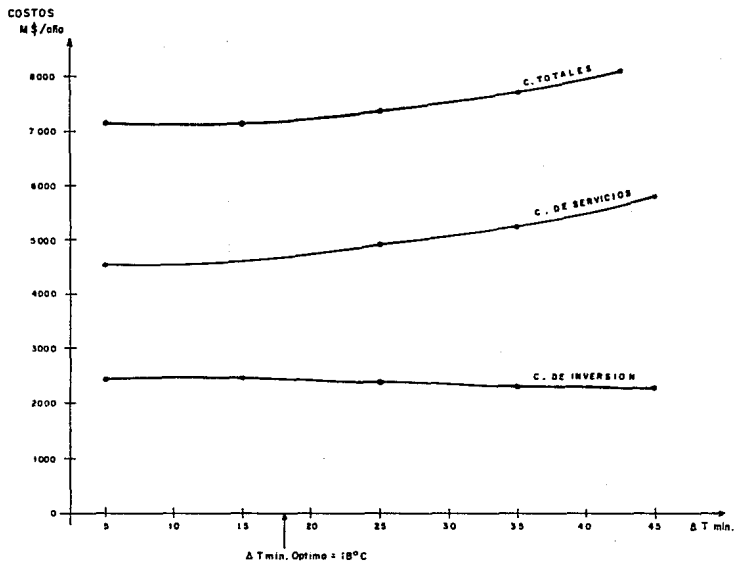


FIGURA 4.1.3 Gráfico de Costos Anualizados contra ΔT mín.

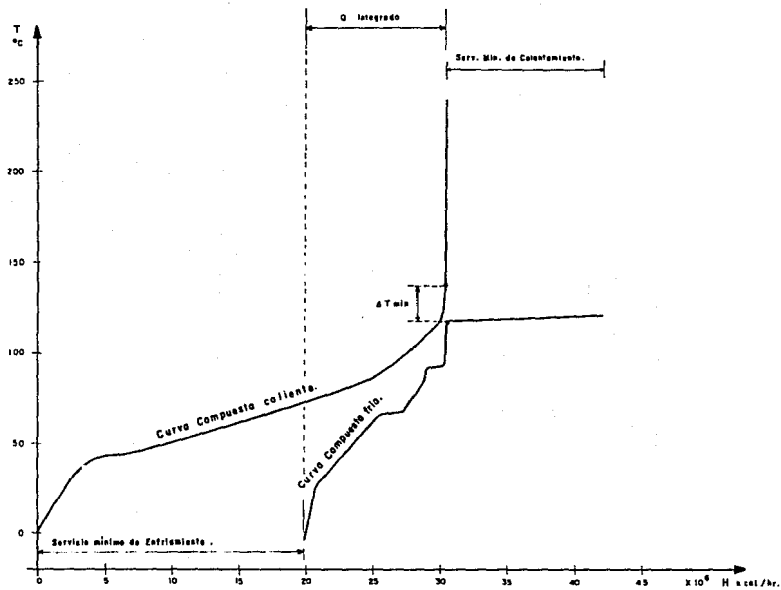


FIGURA 4.1.4 Curvas Compuestas para el problema en estudio con $\Delta T_{\min} = 16^{\circ} \text{C}$.

4.2 DISEÑO.

Como se mencionó, el punto de partida en esta tarea será la red existente. Además, el valor de $\Delta T_{min} = 18^{\circ}C$ define una temperatura en el punto de pliegue de $118^{\circ}C$ para las corrientes frías y de $136^{\circ}C$ para las corrientes calientes. Sobre esta base se puede aplicar la metodología de diseño.

4.2.1 ANÁLISIS DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR EXISTENTES EN LA RED ACTUAL.

De acuerdo a los valores encontrados para la temperatura del punto de pliegue, tanto del lado frío como del lado caliente, se puede observar que ninguna de las tres unidades de intercambio de calor proceso-proceso de la red cruzan el punto de pliegue (Ver Figura 4.1) y consecuentemente se puede considerar que desde este punto de vista, ninguna de las tres unidades requiere corrección. Por lo tanto, el siguiente paso en el procedimiento de diseño consiste en aplicar el análisis del problema remanente a cada una de las unidades para determinar que tan eficientemente participa cada una de ellas en la red, respecto a la utilización del área de intercambio y tamaño de la fuerza impulsora. Para lograr lo anterior, se debe aplicar el algoritmo de la tabla problema y la Ecuación 3.1.1 para el cálculo del área mínima a lo que resta del problema original, después de eliminar la parte de las corrientes involucradas

en el intercambio propuesto.

Al aplicar el procedimiento a las unidades de interés, se tendría como nivel de referencia un consumo de energía total de 31450360 kcal/h y una área objetivo de 910.48 m², los cuales corresponden a la ΔT_{min} de 18°C (Ver Tabla 4.1.1) establecida como base del diseño.

La aplicación del procedimiento sería como se describe a continuación:

a) Eliminación de las corrientes involucradas con la unidad AEA-104.- Esta acción modifica a la corriente No. 5, crea otra corriente caliente, la 5' y modifica a la corriente No. 15, respecto de los datos originales de la red (Ver Tabla 4.1), quedando las modificaciones de la manera como se observa (utilizando las mismas unidades ya definidas) en la Tabla 4.2.1.

TABLA 4.2.1 Modificaciones a los Datos Originales de la Red.

| # Corr | T sum. | T sal. | MCp. | h pelic. | Coef. ensuc. | h global |
|-----------|-----------|-----------|-----------|-------------|-----------------|-------------|
| 5 | 24.3 | 14.6 | 90618.556 | 2990 | 0.0005 | 1198.396 |
| 5' | 8.6 | 1.7 | 90289.855 | 2779 | 0.0005 | 1163.005 |
| 15 | 0.0 | 66.0 | 3181.818 | 581 | 0.0002 | 520.516 |

Con esta nueva base de datos, se supone un valor de ΔT_{min} y mediante el algoritmo de la tabla problema se

obtienen los servicios tanto de calentamiento como de enfriamiento, los cuales se suman y este valor se compara contra el nivel energético de referencia. Si el valor encontrado es menor que el de referencia, entonces se supone una ΔT_{min} mayor buscando encontrar un valor para la energía también mayor y viceversa, hasta que ambos valores sean lo más parecido posible. Cuando se logra esto, se puede calcular el área objetivo remanente utilizando la Ecuación 3.1.1. El valor de la ΔT_{min} utilizado en el cálculo cuando los valores de energía coinciden, es la ΔT_{min} remanente ($\Delta T_{min,r}$). El cociente del área objetivo al nivel de referencia entre la suma del área objetivo remanente encontrada y el área del equipo (Ecuación 3.2.5), da el valor de la eficiencia de área máxima que se tendría si se acepta ésta unidad en la red. Los resultados obtenidos se resumen en la Tabla 4.2.4.

b) Eliminación de las corrientes involucradas con la unidad AEA-105.- Esto modifica a la corriente No. 5 y a la corriente No. 16, respecto de los datos originales de la red (ver Tabla 4.1), quedando las modificaciones de la manera como se muestra en la Tabla 4.2.2.

TABLA 4.2.2 Modificaciones a los Datos Originales de la Red para b)

| # Corr | T sum. | T sal. | MCp. | h pelic. | Coef. ensuc. | h global |
|-----------|-----------|-----------|-----------|-------------|-----------------|-------------|
| 5 | 14.6 | 1.7 | 90232.558 | 2851.1 | 0.0005 | 1175.443 |
| 16 | 7.0 | 66.0 | 1966.101 | 325.0 | 0.0002 | 305.164 |

Con esta base de datos, se aplica el mismo procedimiento descrito en el inciso a), encontrando los resultados que se anotan en la Tabla 4.2.4.

c) Eliminación de las corrientes involucradas con la unidad AEA-108.- En este caso se modifican las corrientes 3,4 y desaparece la corriente No. 13, respecto de los datos originales de la red, quedando las modificaciones según se muestra en la Tabla 4.2.3.

Aplicando nuevamente el mismo procedimiento y utilizando los datos ya modificados como se indicó

TABLA 4.2.3 Modificaciones a los Datos Originales de la Red para c).

| # Corr | T sum. | T sal. | MCp. | h pelic. | Coef. ensuc. | h global |
|-----------|-----------|-----------|------------|-------------|-----------------|-------------|
| 3 | 79.5 | 49.0 | 56360.655 | 3712 | 0.0005 | 1299.72 |
| 4 | 79.5 | 37.8 | .92014.388 | 3827 | 0.0005 | 1313.54 |

anteriormente, se llega a una situación en la que no se pudieron obtener datos al nivel de la energía de referencia, ya que por más que se disminuya el valor de la ΔT_{min} , el valor de la energía total disminuye, pero en este caso el nivel mínimo al que se llegó era superior al de referencia, lo que indica que este intercambiador está mal colocado. Los resultados encontrados son los siguientes:

| ΔT_{min} | Energía total | Energía de referencia |
|------------------|---------------|-----------------------|
| 10 | 34172720 | 31450360 |
| 5 | 34165000 | 31450360 |
| 1 | 34002710 | 31450360 |

Consecuentemente en este caso no se pudieron definir los valores de ΔT_{min} y ϵ_{max} .

El resumen de los resultados obtenidos para las tres unidades, como ya se mencionó, se presenta en la Tabla 4.2.4.

El análisis de los resultados mostrados en la Tabla 4.2.4 indica que al retener en la red a la unidad AEA-104, se aumenta el valor original de ϵ de 0.7988 a 0.9746, sin manteniéndose el valor de $\Delta T_{min} = 18^{\circ}C = \Delta T_{min,r}$, por lo que esta unidad debe ser conservada en la red.

TABLA 4.2.4 Análisis del Problema Remanente para las Tres Unidades Individualmente.

| Unidad (L) | Aobj rem | A (L) | α max (L) | Δ Tmin (L) |
|------------|----------|---------|------------------|-------------------|
| AEA-104 | 857.66 | 76.456 | 0.9746 | 18 |
| AEA-105 | 816.17 | 99.544 | 0.9942 | 18 |
| AEA-108 | ----- | 237.128 | ----- | --- |

Un análisis similar se puede efectuar a la unidad AEA-105, lo que permite concluir que también debe conservarse en la red. Es importante señalar que el comportamiento observado de las unidades, partiendo de los valores presentados en la Tabla 4.2.4, es con las unidades por separado y ahora se tendrá que analizar el comportamiento conjunto de ambas unidades retenidas en la red, y ese es el paso que se describe a continuación.

d) Eliminación de las corrientes involucradas con las unidades AEA-104 y AEA-105.- En éste caso se modificarían las corrientes No.5, 15 y 16, respecto de los datos originales de la red, quedando las modificaciones como se muestra en la Tabla 4.2.5.

Otra vez, aplicando el mismo procedimiento con los datos ya modificados, de acuerdo a lo descrito en el inciso a), se obtuvieron los siguientes resultados:

$$A \text{ obj.} = 765.3 \text{ m}^3 ; \alpha \text{ max} = 0.9672 \text{ y } \Delta \text{ Tmin.} = 18$$

Aunque éste valor de g max es menor que el obtenido para el caso de retener en la red a la unidad AEA-104, ó a la unidad AEA-105, cada una individualmente, la diferencia no es muy

TABLA 4.2.5 Modificaciones a los Datos Originales de la red para d).

| # Corr | T sum. | T sal. | MCP. | h pelic. | Coef. ensuc. | h global |
|-----------|-----------|-----------|-----------|-------------|-----------------|-------------|
| 5 | 8.6 | 1.7 | 90289.855 | 2779 | 0.0005 | 1163.004 |
| 15 | 0.0 | 66.0 | 3181.818 | 581 | 0.0005 | 520.516 |
| 16 | 7.0 | 66.0 | 1966.101 | 325 | 0.0002 | 305.164 |

grande y se puede concluir, bajo la premisa inicial de minimizar las modificaciones a la red existente, que se pueden conservar ambas unidades en la red y solo se tiene que corregir la unidad AEA-108.

4.2.2 CORRECCION DE UNIDADES MAL COLOCADAS.

La Figura 4.2.1 es la gráfica de la fuerza impulsora (T_c -vs- T_f) donde se representa la unidad a modificar AEA-108, respecto de la red con AEA-104 y AEA-105 retenidos. La observación de esta figura nos sugiere que para acercar la unidad AEA-108 a la curva ideal, se tiene que disminuir la temperatura de suministro de la corriente caliente, lo cual genera una fuente de calor. Este calor residual debe aprovecharse en algún punto dentro de la misma

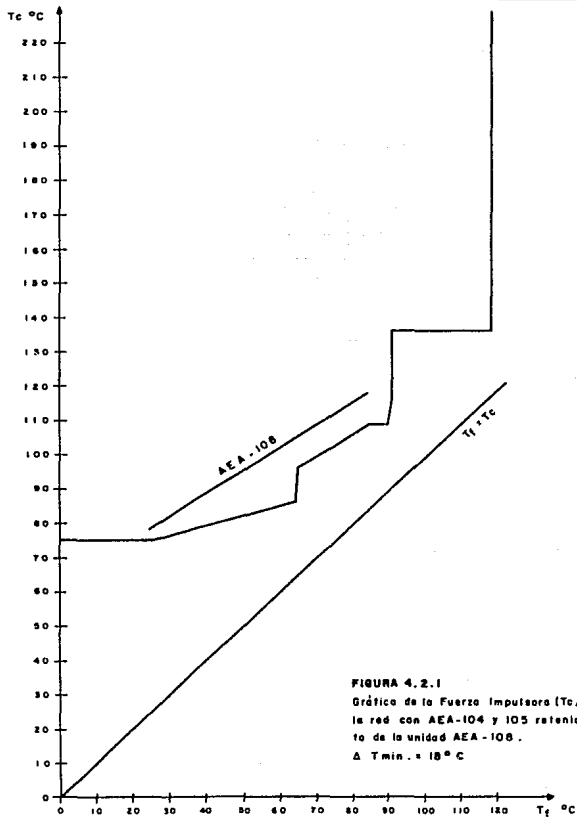


FIGURA 4.2.1
 Gráfico de la Fuerza Impulsora (T_c/T_f) para
 la red con AEA-104 y 105 retenidos respec-
 to de la unidad AEA-106.
 $\Delta T_{min} = 18^\circ C$

red y dado su nivel energético, la mejor opción es utilizarlo para calentar la corriente No. 18 llevándola a su temperatura objetivo, siendo en estos casos donde se manifiesta el control que tiene el diseñador sobre las diferentes alternativas que se presentan.

Utilizando la entalpia total de la corriente No. 18 que es de 1389000 kcal/h y con un $MCP = 148289.724 \text{ kcal/h } ^\circ\text{C}$ (que es la suma de los MCP's de las corrientes 3 y 4), se obtiene una temperatura de salida (en esa corriente combinada 3 y 4) de $108.633 \text{ } ^\circ\text{C}$, la cual será la nueva temperatura de suministro a la unidad AEA-108. Se espera que esta unidad (aumentándole el área si es necesario) continúe intercambiando la carga térmica total de la corriente No. 13. Con este cambio a la temperatura de suministro de la corriente caliente, su ΔT en ese lado es de $24.433 \text{ } ^\circ\text{C}$, el cual está muy próximo al de la trayectoria ideal que en ese punto es de $24.58 \text{ } ^\circ\text{C}$.

Como las necesidades del proceso requieren una separación entre las corrientes 3 y 4, será esta última la que intercambie calor en la unidad AEA-108, la cual al intercambiar calor la corriente No. 13, tendrá una temperatura de salida de 46.58°C . Esta modificación tanto a las temperaturas como al producto MCP, es un cambio estructural a la unidad AEA-108 el cual se acerca más a la curva ideal de la fuerza impulsora como se observa en la Figura 4.2.2. Para verificar que realmente el cambio es

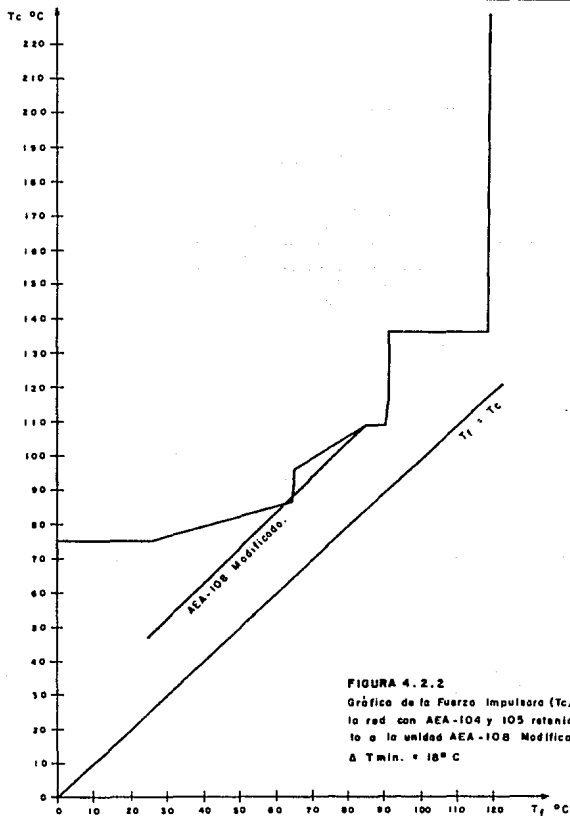


FIGURA 4.2.2

Gráfico de la Fuerza Impulsora (T_c/T_f) para la red con AEA-104 y 105 retenidos respecto a la unidad AEA-108 Modificada.

$\Delta T_{min.} = 18^\circ C$

benéfico, se tiene que aplicar el análisis del problema remanente y calcular su g_{max} y ΔT_{min} remanente, evaluando su comportamiento.

a) Eliminación de las corrientes involucradas con las unidades AEA-104, 105 y 108 modificada.- En este caso, se modifica la corriente No.4, se elimina la corriente No.13 y se crea una nueva corriente caliente, respecto de la base de datos generada para el inciso d) del punto 4.2.1, quedando las modificaciones según la Tabla 4.2.6.

TABLA 4.2.6 Modificaciones a la Base de Datos Generada para el inciso d) del Punto 4.2.1

| # Corr | T sum. | T sal. | MCp. | h pelic. | Coef. ensuc. | h global |
|-----------|-----------|-----------|-----------|-------------|-----------------|-------------|
| 4 | 118.0 | 108.6 | 91965.087 | 4315.5 | 0.0005 | 1366.638 |
| 4' | 46.6 | 37.8 | 91965.087 | 4315.5 | 0.0005 | 1366.638 |

Nuevamente, utilizando el mismo procedimiento descrito en el inciso a) del punto 4.2.1, se encuentra que:

$$A_{obj.} = 374.11 \text{ m}^2 \text{ y } \Delta T_{min.} = 15.3 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Para obtener el valor de g_{max} , se necesita conocer el nuevo valor del área de la unidad AEA-108 modificada, ya que al variar sus gradientes de temperatura, variará el área.

Como ya se conocen los valores de diseño de la carga térmica y de el coeficiente global de transferencia de calor, la ΔT media logarítmica se obtendrá partiendo de las temperaturas de entrada y salida de las corrientes involucradas y será de:

$$\Delta T_{\text{media logarítmica}} = 23.3914 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Por lo tanto:

$$A_{\text{obj}} \text{ con AEA-108 modif.} = 5706000 / (551 * 23.3914) = 442.7147 \text{ m}^2$$

Con este valor es posible calcular ϵ max, que para este caso es de 0.917. Este valor aunque es menor que el obtenido para el caso anterior de retener en la red conjuntamente a las unidades AEA-104 y AEA-105, es considerablemente mayor que el valor de ϵ para la red original y dado que la modificación a la unidad AEA-108 es compatible con la estructura de la red actual, se da como buena esta corrección a pesar de que la ΔT_{min} remanente presenta una disminución, lo que permite anticipar alguna dificultad en el diseño de la unidad modificada.

4.2.3 COLOCACION DE UNIDADES NUEVAS.

Como se mencionó en el punto anterior, la modificación de la unidad AEA-108 generó una fuente de calor, la cual se podría aprovechar para intercambiar calor en su totalidad con la corriente No. 18, lo que da pie para colocar

una nueva unidad llamada A. Ahora deberá verificarse si la colocación de esta nueva unidad es benéfica para la red ó no, aplicando la herramienta del análisis del problema remanente para calcular su α_{max} y ΔT_{min} .

a) Eliminación de las corrientes involucradas con las unidades AEA-104,105,108 modificada y la nueva unidad A.- Respecto de la base de datos que se definió para el inciso a) del punto 4.2.2, se modifica la corriente No.3, desaparece la corriente No.4 (quedando la 4') y se elimina la corriente No.18, quedando las modificaciones según la Tabla 4.2.7.

TABLA 4.2.7 Modificación a la Base de Datos definida para el inciso a) del Punto 4.2.2

| # Corr | T sum. | T sal. | MCp. | h pelic. | Coef. ensuc. | h global |
|-----------|-----------|-----------|-----------|-------------|-----------------|-------------|
| 3 | 108.6 | 49.0 | 56324.637 | 4343.13 | 0.0005 | 1369.396 |

Los resultados obtenidos después de aplicar el procedimiento ya conocido son:

$$A_{obj} = 210.67 \text{ m}^2 \quad \text{y} \quad \Delta T_{min} = 18.5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Para obtener el valor de α_{max} , se necesita conocer el área de intercambio de esa nueva unidad A. Para calcularla se utiliza la carga térmica total de la corriente No.18. Los

coeficientes de película y ensuciamiento, en unidades métricas, se obtienen de las hojas de diseño de las unidades para las corrientes involucradas, a saber, agua pobre para las corrientes 3 y 4 (lado tubos del AEA-10B original) y acrilonitrilo de los fondos de la ADA-106 para la corriente 1B (lado tubos del AEA-116A/B). El coeficiente global de transferencia de calor queda dado por:

$$U = 1 / (1/4858 + 0.0005 + 1/4957 + 0.00172) = 380.578$$

Finalmente, la ΔT media logarítmica utilizada se obtiene a partir de las temperaturas de entrada y salida de las corrientes caliente y fría involucradas (para que sea congruente con los cálculos anteriores), obteniéndose el siguiente valor:

$$\Delta T \text{ media logarítmica} = 22.5584 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Partiendo de estos datos, se obtiene para la unidad A un área de 161.7889 m²; una vez conocido este valor, se puede encontrar el valor de ϵ max, el cual para ese caso es de:

$$\epsilon \text{ max} = 0.9185.$$

Estos resultados muestran un aumento, aunque mínimo, en el valor de ϵ max respecto al valor anterior que

incluía las tres unidades existentes, una de ellas modificada. También la ΔT_{min} es mayor al valor de referencia. Por lo anterior se demuestra que el nuevo intercambiador está colocado apropiadamente y pasa a formar parte de la nueva red.

Por otro lado, después de los movimientos anteriores, la nueva temperatura de salida de la unidad A respecto de la que tenía inicialmente la unidad AEA-108, deja una fuente de calor remanente en la corriente 3, la cual puede ser aprovechada para intercambiar en su totalidad la carga térmica de la corriente 19, mediante la inclusión de una nueva unidad llamada B. El efecto de la colocación de esta nueva unidad en la red, se verificará utilizando nuevamente el análisis del problema remanente.

b) Eliminación de las corrientes involucradas con las unidades AEA-104, 105, 108 modificada, A y B.- Tomando como, punto de partida el conjunto de datos para la red hasta antes de incluir la unidad A (inciso a) anterior), se tiene que modificar la corriente No.3 y desaparece la corriente 19, quedando las modificaciones según la Tabla 4.2.8.

TABLA 4.2.8 Modificación a la Base de Datos establecida para el inciso a) anterior.

| # Corr | T sum. | T sal. | MCP. | h pelic. | Coef. ensuc. | h global |
|-----------|-----------|-----------|-----------|-------------|-----------------|-------------|
| 3 | 82.02 | 49.0 | 56324.637 | 4343.13 | 0.0005 | 1369.396 |

Los resultados obtenidos después de aplicar el multicitado procedimiento son:

$$A_{obj} = 46.22 \text{ m}^2 \quad \text{y} \quad \Delta T_{min} = 18^\circ \text{C}$$

Como en el caso anterior, antes de calcular u_{max} , se necesita calcular el área de intercambio de la unidad B. Procediendo de la misma forma que para el intercambiador A, se utiliza la carga térmica total de la corriente No.19. También los coeficientes de película y ensuciamiento, obtenidas de las hojas de diseño de las unidades para las corrientes que intervienen, siendo agua pobre para la corriente 3 (lado tubos del AEA-109) y acrilonitrilo de los fondos de la ADA-107 para la corriente 19 (lado tubos del AEA-119A/B) respectivamente, servirán para calcular el coeficiente global de transferencia de calor, de la siguiente forma:

$$U = 1 / (1/3712 + 0.0005 + 1/2447 + 0.0019) = 324.8799$$

La ΔT media logarítmica se obtiene directamente por razones de homogeneidad, partiendo de las temperaturas de entrada y salida de las corrientes caliente y fría involucradas (modelo de flujo en contracorriente puro), obteniéndose un valor de:

$$\Delta T_{\text{media logarítmica}} = 28.9624 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Con la conocida ecuación de $A = Q / U \Delta T_{ML}$ se encuentra que el área de intercambio de la unidad B es de 159.31 m². Conocido éste valor, se encuentra que:

$$\alpha_{\text{max}} = 0.9233.$$

Nuevamente, este valor es mayor, aunque sea en pequeña proporción que el anterior que se tenía sin incluir la unidad B ($\alpha = 0.9185$), manteniéndose el valor de $\Delta T_{\text{min.}}$ igual al valor de referencia, por lo que se considera apropiada la inclusión de este cambiador en la red y pasa a formar parte de ella.

Después de la colocación de estas dos nuevas unidades A y B, se continua con la búsqueda de alternativas de integración, llegando al análisis que se describe a continuación:

De las siete corrientes frías originales del proceso, tres de ellas (las corrientes 13, 18 y 19) se agotaron totalmente con los intercambios propuestos (unidades AEA-108 modificada, A y B respectivamente). Una de ellas, la corriente 14, debido a su nivel de temperaturas y a su carga

térmica, no presenta posibilidades de integración. Por lo tanto sólo queda por analizar la corriente 17 y la carga térmica residual de las corrientes 15 y 16 (Ver la Figura 4.1). Por otro lado, de acuerdo a los niveles de temperatura de estas corrientes (frías) receptoras de calor y con la intención de respetar la ΔT_{min} establecida para el diseño, quedan excluidas de la posibilidad de intercambio seis de las doce corrientes calientes originales del proceso (las corrientes 2,7,8,9,10, y 12). Las corrientes calientes 4 y 5 ya se integraron y las temperaturas resultantes no permiten mayor integración. La corriente 11, como se trata de un efluente al drenaje con un valor de M_{Cp} muy bajo, no permitiría un buen control de la corriente fría a intercambiar, además de que su carga térmica no es relevante y por lo tanto esta corriente no se considera para una integración mayor. La corriente caliente No.1 tiene valores tan altos de M_{Cp} y carga térmica respecto a las corrientes frías a integrar, que no vale la pena modificarla. Finalmente sólo quedan dos corrientes con posibilidad de integración, la corriente 6 y la parte residual de la corriente tres.

Como la premisa importante del diseño sigue siendo generar una estructura lo más parecida a la original y tomando en cuenta lo reducido de las cargas térmicas aún disponibles de las corrientes frías 16 y 17, cuyo ahorro no justificaría la inversión en modificarlas, sólo quedaría de cierto interés la carga térmica residual de la corriente fría

No.15, la cual, por razones de topología de la planta, su posibilidad de integración sería con la corriente caliente 3 y por lo tanto se explora esa posibilidad, mediante la inclusión de una nueva unidad C. Nuevamente, su efecto se evaluará de la misma forma como se ha procedido anteriormente.

c) Eliminación de las corrientes involucradas con las unidades AEA-104, 105, 108 modificada, A, B, y C.- Partiendo del conjunto de datos que quedó en el inciso b) anterior, se modifica la corriente No.3 y desaparece la corriente 15, quedando la modificación como se observa en la Tabla 4.2.9.

TABLA 4.2.9 Modificación a la Base de Datos Generada en el inciso b) anterior.

| # Corr | T sum. | T sal. | MCp. | h pelic. | Coef. ensuc. | h global |
|-----------|-----------|-----------|-----------|-------------|-----------------|-------------|
| 3 | 78.29 | 49.0 | 56324.637 | 3712 | 0.0005 | 1299.748 |

Los resultados obtenidos después de aplicar el algoritmo de la tabla problema y la ecuación para el cálculo del área mínima son:

$$A_{obj} = 26.16 \text{ m}^2 \quad \text{y} \quad \Delta T_{min} = 17 \text{ }^\circ\text{C}$$

Ahora se necesita calcular el área de intercambio

de la unidad C. Utilizando los coeficientes de película y ensuciamiento obtenidos de las hojas de diseño de las unidades que involucran las corrientes de interés, agua pobre para la corriente 3 (lado tubos del AEA-109) y acrilonitrilo de los fondos de la ADA-107 para la corriente 19 (lado tubos del AEA-119A/B) respectivamente, se calcula el coeficiente global de transferencia de calor de la siguiente manera:

$$U = 1 / (1/3712 + 0.0005 + 1/581 + 0.0002) = 371.6688$$

La ΔT media logarítmica obtenida a partir de las temperaturas de entrada y salida de las corrientes involucradas, vale para este caso:

$$\Delta T_{media\ log.} = 39.246\ ^\circ C$$

Por lo tanto, el área de la unidad C es de 14.3968 m² y el valor de ϵ_{max} es de:

$$\epsilon_{max} = 0.9287.$$

Nuevamente, este valor de ϵ_{max} supera, aunque en pequeña proporción, el valor anterior ($\epsilon_{max} = 0.9233$) y la disminución en ΔT_{min} es muy pequeña respecto al valor de referencia, por lo que se concluye que el intercambiador está bien colocado y sí se acepta en la red.

Con lo anterior queda terminado el diseño de la nueva red, como se muestra en la Figura 4.2.3.

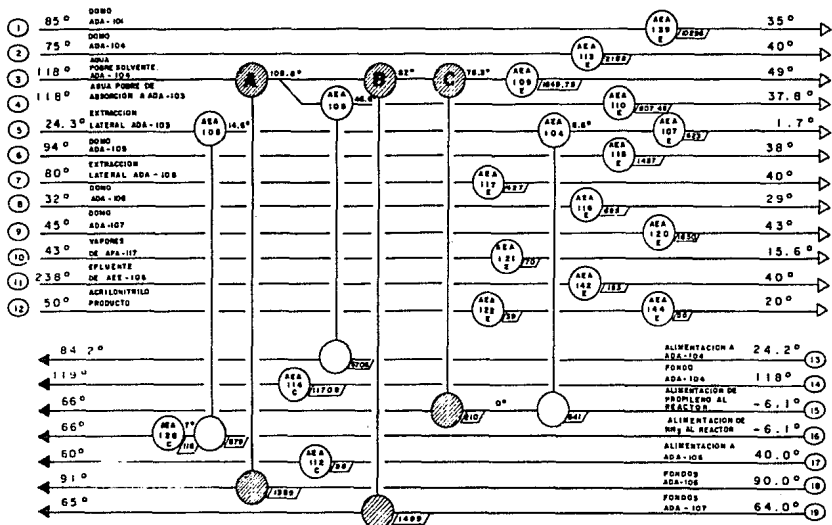


FIGURA 4.2.3 Representación de la nueva Red de Intercambio de Color generada para el problema en estudio

CARRA TERMICA DE LA UNIDAD.

 MCal/hr. Temp. °C

4.2.4 EVOLUCION DE LA NUEVA RED GENERADA.

4.2.4.1 REDUCCION DE LAS CARGAS TERMICAS ALREDEDOR DE LOS CICLOS Y LAS RUTAS EXISTENTES.

La estructura obtenida hasta ahora (Figura 4.2.3) presenta pocas oportunidades de modificación, ya que en ella no existen ciclos a través de los cuales se puedan eliminar unidades de intercambio, mediante la redistribución de las cargas térmicas (Ver Apéndice D), ni tampoco es recomendable hacer esto a través de la única ruta existente (AEA-128, 105, 104 y 107), ya que involucraría modificar unidades existentes. Lo anterior se debe principalmente a que en las etapas anteriores del diseño, se mantuvo la premisa de generar una nueva red lo más parecida posible a la actual. Nuevamente vuelve a quedar hasta este momento y desde este punto de vista, como nuestra propuesta de la nueva red de intercambio de calor de la planta de acrilonitrilo, la esquematizada en la Figura 4.2.3.

4.2.4.2 RESTRICCIONES DE SEGURIDAD Y DISEÑO.

a) Como ya se mencionó, por sus niveles de temperatura las corrientes Nos. 1 y 14 no son susceptibles de integrarse en la red, pero es importante señalar que si de alguna manera se pudiera hacer que se integraran, sería de suma importancia, ya que son las corrientes con contenido entálpico más alto en el proceso. Esta reflexión permite

involucrar una parte importante de la tecnología del punto de pliegue que es el Principio Más-Menos, el cual se refiere a la manera como se manifiesta cualquier cambio en el proceso (tanto condiciones de operación como flujos) respecto de las curvas compuestas, modificando consecuentemente los requerimientos de servicios. De una manera más explícita (Figura 4.2.4) se puede expresar así: Los requerimientos totales de servicios de un proceso se disminuyen mediante un cambio con el cual:

- i) Se incremente la carga térmica total de las corrientes calientes arriba del punto de pliegue ó;
- ii) Disminuya la carga térmica total de las corrientes frías arriba del punto de pliegue ó;
- iii) Disminuya la carga térmica total de las corrientes calientes abajo del punto de pliegue ó;
- iiii) Se incremente la carga térmica total de las corrientes frías abajo del punto de pliegue.

Esta guía proporciona una referencia definitiva para hacer cambios apropiados al diseño de corrientes individuales del proceso, respecto a temperaturas, cargas térmicas ó ambas. Como resultado, esta guía también define cambios apropiados a los parámetros que describen las operaciones unitarias del proceso (separadores, compresores, secadores, etc.)⁽²⁾. Lo anterior significa que, en algunas ocasiones, es posible modificar las condiciones de operación del proceso y con eso modificar las temperaturas de

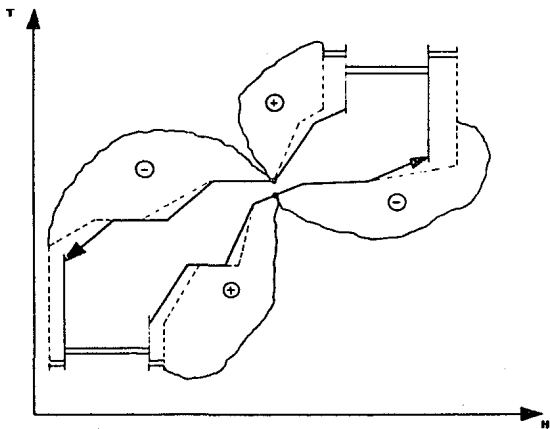
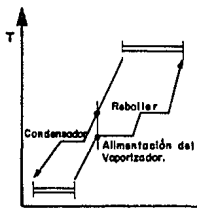


FIGURA 4.2.4 El Principio Más - Menos.

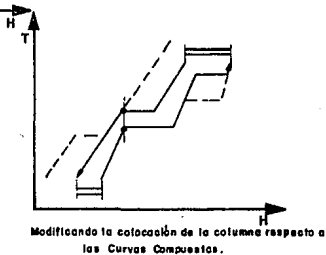
suministro y/o salida de las corrientes, logrando con ello disminuir los requerimientos mínimos de servicios al facilitar la integración de las unidades de la red.

Para mostrar como ayuda el Principio Más-Menos a lograr la colocación adecuada de un equipo, considérese la columna de destilación colocada inapropiadamente, según la Figura 4.2.5 (a). Existen dos alternativas para colocarla apropiadamente. En la primera, la columna puede ser modificada para que la temperatura quede arriba del punto de pliegue, incrementando la presión de operación de la columna. La Figura 4.2.5 (b) muestra la columna ya colocada apropiadamente. Moviendo una corriente caliente (en este caso el condensador) de abajo hacia arriba del punto de pliegue, simultáneamente se incrementa la carga térmica total de las corrientes calientes arriba del punto de pliegue y disminuye ésta abajo del mismo. Por lo tanto, disminuyen, tanto el servicio caliente como el frío, debido a la modificación de la carga térmica de abajo hacia arriba del punto de pliegue. La segunda alternativa para lograr la colocación apropiada de la columna, mostrada en la Figura 4.2.5 (c), se logra disminuyendo la presión del vaporizador de la alimentación para bajar su temperatura por abajo de la del condensador. En otras palabras, ya sea que se mueva la columna respecto a su colocación en las curvas compuestas (que se modifiquen las condiciones de operación de la columna) o el punto de pliegue en las mismas (debido a un cambio en el proceso), se puede

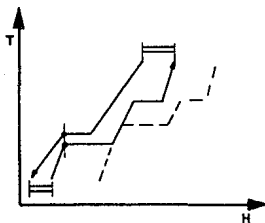
columna colocada inapropiadamente



(a)



(b)



(c)

FIGURA 4.2.5 Logrando la colocación apropiada al utilizar el Principio Más - Menos .

lograr el objetivo. Este ejemplo muestra que la integración de calor se puede lograr mediante diferentes alternativas de modificaciones en diversas partes del proceso.

Aún cuando esto no es posible en el presente caso para las corrientes 1 y 14, ya que la temperatura juega un papel importante en el control de las reacciones de polimerización indeseables en el proceso, la modificación de las condiciones de operación en algunos puntos, en conjunto con los mecanismos de polimerización para el presente proceso, podría ser tema de investigación posterior.

b) Por otro lado, para las nuevas unidades A, B y C, en primera instancia se busca utilizar las unidades originales AEA-116, 119 y 129 respectivamente y una restricción de diseño importante a considerar es ver si cumplen las especificaciones de materiales para los cambios propuestos ya que esto significa un fuerte ahorro en la inversión al reutilizar el área disponible.

Para el caso del AEA-116, significa cambiar el servicio de vapor por la corriente de proceso "agua pobre", modificación que no representa ningún problema ya que las especificaciones de materiales de esta unidad son similares (y aún más estrictas que las de la unidad AEA-108 donde se maneja originalmente). El mismo caso se presenta para la unidad AEA-119, por lo tanto tampoco hay problema. En el caso de la unidad AEA-129, que involucra el cambio del servicio de vapor por la corriente de proceso "agua pobre", si existe

problema, ya que tanto los tubos como el espejo de la unidad original son de acero al carbono y para manejar la corriente de proceso se requiere acero inoxidable tipo 304L. Tomando en cuenta que tendría que construirse una nueva unidad, desperdiciando en su totalidad la existente, lo más recomendable sería eliminar esta nueva unidad de la estructura propuesta.

La modificación a la unidad AEA-108, no implicó cambio de corrientes, por lo tanto tampoco se modifican las especificaciones de materiales ya que las nuevas condiciones de operación son menos agresivas.

Finalmente, la nueva red de intercambio propuesta sería la misma de la Figura 4.2.3 pero sin incluir a la unidad C.

4.2.4.3 RESTRICCIONES OPERATIVAS.

Desde el punto de vista de la operación de la planta, se presenta el problema de que al integrarse como resultado de la readecuación, las unidades AEA-116 y 119 (rehervidores de las torres ADA-106 y ADA-107) de la sección de purificación, con las corrientes calientes 3 y 4 (agua pobre) de la sección de recuperación, limita la posibilidad de hacer paros parciales de la sección de purificación, obligando a paros totales de la planta en todos los casos. Cabe señalar que generalmente es posible parar la sección de purificación sin alterar la operación del resto de la planta

y que los paros de ésta se hacen alternados, uno general por dos ó más paros parciales de la sección de purificación, ya que en esta sección (principalmente en la torre ADA-106) se tiende a una mayor formación de polímero indeseable, el cual obliga a labores de limpieza durante intervalos de tiempo más cortos que en el resto de la planta. Debido a esto, se propone como solución generar un arreglo dual en la planta, haciendo las derivaciones de tubería necesarias para poder operar de acuerdo a la red actual durante los paros parciales y operar de acuerdo a la estructura propuesta durante la operación normal de la planta. Esta representación final propuesta se presenta en la Figura 4.2.6.

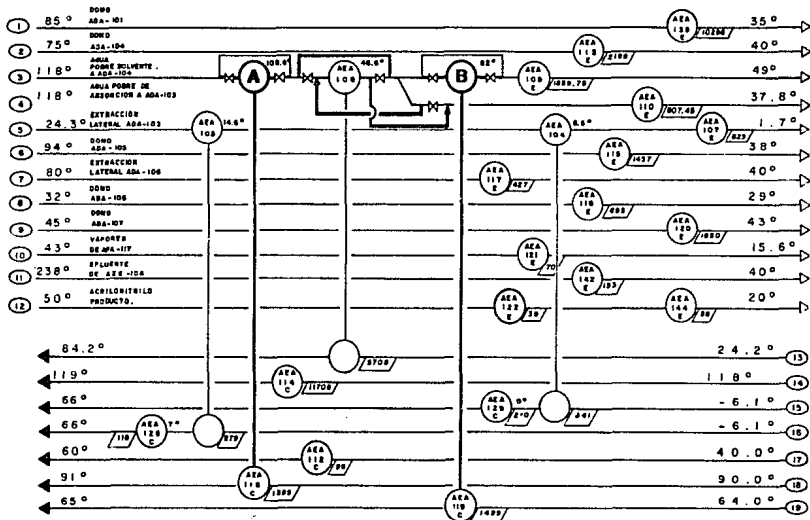


FIGURA 4.2.6 Representación final propuesta para la Red de Intercambio de Calor de la Planta de Acrilonitrilo.

CARGA TÉCNICA DE LA UNIDAD. Max: A Temp. °C
 Min: B

5.0 ANALISIS ECONOMICO DE LA NUEVA ESTRUCTURA PROPUESTA.

5.1 DEFINICION DE LOS NUEVOS REQUERIMIENTOS DE AREA.

Para las nuevas unidades A y B de la red, se pretende utilizar las unidades AEA-116 y AEA-119 respectivamente, con la intención de aprovechar su área instalada. También se modifican las condiciones de operación de las unidades AEA-108, 109 y 110. Por lo anterior, se tiene que evaluar el comportamiento de estas unidades bajo las nuevas condiciones de operación y/o servicios. Esta tarea se efectuó utilizando dos programas de cómputo comerciales para cálculo, diseño y evaluación de intercambiadores de calor del tipo de tubos/coraza, el TASC 2 y el HTC-STX (Heat Transfer Consultants, Inc. by Microsoft) ⁽²³⁾, obteniendo los siguientes resultados:

- a) Unidad AEA-108.- Bajo las nuevas condiciones de operación, (los mismos fluidos de intercambio, pero diferente flujo y temperatura de suministro de la corriente caliente), esta unidad puede satisfacer el 80% de la carga térmica requerida (Ver hoja de especificación de la unidad para las nuevas condiciones). Por lo tanto, si esta unidad se definió en el punto 4.1 con una área de 237.128 m^2 , se tendría un déficit de 59.282 m^2 .
- b) Unidad AEA-116.- En ésta unidad cambia tanto el fluido como sus condiciones de operación del lado de la carcasa y

1 Job No: MODIFICACION 1 Item No: ABA-108 MOD EVALUATION Case
 2 Case Description: INTERCAMBIADOR AGUA POBRE/AGUA RICA
 3 TEMA Type: KES - BORE Shells/Unit: 2 Conn In: 2 Series 1 Parallel
 4 Size: 737 mm Dia 5000 mm Tube Length 0 mm Kettle Dia
 5 Surface/Shell, m2: 155.6 Gross 152.5 Eff 0 U-Bend Area
 6 Surface/Unit, m2: 311.2 Gross 305.0 Eff 0 U-Bend Area

*** Performance of One Unit ***

| | | SHELLSIDE | TUBESIDE |
|-----------------------------|---------|-----------------|-----------------|
| 7 Fluid Circulated | | ALIM.A ADA-104 | AG.PO.A ADA-103 |
| 8 Total Fluid In | kg/hr | 98,199.0 | 92,016.01 |
| 9 Vapor | kg/hr | 0.0 | 0.00 |
| 10 Liquid | kg/hr | 98,199.0 | 92,016.01 |
| 11 Fluid Vap'z/Cond | kg/hr | 0.0 | 0.0 |
| 12 Density In/Out | kg/m3 | 965.0/ 965.0 | 958.0/ 958.0 |
| 13 Spec. Heat Vap/Liq | kJ/kg-C | 0.000/4.070 | 0.000/4.229 |
| 14 Viscosity Vap/Liq | mPa.s | 0.000/ 0.564 | 0.000/ 0.344 |
| 15 Therm Cond Vap/Liq | W/m-C | 0.000/0.601 | 0.000/0.678 |
| 16 Temperature | deg. C | 24.2/ 75.1 | 108.6/ 56.0 |
| 17 Operating Pressure (abs) | kPa | 722.833 | 825.801 |
| 18 Press. Drop Allow/Calc | kPa | 68.645 / 21.827 | 68.645 / 6.817 |
| 19 Number of Passes/Shell | | 1 | 2 |
| 20 Velocity, Average | m/sec | 0.39 | 0.53 |
| 21 Fila Conf. | N/m2-C | 4117.45 | 4056.73 |
| 22 Fouling Resist. | m2-C/W | 0.000429 | 0.000429 |

23 Heat Duty, kW 5,627 HTD/Wtd/Corr, C 28.90 F-CORR 0.885
 24 Transfer Rate: 638.38 Serr 627.24 Calc 1548.71 Clean 0.008921 Foul

*** Construction of One Shell ***

| 25 TEMA Shell Type | K | Rear End Type | SRPW |
|---------------------|-----------|---------------------|------------|
| 26 Tube Type | PLAIN | Bundle Dia | mm 695 |
| 27 Tube O.D. | mm 19.050 | No. Holes/Tubesheet | 520 |
| 28 Tube I.D. | mm 15.748 | No. Holes Counted | 558 |
| 29 Area Ratio | 1.210 | Tube Pitch | mm 25.0000 |
| 30 Tube Length Tot. | m 5.00 | Tube Layout Angle | 90 |
| 31 Tube Length Eff. | m 4.90 | Impingement Plate | NO |

| | | | |
|-----------------------------|-----------|-----------------------|------------|
| 32 Baffle Type | VERT -SEG | Crosspasses/Shell | 15 |
| 33 Baffle Cut, Frac Dia/NPA | .310/.257 | Central Spacing, mm | 301 |
| 34 Window Area, m2 | 0.0715 | In/Out Spacing, mm | 502/ 482 |
| 35 Seal Strips | YES | Drop Under Noz In/Out | 25.4/ 25.4 |

| Shell Nozzles | | Inlet | Outlet | Tube Nozzles | | Inlet | Outlet |
|-----------------------------|------|-------|-----------------|--------------|------|-------|--------|
| 36 Inside Dia, mm | 152 | 152 | Inside Dia | mm | 203 | 203 | |
| 37 Velocity, m/sec | 1.55 | 1.55 | Velocity, m/sec | 0.82 | 0.82 | 0.82 | |
| 38 Rho-V-Sqr | 2313 | 2313 | Rho-V-Sqr | 647 | 647 | 647 | |
| 39 Nozzles/Shell(OPP. SIDE) | 1 | 1 | | | | | |

*** Shellside Performance ***

| | | | |
|------------------------|--------------|--------------------|---------------|
| 40 Bundle Flow Frac. | .617 | Shell Cross/Wind | 12.965/ 4.212 |
| 41 Mass Vel Cross/Wind | 380.5/ 381.6 | Tubes | 5.516 |
| 42 Mass Vel Long/Mean | 98.1/ 381.1 | Nozzles Shell/Tube | 4.649/ 1.301 |

*** Pressure Drop ***

*** Bundle Diam. Clearances ***

| | | | | | |
|-----------------|----|----------|-------------------------|---|------|
| 43 Bundle-Shell | mm | 41.27500 | Avg. Tube Metal Temp | C | 64.8 |
| 44 Baffle-Shell | mm | 4.76256 | Shellside Avg Surf Temp | C | 54.0 |
| 45 Tube-Baffle | mm | 0.92675 | Tubeside Avg Surf Temp | C | 75.6 |

*** Tube Metal Temperatures ***

bajo estas condiciones se cumple con el 65% de la carga térmica requerida (Ver hoja de especificación de la unidad para las nuevas condiciones). Procediendo como se especificó en el punto 4.1, para el cálculo de el área original de la unidad (por consistencia), se tiene:

$$A = 1389000 / (284) (37) = 132.185 \text{ m}^2$$

Por lo tanto el déficit de área es de 71.176 m² para esta unidad.

c) Unidad AEA-119.- Al igual que en el caso anterior, en esta unidad cambia tanto el fluido como sus condiciones de operación del lado de la carcaza y bajo estas condiciones se cumple con el 47% de la carga térmica requerida (Ver hoja de especificación de la unidad para las nuevas condiciones). De la misma forma el área original de la unidad es:

$$A = 1499000 / (298) (63) = 79.84 \text{ m}^2$$

y el déficit en este caso es de 90.03 m².

d) Unidad AEA-109.- Esta unidad se modifica tan sólo en la temperatura de suministro de la corriente caliente, aumentando su carga térmica y mediante el recálculo de la unidad, con los programas de cómputo mencionados, se demuestra que aún puede cumplir con la carga térmica requerida como se observa en la hoja de especificación de la

NTC-SYS, Ver 2.03: Time 14:40:13 Date 11-03-1992 File ASA-116N
 *** Shell and Tube Design-Rating-Evaluation Program (SI Units)***

1 Job No: MODIFICACION 2 Item No: ASA-116 MOD. EVALUATION CASE
 2 Case Description: REBOILER DE LA COLUMNA DE CABEZAS
 3 YRMA Type: RSL - VERT Shells/Unit: 1 Conn In: 1 Series 1 Parallel
 4 Size: 1041 mm Dia 4000 mm Tube Length 0 mm Fettle Dia
 5 Surface/Shell, m2: 168.4 Gross 163.2 Eff 0 U-Bend Area
 6 Surface/Unit, m2: 168.4 Gross 163.2 Eff 0 U-Bend Area

*** Performance of One Unit ***

| | SHELLSIDE | TUBESIDE |
|-----------------------------|---------------------|-----------------|
| 7 Fluid Circulated | AGUA POBRE | FOND.ADA-106 |
| 8 Total Fluid In | kg/hr 148,376.0 | 112,500.00 |
| 9 Vapor | kg/hr 0.0 | 0.00 |
| 10 Liquid | kg/hr 148,376.0 | 112,500.00 |
| 11 Fluid Vap %/Cond | kg/hr 0.0 | 0,031.7 |
| 12 Density In/Out | kg/m3 958.0/ 958.0 | 755.0/ 746.4 |
| 13 Spec. Heat Vap/Liq | kJ/kg-C 0.000/4.229 | 1.361/2.332 |
| 14 Viscosity Vap/Liq | mPa.s 0.000/ 0.248 | 6.007/ 0.317 |
| 15 Therm Cond Vap/Liq | W/m-C 0.000/0.678 | 0.013/0.140 |
| 16 Temperature | deg. C 118.0/ 111.3 | 90.4/ 90.6 |
| 17 Operating Pressure (abs) | kPa 874.833 | 157.000 |
| 18 Press. Drop Allow/Calc | kPa 34.474 / 23.085 | 15.700 / 35.967 |
| 19 Number of Passes/Shell | 1 | 1 |
| 20 Velocity, Average | m/sec 0.23 | 0.16 |
| 21 Film Coef. | W/m2-C 3184.64 | 1236.62 |
| 22 Fouling Resist. | m2-C/W 0.000429 | 0.001479 |

23 Heat Duty, kW 1,153 WTD/Wtd/Corr, C 24.00 F-CORR 1.000
 24 Transfer Rates: 294.38 Serv 294.37 Calc 759.22 Clean 0.002080 Foul

*** Construction of One Shell ***

| | | | |
|---------------------|-----------|---------------------|------------|
| 25 YRMA Shell Type | R | Rear End Type | FITS |
| 26 Tube Type | PLAIN | Bundle Dia | mm 1029 |
| 27 Tube O.D. | mm 31.750 | No. Holes/Tubesheet | 422 |
| 28 Tube I.D. | mm 28.448 | No. Holes Counted | 444 |
| 29 Area Ratio | 1.114 | Tube Pitch | mm 41.0000 |
| 30 Tube Length Tot. | m 4.00 | Tube Layout Angle | 90 |
| 31 Tube Length Eff. | m 3.88 | Impingement Plate | NO |

| | | | |
|-----------------------------|------------|-----------------------|------------|
| 32 Baffle Type | VERT -SEG | Crossspaces/Shell | 4 |
| 33 Baffle Cut, Frac Dia/NPA | .450/ .406 | Central Spacing, mm | 815 |
| 34 Window Area, m2 | 0.2102 | In/Out Spacing, mm | 1153/ 1094 |
| 35 Seal Strips | YES | Drop Under Hot In/Out | 13.4/ 33.9 |

| Shell Nozzles | | Inlet | Outlet | Tube Nozzles | | Inlet | Outlet |
|-----------------------------|------|-------|-----------------|--------------|------|-------|--------|
| 36 Inside Dia, mm | 203 | 76 | Inside Dia | mm | 254 | 406 | |
| 37 Velocity, m/sec | 1.33 | 3.42 | Velocity, m/sec | | 0.82 | 0.32 | |
| 38 Rho-V-Sqr | 1603 | 85095 | Rho-V-Sqr | | 503 | 70 | |
| 39 Nozzles/Shell(OPP. SIDE) | 1 | 1 | | | | | |

| *** Shellside Performance *** | | *** Pressure Drop *** | |
|-------------------------------|--------------|-----------------------|---------------|
| 40 Bundle Flow Frac. | .875 | Shell Cross/Wind | 0.298/ 0.137 |
| 41 Mass Vel Cross/Wind | 223.7/ 196.0 | Tubes | 35.569 |
| 42 Mass Vel Long/Mean | 79.6/ 209.4 | Nozzles Shell/Tube | 27.650/ 0.399 |

| *** Bundle Diam. Clearances *** | | *** Tube Metal Temperatures *** | |
|---------------------------------|-------------|---------------------------------|---------|
| 43 Bundle-Shell | mm 12.70000 | Avg. Tube Metal Temp | C 104.6 |
| 44 Baffle-Shell | mm 6.35000 | Shellside Avg Surf Temp | C 112.3 |
| 45 Tube-Baffle | mm 0.52387 | Tubeside Avg Surf Temp | C 96.9 |

HYS-STX, Ver 2.03: Time 15:15:08 Date 11-03-1992 File ARA-119K
 *** Shell and Tube Design-Rating-Evaluation Program (SI Units)***

1 Job No: MODIFICACION 3 Item No: ARA-119NOD EVALUATION Case
 2 Case Description: BOILER DE LA COLUMNA DE PRODUCTO
 3 TEMA Type: ARL - VERT Shells/Unit: 1 Conn In: 1 Series 1 Parallel
 4 Size: 787 mm Dia 4000 mm Tube Length 0 mm Kettle Dia
 5 Surface/Shell, m2: 91.0 Gross 88.8 Eff 0 U-Bend Area
 6 Surface/Unit, m2: 91.0 Gross 88.8 Eff 0 U-Bend Area

*** Performance of One Unit ***

| | | SHELLSIDE | TUBESIDE |
|-----------------------------|---------|----------------|----------------|
| 7 Fluid Circulated | | AGUA FORDR | FORDOS ADA-107 |
| 8 Total Fluid In | kg/hr | 56,360.0 | 103,752.00 |
| 9 Vapor | kg/hr | 0.0 | 0.00 |
| 10 Liquid | kg/hr | 56,360.0 | 103,752.00 |
| 11 Fluid Vap'z/Cond | kg/hr | 0.0 | 5,309.8 |
| 12 Density In/Out | kg/m3 | 958.0/ 958.0 | 775.0/ 568.2 |
| 13 Spec. Heat Vap/Liq | kJ/kg-C | 0.000/4.229 | 1.294/2.244 |
| 14 Viscosity Vap/Liq | mPa.s | 0.000/ 0.370 | 0.007/ 0.360 |
| 15 Thera Cond Vap/Liq | U/m-C | 0.000/0.678 | 0.012/0.150 |
| 16 Temperature | deg. C | 108.6/ 95.0 | 64.0/ 64.2 |
| 17 Operating Pressure (abs) | kPa | 825.801 | 21.480 |
| 18 Press. Drop Allow/Calc | kPa | 34.474 / 3.378 | 2.140 / 32.511 |
| 19 Number of Passes/Shell | | 1 | 1 |
| 20 Velocity, Average | m/sec | 0.12 | 0.30 |
| 21 Film Coef. | W/m2-C | 2051.75 | 1272.00 |
| 22 Fouling Resist. | m2-C/W | 0.000429 | 0.001634 |

23 Heat Duty, kW 892 MFD/Wrd/Corr, C 37.14 P-CORR 1.000
 24 Transfer Rate: 268.96 Serv 268.93 Calc 682.40 Clean 0.002253 Foul

*** Construction of One Shell ***

| | | N | Rear End Type | | FXTS |
|---------------------|----|--------|---------------------|----|---------|
| 25 TEMA Shell Type | | | | | |
| 26 Tube Type | | PLAIN | Bundle Dia | nn | 775 |
| 27 Tube O.D. | mm | 31.750 | No. Holes/Tubesheet | | 228 |
| 28 Tube I.D. | mm | 28.448 | No. Holes Counted | | 242 |
| 29 Area Ratio | | 1.116 | Tube Pitch | mm | 41.0030 |
| 30 Tube Length Tot. | m | 4.00 | Tube Layout Angle | | 90 |
| 31 Tube Length Eff. | m | 3.91 | Impingement Plate | | NO |

| | | | |
|-----------------------------|-----------|-----------------------|------------|
| 32 Baffle Type | VERT -SNG | Crosspasses/Shell | 4 |
| 33 Baffle Cut, Frac Dia/NPA | .468/.409 | Central Spacing, mm | 815 |
| 34 Window Area, m2 | 0.1253 | In/Out Spacing, mm | 1170/ 1105 |
| 35 Seal Strips | YES | Drop Under Box In/Out | 33.9/ 33.9 |

| | | Inlet | Outlet | Tube Nozzles | Inlet | Outlet |
|-----------------------------|--|-------|--------|-----------------|-------|--------|
| 36 Inside Dia, mm | | 203 | 76 | Inside Dia mm | 203 | 657 |
| 37 Velocity, m/sec | | 0.50 | 3.58 | Velocity, m/sec | 1.15 | 0.31 |
| 38 Rho-V-Sqr | | 243 | 12278 | Rho-V-Sqr | 1017 | 54 |
| 39 Nozzles/Shell(OPP. SIDE) | | 1 | 1 | | | |

*** Shellside Performance ***

*** Pressure Drop ***

| | | | | |
|------------------------|--------------|--------------------|------------------|--------------|
| 40 Bundle Flow Frac. | | .873 | Shell Cross/Wind | 0.066/ 0.045 |
| 41 Mass Vel Cross/Wind | 114.6/ 125.8 | Tubes | | 31.730 |
| 42 Mass Vel Long/Mean | 51.1/ 119.7 | Nozzles Shell/Tube | 3.268/ 0.780 | |

*** Bundle Dia. Clearances ***

*** Tube Metal Temperatures ***

| | | | | |
|--------------------|--|----------|---------------------------|------|
| 43 Bundle-Shell mm | | 12.70000 | Avg. Tube Metal Temp C | 84.7 |
| 44 Baffle-Shell mm | | 4.76250 | Shellside Avg Surf Temp C | 96.5 |
| 45 Tube-Baffle mm | | 0.52387 | Tubeside Avg Surf Temp C | 72.8 |

unidad que se obtiene como resultado del programa.

e) Unidad AEA-110.- Esta unidad en el esquema propuesto, requiere intercambiar calor en menor cantidad que el diseño original, por lo que puede operar sobradamente bajo las nuevas condiciones de operación de la red.

5.2 REQUERIMIENTOS ECONOMICOS NECESARIOS PARA LA READECUACION.

Utilizando la ecuación para costos definida en el punto 4.1, se puede calcular cuanto costaría en cada una de las tres unidades deficitarias, el complemento de área requerido para cumplir con la carga térmica establecida.

a) Unidad AEA-108.-

$$C = 61.69874 + 4.80676(59.282)^{0.83} = 298.21 \text{ M\$}$$

b) Unidad AEA-116.-

$$C = 61.69874 + 4.80676(71.176)^{0.83} = 345.6632 \text{ M\$}$$

c) Unidad AEA-119.-

$$C = 61.69874 + 4.80676(90.03)^{0.83} = 420.883 \text{ M\$}$$

El costo total de inversión para la modificación de las tres unidades sería de 1064.7566 M\$.

HTC-SFX, Ver 2.03: Time 14:07:35 Date 11-03-1992 File AEA-109M
 *** Shell and Tube Design-Rating-Evaluation Program (SI Units)***

1 Job No: RECALCULO 1 Item No: AEA-109 RECAL. EVALUATION Case
 2 Case Description: ENFRIADOR DE AGUA SOLVENTE RECALCULADO
 3 TEMA Type: AHM - HORIZ Shells/Unit: 1 Conn In: 1 Series 1 Parallel
 4 Size: 787 mm Dia 5000 mm Tube Length 0 mm Refic Dia
 5 Surface/Shell, n2: 184.3 Gross 180.9 Eff 0 U-Bend Area
 6 Surface/Unit, n2: 184.3 Gross 180.9 Eff 0 U-Bend Area

*** Performance of One Unit ***

| | | SHELLSIDE | TUBESIDE |
|-----------------------------|---------|------------------|-----------------|
| 7 Fluid Circulated | | AGUA DE ENFRIAM. | AGUA PODRR |
| 8 Total Fluid In | kg/hr | 358,089.0 | 56,360.00 |
| 9 Vapor | kg/hr | 0.0 | 0.00 |
| 10 Liquid | kg/hr | 358,089.0 | 56,360.00 |
| 11 Fluid Vap'z/Cond | kg/hr | 0.0 | 0.0 |
| 12 Density In/Out | kg/m3 | 993.0/ 993.0 | 977.0/ 977.0 |
| 13 Spec. Heat Vap/Liq | kJ/kg-C | 0.000/4.178 | 0.000/4.187 |
| 14 Viscosity Vap/Liq | mPa.s | 0.000/ 0.673 | 0.000/ 0.439 |
| 15 Thern Cond Vap/Liq | W/m-C | 0.000/0.628 | 0.000/0.658 |
| 16 Temperature | deg. C | 34.5/ 42.0 | 82.0/ 49.0 |
| 17 Operating Pressure (abs) | kPa | 497.284 | 771.865 |
| 18 Press. Drop Allow/Calc | kPa | 68.645 / 34.027 | 68.645 / 19.498 |
| 19 Number of Passes/Shell | | 1 | 6 |
| 20 Velocity, Average | m/sec | 1.11 | 0.80 |
| 21 Film Coef. | W/m2-C | 7251.91 | 5120.56 |
| 22 Fouling Resist. | m2-C/W | 0.000528 | 0.000429 |

23 Heat Duty, kW 2,162 HTD/Wtd/Corr, C 23.30 F-CORR 0.927
 24 Transfer Rate: 513.13 Serv 685.85 Calc 2436.75 Clean 0.001539 Fou

*** Construction of One Shell ***

| 25 TEMA Shell Type | K | Rear End Type | PTS |
|---------------------|-----------|---------------------|------------|
| 26 Tube Type | PLAIN | Bundle Dia | nn 775 |
| 27 Tube O.D. | nn 19.050 | No. Holes/Tubesheet | 616 |
| 28 Tube I.D. | nn 15.748 | No. Holes Counted | 627 |
| 29 Area Ratio | 1.210 | Tube Pitch | nn 25.0000 |
| 30 Tube Length Tot. | m 5.00 | Tube Layout Angle | 90 |
| 31 Tube Length Eff. | m 4.91 | Impingement Plate | NO |

| | | | |
|-----------------------------|-----------|-----------------------|------------|
| 32 Baffle Type | VERY -BRG | Crosspasses/Shell | 9 |
| 33 Baffle Cut, Frac Dia/HFA | 400/.357 | Central Spacing, nn | 500 |
| 34 Window Area, n2 | 0.1112 | In/Out Spacing, nn | 704/ 684 |
| 35 Seal Strips | YES | Drop Under Noz In/Out | 50.8/ 50.8 |

| | Inlet | Outlet | Tube Nozzles | Inlet | Outlet |
|-----------------------------|-------|--------|-----------------|-------|--------|
| 36 Inside Dia, mm | 305 | 305 | Inside Dia mm | 152 | 152 |
| 37 Velocity, m/sec | 1.37 | 1.37 | Velocity, m/sec | 0.88 | 0.88 |
| 38 Rho-V-Sqr | 1868 | 1868 | Rho-V-Sqr | 752 | 752 |
| 39 Nozzles/Shell(OPP. SIDE) | 1 | 1 | | | |

| *** Shellside Performance *** | *** Pressure Drop *** |
|--------------------------------------|---------------------------------|
| 40 Bundle Flow Frac. | Shell Cross/Wind 24.187/ 7.963 |
| 41 Mass Vel Cross/Wind 1105.4/ 894.4 | Tube 18.742 |
| 42 Mass Vel Long/Mean 319.4/ 994.3 | Nozzles Shell/Tube 1.877/ 0.756 |

| *** Bundle Diam. Clearances *** | *** Tube Metal Temperatures *** |
|---------------------------------|---------------------------------|
| 43 Bundle-Shell mm 12.70000 | Avg. Tube Metal Temp C 49.4 |
| 44 Baffle-Shell mm 4.76250 | Shellside Avg Surf Temp C 40.0 |
| 45 Tube-Baffle mm 0.52387 | Tube Side Avg Surf Temp C 58.8 |

Es importante señalar que aunque este costo total de inversión para la readecuación es aproximado, si da una idea del orden de magnitud de la inversión requerida.

5.3 AHORRO ENERGETICO ALCANZABLE MEDIANTE LA READECUACION.

De acuerdo al esquema final propuesto para la red, el ahorro energético que se logra es la suma de las cargas térmicas de las unidades AEA-116 y AEA-119, ó sea 2888000 kcal/h tanto de servicios de calentamiento como de servicios de enfriamiento. Estas unidades de energía se pueden traducir fácilmente a términos económicos utilizando las ecuaciones de costos de servicios definidas en el punto 4.1, por lo tanto tendremos:

a) Calentamiento.-

$$C = Q * 243.2748 [=] \$/año$$

$$C = (2888000) (243.2748) = 702.5776 \text{ M}\$/año$$

b) Enfriamiento.-

$$C = Q * 80.8 [=] \$/año$$

$$C = (2888000) (80.8) = 233.3504 \text{ M}\$/año$$

Por lo tanto, el ahorro total por concepto de energía sería de 935.928 M\$/año, lo que nos representa un periodo de

recuperación de la inversión de 1.4 años, si tomamos en cuenta el valor del dinero en el tiempo considerado que, como ya se mencionó, el CPP promedio anual durante 1992 fue de 18.8%. El resultado anterior supera las expectativas establecidas como objetivo antes de la etapa de diseño, durante el procedimiento de readecuación de la red de intercambio de calor de la planta.

6.0 CONCLUSIONES.

La tecnología del punto de pliegue para la readecuación de redes de intercambio de calor de plantas existentes propuesta por Tjoe y Linnhoff, que fue aplicada en este trabajo, demostró ser altamente dependiente de la selección inicial de la ΔT_{min} , la cual al variar puede llevar a obtener estructuras de la red bastante diferentes entre sí. También esta tecnología demostró permitir un alto grado de interacción con el usuario, de manera que es posible tomar en cuenta fácilmente durante su desarrollo las restricciones operativas, de flexibilidad, seguridad, etc. que imponga el proceso en cuestión. Es importante señalar que esta última ventaja, en ocasiones puede revertirse convirtiéndose en desventaja al dejar tan libre al diseñador y confiar en sus conocimientos y experiencia al proponer los intercambios de calor en la red, obviamente bajo las premisas que establece esta metodología. Es en estos casos cuando los métodos algorítmicos, algunas veces tan complicados, se vuelven ventajosos. Por esta razón, en el desarrollo de este trabajo se utilizó el programa de cómputo del modelo de transbordo⁽²⁷⁾,⁽¹⁷⁾ con las corrientes de proceso remanentes, después de excluir los intercambios de calor ya aceptados en la red de acuerdo a la metodología desarrollada (con la intención de reducir el problema), para obtener una propuesta de intercambios posibles y a este resultado se le aplicaron

los criterios propuestos por Tjoe y Linnhoff.

Para el presente caso, la aplicación de esta tecnología permitió definir en la etapa de establecimiento de objetivos una $\Delta T_{\min} = 18^{\circ}\text{C}$, la cual fue la base del diseño y consecuentemente estableció la magnitud del ahorro energético máximo posible de alcanzar, que para este estudio fue de 3388820 kcal/h de servicios de calentamiento y lo mismo de servicios de enfriamiento que representan en términos económicos la cantidad de 1098.23 M\$ y el límite máximo de inversión necesaria que fue de 3316.2928 M\$, lo que se traduce en un período de recuperación del capital de 4.86 años.

Una vez concluida la etapa de diseño, se llegó a la propuesta final para la readecuación de la red de intercambio de la planta en cuestión, encontrando como posible un ahorro energético en términos económicos equivalente a 935.928 M\$/año con un costo total de inversión de 1064.7566 M\$, lo cual significa un período de recuperación del capital de 1.4 años.

De las referencias anteriores, es claro que el ahorro energético alcanzado, en términos económicos, con la nueva estructura propuesta representa el 85.22% del posible de alcanzar (según la etapa de establecimiento de objetivos). No resulta práctico buscar una integración de calor mayor, ya que esto implicaba involucrar otras unidades de intercambio de calor nuevas con cargas térmicas pequeñas (como fue el

caso de la unidad propuesta C en la Figura 4.2.3), lo que aumentaba el gran requerimiento de inversión para la readecuación sin presentar un ahorro sustancial en el costo de energía. Otra buena alternativa encaminada a obtener un mayor ahorro energético hubiera sido la aplicación del Principio Más-Menos, el cual en el presente caso no fue posible aplicar debido a la dificultad de modificar las condiciones de operación en el proceso, principalmente la temperatura, ya que juega un papel importante en el control de las reacciones de polimerización, indeseables en la planta y responsables de obstrucciones, taponamientos y paros de planta. El requerimiento de inversión de la nueva estructura sólo alcanza el 32.1% de la prevista en la misma etapa de establecimiento de objetivos, lo que obviamente se refleja en un menor período de recuperación de la inversión.

La restricción operativa para integrar, como resultado de la readecuación, unidades de intercambio de calor de dos secciones diferentes de la planta, las cuales por razones de flexibilidad operan independientes una de la otra, fue superada mediante la propuesta de un esquema dual (Figura 4.2.6), el cual pudiera operar en ambos modos, dependientes e independientes las secciones de recuperación y purificación durante la operación normal y paro parcial de la planta respectivamente.

Por lo anterior se puede concluir que el presente estudio aporta una propuesta de readecuación para la red de

intercambio de la planta de acrilonitrilo, atractiva en términos económicos y por demás rentable, además de la ventaja que representa el probar que esta tecnología supera los aspectos meramente teóricos y académicos y que es posible aplicarla a plantas reales como en este caso, lo cual abre la posibilidad de analizar otras plantas de Petróleos Mexicanos en un afán de modernización.

Finalmente, es importante señalar que con la intención de reutilizar en esta propuesta las unidades AEA-116 y 119, además de complementar el área con equipos nuevos, a las unidades originales tendrían que hacerseles algunas modificaciones como es el cambio del tamaño de las boquillas para evitar problemas de vibración, etc.

PROCEDIMIENTO PARA LA DEFINICION DE LOS INTERVALOS
DE TEMPERATURA UTILIZADOS PARA LA PARTICION DE LAS
CORRIENTES DE PROCESO

El problema de la síntesis de redes de intercambio de calor requiere, para su solución, la partición de las corrientes originales del proceso en una secuencia de pseudocorrientes, lo que da lugar a la definición de intervalos de temperatura, los cuales están básicamente definidos por las temperaturas de suministro y salida (objetivo) de las corrientes originales, con la característica de que en cada intervalo, las corrientes calientes y frías deben estar separadas, cuando menos, por el valor de la ΔT_{min} establecida, asegurando de esta manera la factibilidad de permitir el intercambio de calor máximo posible en cada intervalo.

Se han propuesto varios procedimientos para partición de las corrientes de proceso, como el de Hohmann, posteriormente el de Linnhoff y Flower, etc., pero con la intención de reducir el número de intervalos y por lo tanto el tamaño del problema, el que se describe a continuación es el procedimiento de Grimes modificado por Cerda⁽²⁰⁾.

Los pasos a seguir para definir los intervalos de temperatura usados en la partición de las corrientes de proceso originales son:

- 1.- Colocar en una sola lista los valores, tanto de las temperaturas de suministro de las corrientes frías, como los de las corrientes calientes, pero estas últimas reducidas por un ΔT_{min} . Se define una ΔT_{min} común para todos los pares de intercambio proceso-proceso, en el procedimiento.
- 2.- Arreglar los valores de la lista anterior en orden ascendente.
- 3.- Si la mayor de las temperaturas de salida (objetivo) de las corrientes frías es mayor que el valor más alto de las temperaturas de suministro reducidas en una ΔT_{min} (la última de la lista), ésta debe ser adicionada a la lista elaborada en el paso 1; si es así, omite el paso 4.
- 4.- Si la mayor temperatura de salida (objetivo) de las corrientes frías es menor que dos o más elementos de la lista única, elimine éstos, excepto el último de la mencionada lista.
- 5.- Si la menor temperatura de salida (objetivo) de las corrientes calientes reducida en una ΔT_{min} , es menor que la más pequeña de las temperaturas de suministro de las corrientes frías (primer elemento de la lista en cuestión), esta debe ser agregada a la lista; si no es así, se omite el paso 6.
- 6.- Si la menor temperatura de salida (objetivo) de las corrientes calientes reducida en una ΔT_{min} , es mayor que dos o más elementos en la lista que se ha venido conformando, entonces elimine todas aquellas cantidades más pequeñas de la lista, excepto la más pequeña (la primera de la lista).
- 7.- Los valores que queden en esa lista serán los límites de los

intervalos de temperatura para las corrientes frías. Esos mismos valores adicionados en una ΔT_{min} serán los intervalos correspondientes a las corrientes calientes.

APENDICE "B"

EL ALGORITMO DE LA TABLA PROBLEMA

Este algoritmo, presentado por Linnhoff y Flower, es un procedimiento alternativo a la manipulación gráfica de las curvas compuestas, mediante el cual se puede localizar el punto de pliegue para una red de intercambio de calor, así como los requerimientos mínimos de servicios de calentamiento y enfriamiento para un valor específico de acercamiento de temperaturas (ΔT_{min}). Está basado en aritmética simple y no involucra procedimiento de prueba y error. Otra característica importante del algoritmo de la tabla problema es la factibilidad de transferir calor de las subredes (conjunto de pseudocorrientes, donde pseudocorriente se define como el conjunto de corrientes, ya sea calientes o frías, agrupadas en un intervalo de temperatura dado), que se encuentran a mayor temperatura, hacia las subredes de menor temperatura (transferencia de calor en cascada). En otras palabras, el exceso de calor que se encuentra en las subredes de mayor temperatura, puede emplearse para satisfacer el déficit de calor que se presenta en las subredes de menor temperatura. La convención de los signos es tal que, un exceso de calor se representa por un signo negativo y un déficit por un signo positivo.

Este procedimiento consta de tres pasos

principales:

1.- Defínanse los intervalos de temperatura de las corrientes de proceso (de acuerdo a lo descrito en el Apéndice A, o cualquier otro método aceptado).

2.- Una vez que se han establecido los intervalos de temperatura, se efectúa un balance de calor para todas las corrientes que caen en ese intervalo. Este es un procedimiento directo, utilizando la siguiente ecuación:

$$\Delta H_j = (T_j - T_{j+1}) * (\sum CP_f - \sum CP_c)$$

para el intervalo de temperatura j-ésimo; donde:

ΔH_j = requerimiento de calor neto del intervalo j-ésimo

CP_f = calor específico másico de la corriente fría

CP_c = calor específico másico de la corriente caliente

$\sum CP_f$ = calor específico másico del conjunto de corrientes frías (pseudocorriente fría), en el intervalo de temperaturas comprendido entre T_j y T_{j+1} .

$\sum CP_c$ = calor específico másico del conjunto de corrientes calientes (pseudocorriente caliente), en el intervalo de temperaturas comprendido entre T_j y T_{j+1} .

Se debe notar que dentro de cada intervalo existe un déficit o excedente de calor y en ocasiones ninguno (punto de pliegue).

3.- La segunda ley de la termodinámica establece que el calor sólo se transfiere en la dirección en que la temperatura disminuye. Así, en general, se puede suministrar el déficit

de calor de un intervalo de temperatura dado, ya sea directamente mediante un servicio de calentamiento o por cascada, aprovechando el calor excedente del intervalo de temperatura superior, el cual se encuentra a una temperatura mayor.

Si se aplica este concepto de cascada al conjunto de datos del problema y se supone que no se suministra servicio de calentamiento al intervalo más caliente (servicio de calentamiento externo igual a cero), se genera la penúltima columna de la tabla problema de la cascada de calor (Ver la Tabla B.1 al final del apéndice). Si se examinan los flujos de calor entre los intervalos, se notan varios valores negativos y ya que esto no es termodinámicamente posible, se debe incrementar todo el flujo de calor a partir del intervalo de temperatura más caliente, en una cantidad suficiente para eliminar el problema (es decir que ya no existan valores negativos). Cuando el flujo de calor entre intervalos es cero, se localiza el punto de pliegue. Los valores de los flujos de calor que entran y salen de la cascada de calor, representan las cantidades mínimas de servicios de calentamiento y de enfriamiento requeridos para el valor de ΔT_{min} establecido. Es claro, sin embargo, que el método de la tabla problema ofrece un medio rápido y exacto de generar los requerimientos de servicios mínimos; esta ventaja es particularmente evidente para problemas que involucran un gran número de corrientes.

La tabla problema para un caso particular de este trabajo, a manera de ejemplo, es la que se presenta a continuación.

TABLA B.1 Tabla Problema para la Planta de Acrilonitrilo con ΔT_{\min} de 15° C

| INTERV. DE TEMP. | | ΔT (°C) | $\sum MCp \cdot \Delta T$ $\sum MCp \cdot \Delta T$ Mcal/h | CASCADA DE CALOR Mcal/h | CASCADA DE CALOR CORREG. |
|------------------|---------------------|--------------------|--|----------------------------|--------------------------|
| LADO CALIENTE | LADO FRIO | | | | |
| | | | | 0.000 | 11626.86 |
| 238-133 | 223-118 | 105 | 11626.864 | -11626.864 | * 0.00 |
| 133-118 | 118-103 | 15 | -11.590 | -11615.273 | 11.59 |
| 118-105 | 103-90 | 13 | -548.811 | -11066.461 | 560.40 |
| 105-94 | 90-79 | 11 | -1145.166 | -9921.295 | 1705.56 |
| 94-85 | 79-70 | 9 | -719.822 | -9201.472 | 2425.39 |
| 85-80 | 70-65 | 5 | -1405.285 | -7796.187 | 3830.67 |
| 80-79 | 65-64 | 1 | 1226.641 | -9022.828 | 2604.03 |
| 79-75 | 64-60 | 4 | -1089.435 | -7933.392 | 3693.47 |
| 75-55 | 60-40 | 20 | -6601.464 | -1331.928 | 10294.93 |
| 55-50 | 40-35 | 5 | -1674.366 | 342.437 | 11969.30 |
| 50-45 | 35-30 | 5 | -1464.901 | 1122.463 | 13434.20 |
| 45-43 | 30-28 | 2 | -2213.430 | 3335.894 | 15647.63 |
| 43-39.2 | 28-24.2 | 3.8 | -1021.056 | 4356.950 | 16668.69 |
| 39.2-32 | 24.2-17 | 7.2 | -891.672 | 5248.623 | 17560.36 |
| 32-24.3 | 17-9.3 | 7.7 | -552.588 | 5801.212 | 18112.95 |
| 24.3-8.9 | 9.3-6.1 | 15.4 | -1055.043 | 6856.256 | 19167.99 |
| 8.9-1.7 | (-6.1) - (-13.3) | 7.2 | -650.867 | 7507.123 | 19818.86 |

* Punto de Pliegue

APENDICE "C"

INTERCAMBIADORES QUE TRANSMITEN CALOR A TRAVES DEL PUNTO DE PLIEGUE

Un intercambiador que transmite calor a través del punto de pliegue, una vez definido éste, puede ser identificado fácilmente a partir de las temperaturas de entrada y salida de las corrientes de proceso involucradas, auxiliándose del diagrama de temperatura contra entalpia, en el cual se marcan las temperaturas del punto de pliegue, tanto para la corriente caliente como para la corriente fría. Al examinar este diagrama, se debe observar si arriba del punto de pliegue, la cantidad de calor que puede ser suministrada por la corriente caliente, es mayor que la requerida por la corriente fría en esta zona. Ya que el sistema está en balance térmico, el exceso de calor debe ser transferido de arriba hacia abajo a través del punto de pliegue. La cantidad de calor transferida a través del punto de pliegue, puede calcularse fácilmente a partir de las temperaturas y los CP's. (Ver Figura C.1). Cuando el intercambiador transfiere calor de arriba hacia abajo a través del punto de pliegue, por convención, se refiere como un flujo de calor positivo y se representa en un diagrama tipo malla de acuerdo a como se observa en la Figura C.1.

Ahora considérese un intercambiador que tenga un

diagrama temperatura contra entalpia de acuerdo con la Figura C.2. Esta vez la cantidad de calor requerida por la corriente fría es mayor que la que puede suministrar la corriente caliente en la región arriba del punto de pliegue. Como resultado, el déficit de calor tiene que ser suministrado por la corriente caliente por debajo de la temperatura de pliegue, obteniendo por lo tanto una temperatura de aproximación menor que la ΔT_{min} . En este caso el flujo de calor se considera negativo y su representación es de acuerdo a la Figura C.2. Por lo tanto, los intercambiadores de calor pueden transferirlo de arriba a abajo del punto de pliegue y viceversa y ambos pueden estar presentes en una red, siendo estos claros ejemplos de "intercambios cruzados" en el punto de pliegue.

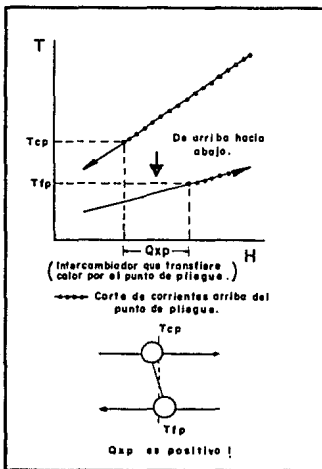


FIGURA C.1 Diagrama T-H de un intercambiador que transfiere calor de arriba hacia abajo del punto de pliegue.

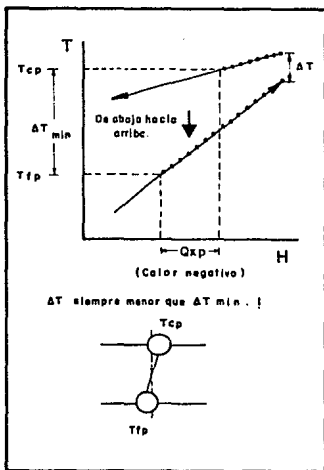


FIGURA C.2 Diagrama T- H de un intercambiador que transfiere calor de abajo hacia arriba del punto de pliegue.

APENDICE "D"

MODIFICACION DE LAS CARGAS TERMICAS ALREDEDOR DE CICLOS Y A LO LARGO DE RUTAS

Un ciclo es un circuito cerrado a través de corrientes e intercambiadores que empieza y termina en la misma unidad de intercambio de una red. El uso de ciclos permite flexibilidad al diseño, haciendo posible la disminución del número total de unidades de intercambio de calor en la red. La carga térmica puede ser transferida alrededor del ciclo de una unidad a otra, restándola de una unidad, agregándola a la que sigue en el ciclo, restándola de la próxima y así sucesivamente en todo el ciclo (Ver Figura D.1). Cuando la carga térmica transferida alrededor del ciclo lleva a una reducción equivalente a la carga térmica de la unidad, esa unidad puede ser eliminada del diseño de la red y se reduce en uno el número de unidades requeridas. A esta acción se le llama "rompimiento del ciclo" (Ver Figura D.2).

Una ruta es una trayectoria continua en la red entre un calentador, una unidad de intercambio de calor y un enfriador. El uso de rutas también introduce flexibilidad al diseño, ya que también se pueden transferir cargas térmicas a lo largo de las rutas, siguiendo las mismas reglas utilizadas para esta acción alrededor de los ciclos. La carga térmica es agregada a un calentador, restada de una unidad de

intercambio, agregada a la siguiente unidad en la ruta, restada de la próxima y así sucesivamente a lo largo de la ruta hasta que finalmente sea agregada al enfriador (Ver Figura D.3). Supongamos que la ΔT de esta unidad va a ser restablecida a 20°C , utilizando la ruta 1 de la misma Figura. Esto requiere una temperatura de salida del lado caliente de esta unidad de 82°C o un incremento de 4 unidades tanto de servicios de calentamiento como de enfriamiento (Figura D.4).

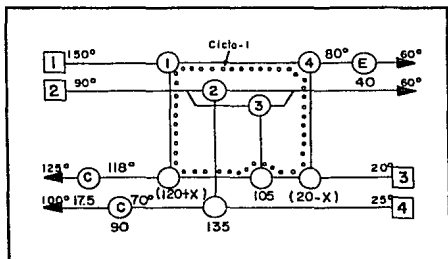


FIGURA D.1 Transferencia de X unidades de color a través del ciclo I

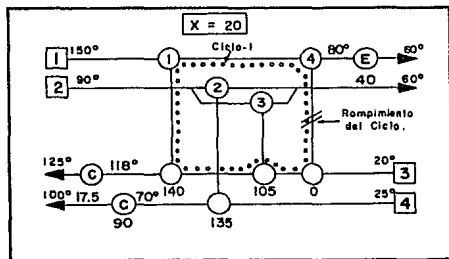


FIGURA D.2 Rompimiento del ciclo I, al transferir 20 unidades de color. El resultado es una red que requiere una unidad menos.

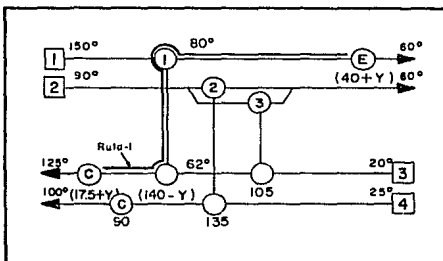


FIGURA D.3 Y unidades de calor son transferidos a lo largo de la ruta 1.

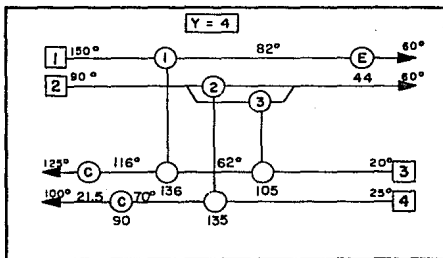


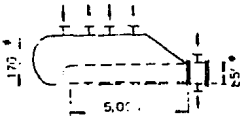
FIGURA D.4 La red resultante cuando se transfieren 4 unidades de calor a lo largo de la ruta 1. La ΔT de la unidad 1 es restablecida a $20^\circ C$.

APENDICE "E"

INFORMACION DE DISEÑO DE LOS EQUIPOS QUE CONFORMAN LA RED DE INTERCAMBIO DE CALOR DE LA PLANTA

A continuación se anexan las hojas de datos de diseño de los equipos de intercambio de calor listados en el punto 2.2.2 del texto de la tesis.

| | | | |
|-------------------------------|---------------------------|----------------------------|------------------------------------|
| ITEM NO | AEA-104 AB | SERVICE | PROPYLENE VAPORIZER |
| TYPE | AKU | CONNECTED IN | 100% SPARE |
| SURFACE UNIT | 196 m ² | SHELLS UNIT | 2 SURFACE-SHELL 196 m ² |
| PERFORMANCE DATA OF ONE UNIT | | | |
| FLUID CIRCULATED | | SHELL SIDE PROPYLENE | TUBE SIDE LEAN WATER |
| TOTAL FLUID ENTERING | (KG ILLI-HR) | 8,403 | 99,597 |
| VAPOR | | | |
| LIQUID | | 8,403 | 99,597 |
| STEAM | | | |
| NON-CONDENSABLES | | | |
| FLUID VAPORIZED OR CONDENSED | | 8,403 | |
| STEAM CONDENSED | | | |
| GRAVITY | (SP GR. API) | 0.555 | 1.00 |
| VISCOSITY IN OUT | (CP) | 0.109 | 1.2 / 1.5 |
| THERMAL CONDUCTIVITY | (METRIC FT-LB) | 0.099 | 0.494 |
| MOLECULAR WEIGHT | | 42 | |
| SPECIFIC HEAT | (KCAL KG°C REFL-LI-F) | 0.63 | 1.00 |
| LATENT HEAT | (KCAL KG RTF-LB) | 92.0 | |
| TEMPERATURE IN/OUT | (°C / F) | -6.1 / 0 | 13.0 / 4.9 |
| OPERATING PRESSURE | (KG CM G PSIA) | 5.35 | 16.0 |
| | | | 6 |
| VELOCITY | (M SEC FT SEC) | 0.03 | 1.6 |
| PRESSURE DROP MAX DESIGN | (KG CM. ISM) | 0.03 | 0.00 / 2.5 / 1.15 |
| FOULING RESISTANCE | (METRIC FT-LB) | 0.0002 | 0.0005 |
| FILM COEFFICIENT | (METRIC RT-LB) | 1,160 | 2,934 |
| HEAT EXCHANGED (KCAL ILLI-HR) | 805,344 | LMTD CORRECTED (°C / F) | 8.5 |
| TRANSFER RATE (METRIC FT-LB) | DESIGN U _d 483 | CLEAN U _c 831 | SAFETY FACTOR 1.01 |
| CONSTRUCTION OF EACH SHELL | | | |
| DESIGN TEMPERATURE | (°C / F) | -10 & 60 | 5 & 120 |
| DESIGN PRESSURE | (KG CM G PSIA) | 22.2 | 20 |
| TUBES | NO. 3340 | Ø 19.05 mm THK BKG 14 | LENGTH 5,000 mm PITCH 25 mm |
| SHELL | ID 850 mm | CROSS BAFFLE SPACE SUPPORT | TYPE |
| MATERIALS | TUBE CS | TUBE SHEET CS | CS |
| | SHELL CS | CHANNEL | CS |
| CORROSION ALLOWANCES | SHELL SIDE | 3.0 mm | TUBE SIDE 3.0 mm |
| CONNECTIONS SHELL | IN OUT | 3 IN | 4 IN x 3 |
| | CHANNEL IN OUT | 6 IN | 6 IN |
| CODE REQUIREMENTS | TEMA "B" | | |
| INSULATION SHELL | YES | CHANNEL | NO |
| REMARKS | 110% DESIGN | | |



TFSIS CON
 FALLA LE CRIGEN

| | | | | |
|--|------------------------|--------------------|--------------------|--|
| ITEM NO | AEA-105 AB | SERVICE | AMMONIA VAPORIZERS | |
| TYPE | AKU | CONNECTED IN | 100% SPARE | |
| SURFACE UNIT | $\phi 215 \text{ m}^2$ | SHELLS UNIT | 2 | SURFACE-SHELL $\phi 218 \text{ m}^2$ |
| PERFORMANCE DATA OF ONE UNIT | | | | |
| | | SHELL SIDE | | TUBE SIDE |
| FLUID CIRCULATED | | AMMONIA | | LEAN WATER |
| TOTAL FLUID ENTERING (KG/H/HR) | | 3,616 | | 99,597 |
| VAPOR | | | | |
| LIQUID | | 3,616 | | 99,597 |
| STEAM | | | | |
| NON-CONDENSABLES | | | | |
| FLUID VAPORIZED OR CONDENSED | | 3,616 | | |
| STEAM CONDENSED | | | | |
| GRAVITY (SP GR. API) | | 0.64 | | 0.998 |
| VISCOSITY IN/OUT (CP) | | 0.25 | | 0.91 / 1.2 |
| THERMAL CONDUCTIVITY (METRIC FT-LB) | | 0.46 | | 0.513 |
| MOLECULAR WEIGHT | | 17 | | |
| SPECIFIC HEAT (KCAL/KG.C. BTU/LB.F) | | 1,069 | | 0.999 |
| LATENT HEAT (KCAL/KG.BTU/LB) | | 297.1 | | |
| TEMPERATURE IN/OUT (C. F) | | -6.1 7.0 | | 24.3 13.0 |
| OPERATING PRESSURE (KG CM G. PSIG) | | 4.85 | | 16.0 |
| VELOCITY (M SEC. FT SEC) | | 0.01 | | 1.4 |
| PRESSURE DROP MAX DESIGN (KG CM. PSI) | | 0.03 0.00 | | 2.5 0.9 |
| FOULING RESISTANCE (METRIC FT.LB) | | 0.0002 | | 0.0005 |
| FILM COEFFICIENT (METRIC FT.LB) | | 1,158 | | 2,990 |
| HEAT EXCHANGED (KCAL/H.BTU/HR) | | 1,127,109 | | LMTD CORRECTED (C. F) 11.1 |
| TRANSFER RATE (METRIC FT.LB DESIGN) | | $\phi 466$ | | CLEAN U _c 835 SAFETY FACTOR $\phi 1.05$ |
| CONSTRUCTION OF EACH SHELL | | | | |
| DESIGN TEMPERATURE (C. F) | | -10 & 55 | | 120 |
| DESIGN PRESSURE (KG CM G. PSIG) | | 22.2 | | 20 |
| TUBES No. 372U O.D. $\phi 19.05 \text{ mm}$ THK B1C 14 LENGTH 5,000 mm PITCH 25 mm r. > r) | | | | |
| SHELL ID 900 mm | | CROSS BAFFLE SPACE | | SUPPORT TYPE |
| MATERIALS TUBE CS | | TUBE SHEET CS | | CS |
| SHELL CS | | CHANNEL CS | | CS |
| CORROSION ALLOWANCES SHELL SIDE | | 3.0 mm | | TUBE SIDE 3.0 mm |
| CONNECTIONS SHELL IN/OUT 2 IN | | 4 IN x 3 | | |
| CHANNEL IN/OUT 6 IN | | 6 IN | | |
| CODE REQUIREMENTS TEMA "B" | | | | |
| INSULATION SHELL YES | | CHANNEL NO | | |
| REMARKS | | 110% DESIGN | | |

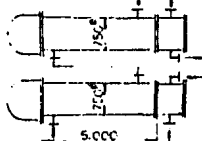


**TESIS CON
FALLA LE ORIGEN**

| ITEM NO. AEA-107AB | | SERVICE ABSORBER SIDE-STREAM CHILLERS | |
|--|--|---|--|
| TYPE AEM | | CONNECTED IN 2 SERIES | |
| SURFACE/UNIT Φ 394 m ² | | SHELLS/UNIT 2 SURFACE/SHELL Φ 197 m ² | |
| PERFORMANCE DATA OF ONE UNIT | | | |
| FLUID CIRCULATED | | SHELL SIDE | |
| TOTAL FLUID ENTERING (KG H ₂ O/HR) | | BRINE | |
| VAPOR | | 158,304 | |
| LIQUID | | 158,304 | |
| STEAM | | 108,034 | |
| NON-CONDENSABLES | | | |
| FLUID VAPORIZED OR CONDENSED | | TUBE SIDE | |
| STEAM CONDENSED | | LEAN WATER | |
| GRAVITY (SP. GR. API) | | 0.967 | |
| VISCOSITY IN/OUT (CP) | | 4.00 2.90 | |
| THERMAL CONDUCTIVITY (METRIC FT-LB) | | 0.370 | |
| MOLECULAR WEIGHT | | 0.492 | |
| SPECIFIC HEAT (KCAL KG/C. BTU-LB-F) | | 0.956 | |
| LATENT HEAT (KCAL KG/BTU LB) | | 1.0 | |
| TEMPERATURE IN/OUT (C/F) | | -4.0 5.0 14.3 11.7 | |
| OPERATING PRESSURE (PSI) | | 7.2 2.8 | |
| NO. OF PASSES PER SHELL | | 1 4 | |
| VELOCITY (M SEC. FT/SEC) | | 0.74 1.25 | |
| PRESSURE DROP MAX DESIGN (KG CM. PSI) | | 0.7 0.47 2.0 1.1 | |
| FOULING RESISTANCE (METRIC FT-LB) | | 0.0002 0.0005 | |
| FILM COEFFICIENT (METRIC FT-LB) | | 3,233 2,779 | |
| HEAT EXCHANGED (KCAL H ₂ O/HR) 1,362,043 | | LIMIT CORRECTED (C/W) 6.7 | |
| TRANSFER RATE (METRIC FT-LB) DESIGN (C/W) 516 | | CLEANUP 1,356 SAFETY FACTOR 1.18 | |
| CONSTRUCTION OF EACH SHELL | | | |
| DESIGN TEMPERATURE (C/F) | | -10 0 & 120 | |
| DESIGN PRESSURE (KG CM. PSI) | | 11.0 20 | |
| TUBES NO. 684 OD 19.05 mm THK BKG 12 LENGTH 5,000 mm PITCH 25 mm | | | |
| SHELL ID 850 mm | | CROSS HAFFLE SPACE 300 mm TYPE 252 HORIZ. SEG. CUT | |
| MATERIALS TUBE CS | | TUBE SHEET CS | |
| SHELL CS | | CHANNEL CS | |
| CORROSION ALLOWANCES SHELL SIDE 3.0 mm | | TUBE SIDE 3.0 mm | |
| CONNECTIONS SHELL (IN OUT) 8 IN 8 IN | | | |
| CHANNEL IN OUT 6 IN 6 IN | | | |
| CODE REQUIREMENTS TEMA 'B' | | | |
| INSULATION SHELL YES CHANNEL YES | | | |
| REMARKS | | | |

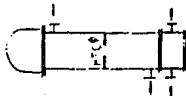
TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

| ITEM NO:EA-10EAB | | SERVICE RICH WATER-LEAN WATER EXCHANGERS | |
|---|-------------------------------------|--|--|
| TYPE | AES | CONNECTED IN | 2 SERIES |
| SURFACE (SIT) | 304 m ² | SHELLS/UNIT | 2 SURFACE/SHELL 152 m ² |
| PERFORMANCE DATA OF ONE UNIT | | | |
| FLUID CIRCULATED | | SHELL SIDE | TUBE SIDE |
| TOTAL FLUID ENTERING (KG H ₂ O/HR) | | RICH WATER | LEAN WATER |
| | | 115,971 | 165,818 |
| VAPOR | | | |
| LIQUID | | 115,971 | 165,818 |
| STEAM | | | |
| NON-CONDENSABLES | | | |
| FLUID VAPORIZED OR CONDENSED | | | |
| STEAM CONDENSED | | | |
| GRAVITY (SP GR. @40) | | 0.965 | 0.958 |
| VISCOSITY IN OUT (CP) | | 0.95 0.34 | 0.24 / 0.37 |
| THERMAL CONDUCTIVITY (METRIC @40) | | 0.517 | 0.583 |
| MOLECULAR WEIGHT | | | |
| SPECIFIC HEAT (KCAL/KG.C. BTU/LB.F) | | 0.972 | 1.01 |
| LATENT HEAT (KCAL/KG.BTU/LB) | | | |
| TEMPERATURE IN OUT (C. @40) | | 21.2 83.0 | 118.0 76.0 |
| OPERATING PRESSURE (KG CMG. PSIG) | | 6.5 | 8.05 |
| NO. OF PASSES PER SHELL | | 1 | 2 |
| VELOCITY (M SEC. FT/SEC) | | 0.62 | 0.95 |
| PRESSURE DROP(MAN DESIGN) (KG. CM. PSI) | | 0.7 0.34 | 0.7 0.25 |
| FOUling RESISTANCE (METRIC @40) | | 0.0005 | 0.0005 |
| FILM COEFFICIENT (METRIC @40) | | 6,174 | 4,858 |
| HEAT EXCHANGED (KCAL H ₂ O/HR @40) | 6,972,455 | LIMITD CORRECTED (C. @40) 41.6 | |
| TRANSFER RATE (METRIC @40) | DESIGN: 1.8 551 | CLEAN: 2,151 SAFETY FACTOR 1.16 | |
| CONSTRUCTION OF EACH SHELL | | | |
| DESIGN TEMPERATURE (C. @40) | | 120. | 140. |
| DESIGN PRESSURE (KG CMG. PSIG) | | 7.8 | 11.0 |
| TUBES | NO 520 | OD 29.05 mm | THK BWG 16 LENGTH 5,000 mm PITCH 25 mm |
| SHELL | ID 750 mm | CROSS BAFFLE SPACE 300 mm | TYPE 25% VERT. SEG. CUT |
| MATERIALS | TUBE 304L SS | TUBE SHEET 304L SS | |
| | SHELL CS | CHANNEL CS | |
| CORROSION ALLOWANCES | SHELL SIDE 3.0 mm | TUBE SIDE 0 (C.S 3.0 mm) | |
| CONNECTIONS SHELL (IN. OUT.) | 6 IN. | 6 IN. | |
| | CHANNEL ON OUT. 8 IN. | 8 IN. | |
| CODE REQUIREMENTS TEMA "B" | | | |
| INSULATION SHELL YES | CHANNEL NO | | |
| REMARKS | LETHAL SERVICE (RICH WATER SIDE) | | |



TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

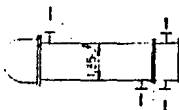
| | | | | | |
|---|---------------------------|----------------------------|---------------|----------------------|--------------------|
| ITEM NO | AEA-109 | | SERVICE | SOLVENT WATER COOLER | |
| TYPE | AES | | CONNECTED IN | | |
| SURFACE UNIT | 180 m ² | SHELLS UNIT | 1 | SURFACE/SHELL | 180 m ² |
| PERFORMANCE DATA OF ONE UNIT | | | | | |
| FLUID CIRCULATED | | SHELL SIDE | | TUBE SIDE | |
| TOTAL FLUID ENTERING | (KG H ₂ O/HR) | C.W. | | LEAN WATER | |
| VAPOR | | 358,089 | | 56,360 | |
| LIQUID | | 358,089 | | 56,360 | |
| STEAM | | | | | |
| NON CONDENSABLES | | | | | |
| FLUID VAPORIZED OR CONDENSED | | | | | |
| STEAM CONDENSED | | | | | |
| GRAVITY | (SP. GR. @ 15°C) | 0.993 | | 0.977 | |
| VISCOSITY IN-OIL | (CP) | 0.72 | 0.63 | 0.29 | 0.56 |
| THERMAL CONDUCTIVITY | (METRIC #1-10) | 0.54 | | 0.566 | |
| MOLECULAR WEIGHT | | | | | |
| SPECIFIC HEAT | (KCAL KG C. @ 15°C) | 0.998 | | 1.00 | |
| LATENT HEAT | (KCAL KG BTU/LB) | | | | |
| TEMPERATURE IN-OIL | (°C #) | 34.5 | 42.0 | 96.5 | 49.0 |
| OPERATING PRESSURE | (KG CM G/PSIG) | 4.2 | | 6.8 | |
| VELOCITY | (M SEC. FT/SEC) | | | 6 | |
| VELOCITY | | 0.98 | | 0.81 | |
| PRESSURE DROP MAX DESIGN | (KG CM G/PSI) | 0.7 | 0.18 | 0.7 | 0.26 |
| FOULING RESISTANCE | (METRIC #1-10) | 0.000615 | | 0.0005 | |
| FILM COEFFICIENT | (METRIC #1-10) | 6,853 | | 3,712 | |
| HEAT EXCHANGED (KCAL H ₂ O/HR) | 2,679,025 | LMTD CORRECTED (°C #) | 27.9 | | |
| TRANSFER RATE (METRIC #1-10) | DESIGN U _d 533 | CLEAN U _s 1,952 | SAFETY FACTOR | 1.08 | |
| CONSTRUCTION OF EACH SHELL | | | | | |
| DESIGN TEMPERATURE | (°C #) | 120 | | 120 | |
| DESIGN PRESSURE | (KG CM G/PSIG) | 7.0 | | 11.0 | |
| TUBES | NO. 616 | OD 19.05 mm | THK BNG 16 | LENGTHS 0.00 mm | PITCH 25 mm |
| SHELL | ID 850 mm | CROSS BAFFLE SPACE 500 mm | TYPE 35Z | VERT. SEG. CUT | |
| MATERIALS | TUBE 304 SS | TUBE SHEET 304 SS | | | |
| | SHELL CS | CHANNEL CS | | | |
| CORROSION ALLOWANCES | SHELL SIDE 3.0 mm | TUBE SIDE 0 (CS 3.0 mm) | | | |
| CONNECTIONS SHELL | IN OUT 12 IN | | | | |
| | CHANNEL IN OUT 6 IN | 6 IN | | | |
| CODE REQUIREMENTS | TICA 'B' | | | | |
| INSULATION SHELL | NO | CHANNEL NO | | | |
| REMARKS | | | | | |



5,000

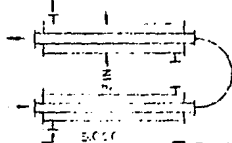
TESIS CON
FALLA LE CRGEN

| | | | |
|-------------------------------|---------------------------|---------------------------|---|
| ITEM NO | AEA-110 | SERVICE | ABSORBER WATER COOLER |
| TYPE | AES | CONNECTED IN | |
| SURFACE UNIT | 511 m ² | SHELLS UNIT | 1 SURFACE/SHELL 511m ² |
| PERFORMANCE DATA OF ONE UNIT | | | |
| | | SHELL SIDE | TUBE SIDE |
| FLUID CIRCULATED | | C.W | LEAN WATER |
| TOTAL FLUID ENTERING | (KG/HOUR) | 924,216 | 109,458 |
| VAPOR | | | |
| LIQUID | | 924,216 | 109,458 |
| STEAM | | | |
| NON-CONDENSABLES | | | |
| FLUID VAPORIZED OR CONDENSED | | | |
| STEAM CONDENSED | | | |
| GRAVITY | (SP. GR. @ 40°C) | 0.995 | 0.983 |
| VISCOSITY IN OUT | (CP) | 0.81 / 0.70 | 0.30 / 0.68 |
| THERMAL CONDUCTIVITY | (METRIC, W/M°C) | 0.531 | 0.556 |
| MOLECULAR WEIGHT | | | |
| SPECIFIC HEAT | (KCAL/KG°C @ 40°C) | 0.998 | 1.00 |
| LATENT HEAT | (KCAL/KG BTU/LB) | | |
| TEMPERATURE IN OUT | (°C / °F) | 29.4 / 86.0 | 91.5 / 37.8 |
| NO. OF PASSES PER SHELL | | | |
| | | 1 | 10 |
| VELOCITY | (M SEC. FE/SEC) | 1.24 | 0.91 |
| PRESSURE DROP MAX. DESIGN | (KG/CM ² PSIG) | 0.7 / 0.50 | 0.7 / 0.56 |
| FOULING RESISTANCE | (METRIC, FT-LB) | 0.000615 | 0.0005 |
| FILM COEFFICIENT | (METRIC, FT-LB) | 8,900 | 3,827 |
| HEAT EXCHANGED (KCAL/HOUR) | | 6,099,828 | LMTD CORRECTED (°C) 22.3 |
| TRANSFER RATE (METRIC, FT-LB) | | DESIGN U _d 535 | CLEAN U _c 2,125 SAFETY FACTOR 1.11 |
| CONSTRUCTION OF EACH SHELL | | | |
| DESIGN TEMPERATURE | (°C / °F) | 120 | 120 |
| DESIGN PRESSURE | (KG/CM ² PSIG) | 7.0 | 11.0 |
| TUBES | NO 1,272 | OD 19.05 mm | THK BDC 16 |
| | | | LENGTH 5,000 mm |
| | | | PITCH 25 mm |
| SHELL | ID 1,350 mm | CROSS DAFFLE SPACE 520 mm | TYPE 25Z VERT. SEG. CUT |
| MATERIALS | TUBE 304 SS | TUBE SHEET 304 SS | |
| | SHELL CS | CHANNEL CS | |
| CORROSION ALLOWANCES | SHELL SIDE 3.0 mm | TUBE SIDE 0 (CS 3.0 mm) | |
| CONNECTIONS SHELL (IN OUT) | 14 IN 14 IN | | |
| | CHANNEL (IN OUT) | 6 IN 6 IN | |
| CODE REQUIREMENTS | TEMA 'B' | | |
| INSULATION SHELL | NO | CHANNEL | NO |
| REMARKS | | | |



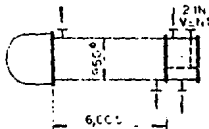
TELIS CON
 FALLA DE ORIGEN

| | | | |
|---|---------|--|---|
| ITEM NO AEA-112 | | SERVICE HEADS COL. FEED PREHEATER | |
| TYPE DOUBLE TUBE | | CONNECTED IN | |
| SURFACE UNIT 153m ² | | SHELLS UNIT 1 SURFACE SHELL 1,89m ² ◊ | |
| PERFORMANCE DATA OF ONE UNIT | | | |
| | | SHELL SIDE | TUBE SIDE |
| FLUID CIRCULATED | | STEAM | CRUDE AN |
| TOTAL FLUID ENTERING (KG H ₂ O/H ₂) | | 216 | 9,490 |
| VAPOR | | | |
| LIQUID | | | 9,490 |
| STEAM | | 216 | |
| NON CONDENSABLES | | | |
| FLUID VAPORIZED OR CONDENSED | | | |
| STEAM CONDENSED | | 216 | |
| GRAVITY (SP GR. #47) | | | 0.782 |
| VISCOSITY IN OBT (CP) | | | 0.39 0.34 |
| THERMAL CONDUCTIVITY (METRIC #47) | | | 0.16 |
| MOLECULAR WEIGHT | | | |
| SPECIFIC HEAT (KCAL KG C. #47) (B.F.) | | | 0.573 |
| LATENT HEAT (KCAL KG. #47) (B.F.) | | | |
| TEMPERATURE IN OBT (C. #47) | | 156 152 | 40 60 |
| OPERATING PRESSURE (KG CMG. #47) | | 3.2 | |
| VELOCITY (M SEC. #47) 1.04187 | | | |
| PRESSURE DROP MAX DESIGN (KG CM. #47) | | | 1.55 |
| FOULING RESISTANCE (METRIC #47) | | 0.0001 | 0.7 0.15 |
| FILM COEFFICIENT (METRIC #47) (B.F.) | | 5,860 | 0.0005 |
| HEAT EXCHANGED (KCAL H ₂ O/H ₂) (B.F.) | | 108,481 | LMTD CORRECTED (C. #47) 101.7 |
| TRANSFER RATE (METRIC #47) (B.F.) | | DESIGN U _c 56.4 | CLEAN U _c 1,331 SAFETY FACTOR 1.24 ◊ |
| CONSTRUCTION OF EACH SHELL | | | |
| DESIGN TEMPERATURE (C. #47) | | 180 | 120 |
| DESIGN PRESSURE (KG CMG. #47) | | 5.2 & F.V. | 6.0 |
| TUBES NO | OD 2 IN | THK SCH 40 | LENGTH 5,000 mm |
| SHELL ID 3 IN | | CROSS BAFFLE | SPACE TYPE |
| MATERIALS TUBE 304 LSS | | TUBE SHEET | |
| SHELL CS | | CHANNEL | |
| CORROSION ALLOWANCES SHELL SIDE 1.5 mm | | TUBE SIDE 0 | |
| CONNECTIONS SHELL IN OUT 2 IN | | 3/4 IN | |
| CHANNEL IN OUT 2 IN | | 2 IN | |
| CODE REQUIREMENTS | | | |
| INSULATION SHELL YES | | CHANNEL NO | |
| REMARKS 110% DESIGN | | | |
| LETHAL SERVICE | | | |



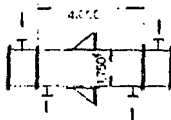
**TESIS CON
FALLA DE ORIGEN**

| | | | | |
|--|---------------------------|-------------|---------------------------------|----------------------------------|
| ITEM NO | AEA-113 | | SERVICE RECOVERY COL. CONDENSER | |
| TYPE | AES | | CONNECTED IN | |
| SURFACE UNIT | 323 m ² | SHELLS/UNIT | 1 | SURFACE/SHELL 323 m ² |
| PERFORMANCE DATA OF ONE UNIT | | | | |
| FLUID CIRCULATED | SHELL SIDE | | TUBE SIDE | |
| TOTAL FLUID ENTERING | C.H. | | CRUDE AN | |
| VAPOR | 233,961 | | 10,002 | |
| LIQUID | 233,961 | | 10,002 | |
| STEAM | | | | |
| NON-CONDENSABLES | | | | |
| FLUID CONDENSED | | | 10,002 | |
| STEAM CONDENSED | | | | |
| GRAVITY (SP. GR. API) | 0.924 | | (V) 0.00136 (L) 0.803 | |
| VISCOSITY IN OIL (CP) | 0.77 | | (V) 0.0296 (L) 0.432 | |
| THERMAL CONDUCTIVITY (METRIC FT-LB) | 0.537 | | (V) 0.0131 (L) 0.187 | |
| MOLECULAR WEIGHT | | | | |
| SPECIFIC HEAT (KCAL KG. BTU/LB. F) | 1.0 | | (V) 0.334 (L) 0.600 | |
| LATENT HEAT (KCAL KG. BTU/LB.) | | | 217.3 | |
| TEMPERATURE IN OIL (C. F) | 29.4 | 39.4 | 75 | 40 |
| VELOCITY (M SEC. FT. SEC) | 1.0 | | 13.12 / 0.086 | |
| PRESSURE DROPMAN DESIGN (KG. CM. PSID) | 1.0 | 0.384 | 0.07 / 0.02 | |
| FOULING RESISTANCE (METRIC FT-LB) | 0.000615 | | 0.0005 | |
| FILM COEFFICIENT (METRIC FT-LB) | 1.308 | | 464 | |
| HEAT EXCHANGED (KCAL. LB. BTU/HR) | 2,339,610 | | LMTD CORRECTED (C. F) | |
| TRANSFER RATE (METRIC FT-LB) DESIGN | 209 | | CLEAN UC 331 SAFETY FACTOR 1.13 | |
| CONSTRUCTION OF EACH SHELL | | | | |
| DESIGN TEMPERATURE (C. F) | 120 | | 120 | |
| DESIGN PRESSURE (KG. CM. PSIG) | 7.0 | | 5.4 | |
| TUBES NO. 919 | OD 19.05 mm | | THK BWC 16 LENGTH 6,000 mm | |
| SHELL ID 950 mm | CROSS BAFFLE SPACE 300 mm | | TYPE 20% VERT. SEG. CUT | |
| MATERIALS TUBE 304L SS | TUBE SHEET 304L SS | | | |
| SHELL CS | CHANNEL 304L SS | | | |
| CORROSION ALLOWANCES SHELL SIDE 3.0 mm | TUBE SIDE 0 mm | | | |
| CONNECTIONS SHELL (IN OUT) 8 IN 8 IN | CHANNEL (OUT) 14 IN 4 IN | | | |
| CODE REQUIREMENTS TEMA "B" | | | | |
| INSULATION SHELL NO CHANNEL PP | | | | |
| REMARKS LITRAL SERVICE | | | | |
| PHYSICAL PROPERTY | | | | |
| (V) INLET VAPOR (L) OUTLET LIQUID | | | | |
| NO. OF TUBES 1 PASS 731 | | | | |
| 2 PASS 188 | | | | |



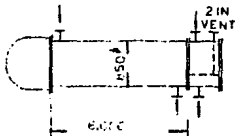
TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

| | | | |
|--|------------------------------|-------------------------------------|---------------------------------------|
| ITEM NO | AEA-114AB | SERVICE | RECOVERY COL. REBOILERS |
| TYPE | AEI | CONNECTED IN | 2 PARALLEL |
| SURFACE UNIT | 942 m ² | SHELLS UNIT | 2 SURFACE SHELL (471 m ²) |
| PERFORMANCE DATA OF ONE UNIT | | | |
| FLUID CIRCULATED | | SHELL SIDE | TUBE SIDE |
| TOTAL FLUID ENTERING (KG HLB/HR) | | STEAM | LEAN WATER |
| VAPOR | | 29,908 | 290,580 |
| LIQUID | | | 290,580 |
| STEAM | | 29,908 | |
| NON-CONDENSABLES | | | |
| FLUID VAPORIZED OR CONDENSED | | | 29,058 |
| STEAM CONDENSED | | 29,908 | |
| GRAVITY | (SP. GR. ***) | | (V) 0.00105 (L) 0.944 |
| VISCOSITY IN OUT | (CP) | | (V) 0.0127 (L) 0.24 |
| THERMAL CONDUCTIVITY | (METRIC ***) | | (V) 0.022 (L) 0.589 |
| MOLECULAR WEIGHT | | | 18 |
| SPECIFIC HEAT | (KCAL/KG.C. ***) | | (V) 0.445 (L) 1.01 |
| LATENT HEAT | (KCAL/KG. ***) | 513 | 528 |
| TEMPERATURE IN OUT | (C. ***) | 138 138 | 118 118 |
| OPERATING PRESSURE | (KG CM G. ***) | 2.7 | 1 |
| VELOCITY | (M SEC FT SEC) | | |
| PRESSURE DROP (MAX DESIGN) | (KG CM. ***) | | |
| FOULING RESISTANCE | (METRIC ***) | 0.0001 | 0.0007 |
| FILM COEFFICIENT | (METRIC ***) | 5,860 | 8,496 |
| HEAT EXCHANGED (KCAL H. ***) | 15,342,630 | LMTD CORRECTED (C. ***) | 20.0 |
| TRANSFER RATE (METRIC ***) | DESIGN 814 | CLEAN UC 3,469 | SAFETY FACTOR 1.05 |
| CONSTRUCTION OF EACH SHELL | | | |
| DESIGN TEMPERATURE | (C. ***) | 180 | 140 |
| DESIGN PRESSURE | (KG CM G. ***) | 5.2 & F.V. | 5.4 |
| TUBES | NO. 1,252 OD 31.75 mm | THK BWG 16 LENGTH 4,000 mm | PITCH 41 mm |
| SHELL | ID 1,750 mm | CROSS Baffle SPACE 800 mm | TYPE 40% VERT. SEG. CUT |
| MATERIALS | TUBE 304L SS | TUBE SHEET 304L SS | |
| | SHELL CS | CHANNEL 304L SS | |
| CORROSION ALLOWANCES | SHELL SIDE 1.5 mm | TUBE SIDE | 0 |
| CONNECTIONS SHELL (IN OUT) | 12 IN | 4 IN | |
| | CHANNEL IN OUT | 12 IN | 24 IN |
| CODE REQUIREMENTS | TEMA 'B' | | |
| INSULATION SHELL | YES | CHANNEL | YES |
| REMARKS | | | |
| | LETHAL SERVICE | | |
| | PHYSICAL PROPERTY | | |
| | (V) VAPOR (L) LIQUID | | |



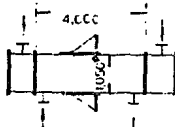
TESIS CON
 FALLA DE ORIGEN

| | | | |
|---------------------------------------|-----------------------------------|---------------------------|------------------------------------|
| ITEM NO | AEA-115 | SERVICE | ACETONITRILE FRAC. CONDENSER |
| TYPE | AES | CONNECTED IN | |
| SURFACE UNIT | 252 m ² | SHELLS UNIT | 1 SURFACE SHELL 252 m ² |
| PERFORMANCE DATA OF ONE UNIT | | | |
| FLUID CIRCULATED | | SHELL SIDE | TUBE SIDE |
| TOTAL FLUID ENTERING | (KG ILLB-HR) | C.W. | CRUDE CH ₃ CN |
| VAPOR | | 310,000 | 6,194 |
| LIQUID | | 310,000 | 6,194 |
| STEAM | | | |
| NON-CONDENSABLES | | | |
| FLUID VAPOR | | | 6,194 |
| STEAM CONDENSED | | | |
| GRAVITY | (SP GR. AIR) | 0.994 | (V)0.00086 (L)0.854 |
| VISCOSITY IN-OIL | (CP) | 0.72 | (V)0.0098 (L)0.527 |
| THERMAL CONDUCTIVITY | (METRIC FT-LB) | | (V)0.017 (L)0.308 |
| MOLECULAR WEIGHT | | | |
| SPECIFIC HEAT | (KCAL KG°C BTU LB°F) | | (V)0.388 (L)0.758 |
| LATENT HEAT | (KCAL KG.DTU/LB) | | 368.2 |
| TEMPERATURE IN OUT | (C. F) | 29.4 37.4 | 94 38 |
| OPERATING PRESSURE | (KG CM ² PSIG) | 4.22 | 0.27 |
| VELOCITY | (M SEC. FT. SEC) | 1.0 | 16.9 / 0.087 |
| PRESSURE DROP MAX DESIGN | (KG CM ² PSIG) | 0.7 | 0.28 |
| FOULING RESISTANCE | (METRIC FT-LB) | 0.000615 | 0.0005 |
| FILM COEFFICIENT | (METRIC FT-LB) | 1,258 | 468 |
| HEAT EXCHANGED (KCAL HL.BAL-HR) | 2,480,000 | LMTD) CORRECTED (C. F) | 45.7 |
| TRANSFER RATE (METRIC FT-LB DESIGN U) | 215 | CLEAN U | 330 SAFETY FACTOR |
| | | | 1.09 |
| CONSTRUCTION OF EACH SHELL | | | |
| DESIGN TEMPERATURE | (C. F) | 120 | 120 |
| DESIGN PRESSURE | (KG CM G. PSIG) | 7.0 | 5.4 |
| TUBES | NO. 714 | OD 19.05 mm | THK BWG 16 LENGTH 6,000mm |
| SHELL | ID 850 mm | CROSS BAFFLE SPACE 300 mm | TYPE 30% VERT. SEG. CUT. |
| MATERIALS | TUBE 304L SS | TUBE SHEET 304L SS | |
| | SHELL CS | CHANNEL 304L SS | |
| CORROSION ALLOWANCES | SHELL SIDE 3 mm | TUBE SIDE | 0 mm |
| CONNECTIONS SHELL (IN OUT) | 10 IN | 10 IN | |
| CHANNEL IN OUT | 10 IN | 2 IN | |
| CODE REQUIREMENTS | TEMA "B" | | |
| INSULATION SHELL | NO | CHANNEL | NO |
| REMARKS | LETHAL SERVICE | | |
| | PHYSICAL PROPERTY | | |
| | (V) INLET VAPOR (L) OUTLET LIQUID | | |
| NO. OF TUBES | 1 PASS | 615 | |
| | 2 PASS | 99 | |



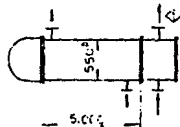
**TESIS CON
FALLA DE ORIGEN**

| ITEM NO | AEA-116AB | SERVICE | HEADS COL. REBOILERS |
|---|----------------------------|---|-----------------------------------|
| TYPE | AEL | CONNECTED IN | 100% SPARE |
| SURFACE UNIT | 162 m ² | SHELLS UNIT | 2 |
| | | | SURFACE SHELLS 162 m ² |
| PERFORMANCE DATA OF ONE UNIT | | | |
| | | SHELL SIDE | TUBE SIDE |
| FLUID CIRCULATED | | STEAM | AN |
| TOTAL FLUID ENTERING (KG H ₂ O/HR) | | 3,208 | 125,000 |
| VAPOR | | | |
| LIQUID | | | 125,000 |
| STEAM | | 3,208 | |
| NON-CONDENSABLES | | | |
| FLUID VAPORIZED NON-CONDENSABLES | | | 12,500 |
| STEAM CONDENSED | | 3,208 | |
| GRAVITY (SP. GR. WATER) | | | (V) 0.0026 (L) 0.755 |
| VISCOSITY IN/OUT (CP) | | | (V) 0.0071 (L) 0.317 |
| THERMAL CONDUCTIVITY (METRIC BT/HR) | | | (V) 0.0115 (L) 0.12 |
| MOLECULAR WEIGHT | | | 53 |
| SPECIFIC HEAT (KCAL KG ⁻¹ C ⁻¹ WATER) | | | (V) 0.325 (L) 0.957 |
| LATENT HEAT (KCAL KG ⁻¹ WATER) | | 521 | 176 |
| TEMPERATURE IN/OUT | | 127 127 | 50 80 |
| OPERATING PRESSURE (KG/CM ² PSIA) | | 1.7 | 0.73 |
| NO OF PASSES PER SHELL | | 1 | 1 |
| VELOCITY (M/SEC. FT/SEC) | | | |
| PRESSURE DROP MAX DESIGN (KG/CM ² PSI) | | | |
| FOULING RESISTANCE (METRIC HR/FT) | | 0.0001 | 0.00172 |
| FILM COEFFICIENT (METRIC BT/HR) | | 5,866 | 4,957 |
| HEAT EXCHANGED (KCAL H ₂ O/HR) | 1,700,086 | LMTD CORRECTED (C ^o W) | 37.6 C ^o |
| TRANSFER RATE (METRIC BT/HR) | DESIGN: U _d 284 | CLEAN: U _c 2,685 | SAFETY FACTOR 1.47 |
| CONSTRUCTION OF EACH SHELL | | | |
| DESIGN TEMPERATURE (C ^o F) | | 180. | 120. |
| DESIGN PRESSURE (KG/CM ² PSIG) | | 5.2 & F.V. | 6.1 & F.V. |
| TUBES | NO. 422 | OD 31.75 mm THK BWG 16 | LENGTH 4,000 mm PITCH 41 mm |
| SHELL | ID 1,050 mm | CROSS BAFFLE SPACE 800 mm | TYPE 40X VERT. SEG. CUT |
| MATERIALS | TUBE 304L SS | TUBE SHEET 304L SS | |
| | SHELL CS | CHANNEL 304L SS | |
| CORROSION ALLOWANCES | SHELL SIDE 1.5 mm | TUBE SIDE 0 | |
| CONNECTIONS SHELL (IN/OUT) | 8 IN | 3 IN | |
| | CHANNEL (IN/OUT) | 10 IN | 16 IN |
| CODE REQUIREMENTS T/A 'B' | | | |
| INSULATION SHELL YES | CHANNEL YES | | |
| REMARKS | 110% DESIGN | | |
| | LETHAL SERVICE | | |
| | PHYSICAL PROPERTY | | |
| | (V) VAPOR (L) LIQUID | | |



TELIS CON
 FALLA DE ORIGEN

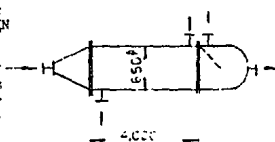
| | | | |
|--|---------------------------|-----------------------|-------------------------------------|
| ITEM NO | AEA-117 | SERVICE | HEADS COLUMN SIDE STREAM COOLER |
| TYPE | AES | CONNECTED IN | |
| SURFACE UNIT | 63.5 M ² | SHELLS UNIT | 1 SURFACE SHELL 63.5 M ² |
| PERFORMANCE DATA OF ONE UNIT | | | |
| FLUID CIRCULATED | | SHELL SIDE | TUBE SIDE |
| TOTAL FLUID ENTERING (KG H ⁻¹) | | C.W | AN |
| VAPOR | | 47,080 | 20,560 |
| LIQUID | | 47,080 | 20,560 |
| STEAM | | | |
| NON-CONDENSABLES | | | |
| FLUID VAPORIZED OR CONDENSED | | | |
| STEAM CONDENSED | | | |
| GRAVITY (SP. GR.) | | 0.794 | 0.794 |
| VISCOSITY IN OUT (CP) | | 0.805 / 0.661 | 0.330 / 0.447 |
| THERMAL CONDUCTIVITY (METRIC) | | 0.534 | 0.160 |
| MOLECULAR WEIGHT | | | |
| SPECIFIC HEAT (KCAL KG C ⁻¹) | | 1.0 | 0.572 |
| LATENT HEAT (KCAL KG BTU LB) | | | |
| TEMPERATURE IN OUT (C) | | 29.4 / 39.4 | 80 / 40 |
| OPERATING PRESSURE (KG CM G) | | 1.2 | 0.36 |
| VELOCITY (M SEC) | | 0.554 | 0.692 |
| PRESSURE DROP (DESIGN) (KG CM G) | | 0.7 / 0.181 | 0.2 / 0.109 |
| FOLLING RESISTANCE (METRIC) | | 0.000615 | 0.00045 |
| FILM COEFFICIENT (METRIC) | | 5.432 | 1.097 |
| HEAT EXCHANGED (KCAL H ⁻¹) | 470,800 | LMTD CORRECTED (C. W) | 18.5 |
| TRANSFER RATE (METRIC) | DESIGN 401 | CLEAN 838 | SAFETY FACTOR 1.06 |
| CONSTRUCTION OF EACH SHELL | | | |
| DESIGN TEMPERATURE (C) | | 120 | 120 |
| DESIGN PRESSURE (KG CM G) | | 7.0 | 5.4 |
| TUBES NO 216 | OD 19.05 mm | THK BRC 16 | LENGTH 5,000 mm |
| SHELL ID 550 mm | CROSS Baffle SPACE 180 mm | TYPE 20Z | SEG. CUT |
| MATERIALS TUBE 304L SS | TUBE SHEET 304L SS | | |
| SHELL CS | CHANNEL 304L SS | | |
| CORROSION ALLOWANCES SHELL SIDE 3.0 mm | | TUBE SIDE 0 mm | |
| CONNECTIONS SHELL (IN OUT) 4 IN 4 IN | | | |
| CHANNEL (IN OUT) 4 IN 4 IN | | | |
| CODE REQUIREMENTS TEMA "B" | | | |
| INSULATION SHELL NO | CHANNEL NO | | |
| REMARKS | | | |
| | 110% DESIGN | | |
| | LETHAL SERVICE | | |



5.000

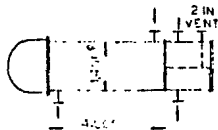
TESIS CON FALLA DE ORIGEN

| | | | |
|--|--|---|---------------------------------|
| ITEM NO AEA-118 | | SERVICE HEADS COL. CONDENSER | |
| TYPE BEH | | CONNECTED IN | |
| SURFACE UNIT 82.3 m ² | | SHELLS UNIT 1 SURFACE SHELL 82.3 m ² | |
| PERFORMANCE DATA OF ONE UNIT | | | |
| | | SHELL SIDE | TUBE SIDE |
| FLUID CIRCULATED | | BRINE | HCN GAS |
| TOTAL FLUID ENTERING (KG H ₂ O/HR) | | 78,626 | 4,958 |
| VAPOR | | | 4,936 |
| LIQUID | | 78,626 | |
| STEAM | | | |
| NON CONDENSABLES | | | 22 |
| FLUID CONDENSED | | | 3,925 |
| STEAM CONDENSED | | | |
| GRAVITY (SP GR. API) | | 0.966 | (V)0.00115 (L)0.688 |
| VISCOSITY IN OUT (CP) | | 4.00 | 2.57 (V)0.0059 (L)0.187 |
| THERMAL CONDUCTIVITY (METRIC FT-LB) | | 0.37 | (V)0.01 (L)0.1671 |
| MOLECULAR WEIGHT | | | |
| SPECIFIC HEAT (KCAL/KG C BTU/LB F) | | 0.956 | (V)0.32 (L)0.633 |
| LATENT HEAT (KCAL/KG BTU/LB) | | | 729.6 |
| OPERATING PRESSURE (KG CM G. PSIG) | | 3.9 | 0.53 |
| NO OF PASSES PER SHELL | | 1 | 1 |
| VELOCITY (M SEC. FT. SEC) | | 0.6 | 14.2 / 2.8 |
| PRESSURE DROP MAX DESIGN (KG CM G. PSI) | | 0.7 | 0.10 0.07 0.01 |
| FOULING RESISTANCE (METRIC FT-LB) | | 0.0002 | 0.0006 |
| FILM COEFFICIENT (METRIC FT-LB) | | 1,260 | 1,866 |
| HEAT EXCHANGED (KCAL H ₂ O/HR) | | 902,000 | LMTD CORRECTED (C. F.) 28.3 |
| TRANSFER RATE (METRIC FT-LB DESIGN) U | | 387 | CLEAN U 701 SAFETY FACTOR: 1.12 |
| CONSTRUCTION OF EACH SHELL | | | |
| DESIGN TEMPERATURE (C. F) | | -10 | 120 |
| DESIGN PRESSURE (KG CM G. PSIG) | | 11.0 | 5.4 |
| TUBES NO 264 OD 25.4 mm THK BKG 16 LENGTH 4,000mm PITCH 32mm | | | |
| SHELL ID 650 mm CROSS BAFFLE SPACE 330 mm TYPE 25% HORIZ. SPG. CUT | | | |
| MATERIALS TUBE 316 SS | | TUBE SHEET 316 SS | |
| SHELL CS | | CHANNEL 316 SS | |
| CORROSION ALLOWANCES SHELL SIDE | | 3.0 mm | TUBE SIDE 0 mm |
| CONNECTIONS SHELL (IN OUT) | | 6 IN | 6 IN |
| CHANNEL IN OUT | | 10 IN | 6 IN, 3 IN |
| CODE REQUIREMENTS TEPA "B" | | | |
| INSULATION SHELL YES | | CHANNEL NO | |
| REMARKS LETHAL SERVICE | | | |
| PHYSICAL PROPERTY | | | |
| (V) INLET VAPOR (L) OUTLET LIQUID | | | |
| 110% DESIGN | | | |



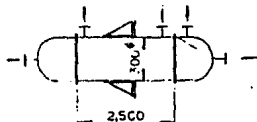
NO. IS CON
 FALLA DE ORIGEN

| | | | | | |
|--------------------------------|---|---------------------------|-------------------------|---------------------|--------------------|
| ITEM NO. | AEA-120 | SERVICE | PRODUCT COL. | CONDENSER | |
| TYPE | AES | CONNECTED IN | | | |
| SURFACE UNIT | 466 m ² | SHELLS UNIT | 1 | SURFACE SHELL | 466 m ² |
| PERFORMANCE DATA OF ONE UNIT | | | | | |
| FLUID CIRCULATED | | SHELL SIDE | | TUBE SIDE | |
| TOTAL FLUID ENTERING | (KG ILL-HR) | C.W. | | AV | |
| VAPOR | | 358,089 | | 11,334 | |
| LIQUID | | 358,089 | | 11,334 | |
| STEAM | | | | | |
| NON CONDENSABLES | | | | | |
| FLUID CONDENSED | | | | 11,334 | |
| STEAM CONDENSED | | | | | |
| GRAVITY | (SP. GR. APD) | 0.994 | | (V)0.00072 (L)0.795 | |
| VISCOSITY IN OUT | (CP) | 0.804 0.732 | | (V)0.0063 (L)0.416 | |
| THERMAL CONDUCTIVITY | (METRIC.FT-LB) | 0.534 | | (V)0.0093 (L)0.143 | |
| MOLECULAR WEIGHT | | | | | |
| SPECIFIC HEAT | (KCAL/KG.C.WTUELB-F) | 1.0 | | (V)0.301 (L)0.529 | |
| LATENT HEAT | (KCAL/KG.WTUELB-F) | | | | |
| OPERATING PRESSURE | (KG CM.G.PSG) | 4.22 | | 280 mmHg | |
| NO. OF PASSES PER SHELL | | 1 | | 2 | |
| VELOCITY | (M SEC. FT/SEC) | 0.7 | | 24.8 / 0.02 | |
| PRESSURE DROP MAX DESIGN | (KG CM. PSIG) | 0.7 | 0.2 | 0.03 0.03 | |
| FOULING RESISTANCE | (METRIC.FT-LB) | 0.000615 | | 0.0004 | |
| FILM COEFFICIENT | (METRIC.FT-LB) | 2,366 | | 720 | |
| HEAT EXCHANGED (KCAL/H.HTD/HR) | 1,815,000 | | LMTD CORRECTED (C. P) | 12.6 | |
| TRANSFER RATE (METRIC.FT-LB) | DESIGN (L) 324 CLEAN (L) 534 | | SAFETY FACTOR | 1.05 | |
| CONSTRUCTION OF EACH SHELL | | | | | |
| DESIGN TEMPERATURE | (C. P) | 120 | | 120 | |
| DESIGN PRESSURE | (KG CM.G.PSG) | 7.0 | | 5.4 & F.V. | |
| TUBES | No 2,036 | OD 19.05 mm | THK BWG 14 | LENGTH 4,000 mm | |
| SHELL | ID 1,400 mm | CROSS RAFFLE SPACE 280 mm | TYPE 25% VERT. SEG. CUT | | |
| MATERIALS | TUBE CS | TUBE SHEET CS | | | |
| | SHELL CS | CHANNEL CS | | | |
| CORROSION ALLOWANCES | SHELL SIDE | 3.0 mm | TUBE SIDE | 3.0 mm | |
| CONNECTIONS SHELL | (IN OUT) | 12 IN - 12 IN | | | |
| | CHANNEL IN OUT | 16 IN - 4 IN | | | |
| CODE REQUIREMENTS | TEMA "B" | | | | |
| INSULATION SHELL | NO | CHANNEL | NO | | |
| REMARKS | LETHAL SERVICE PHYSICAL PROPERTY (V) INLET VAPOR (L) OUTLET LIQUID 110% DESIGN NO. OF TUBES 1,018 x 2 | | | | |

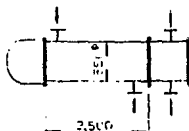


TESIS CON
FOLIA DE ORIGEN

| ITEM NO. AEA-121 | | SERVICE PRODUCT COLUMN VENT CONDENSER | |
|---|--|---|--|
| TYPE BEH | | CONNECTED IN | |
| SURFACE UNIT 9.2 m ² | | SHELLS UNIT 1 SURFACE/SHELL 9.2 m ² | |
| PERFORMANCE DATA OF ONE UNIT | | | |
| FLUID CIRCULATED | | SHELL SIDE | |
| TOTAL FLUID ENTERING (KG/H.H.H.H.) | | BRINE | |
| VAPOR | | VENT GAS | |
| LIQUID | | | |
| STEAM | | | |
| NON-CONDENSABLES | | | |
| FLUID VAPORIZED OR CONDENSED | | | |
| STEAM CONDENSED | | | |
| GRAVITY (SP. GR. API) | | 0.956 | |
| VISCOSITY IN OUT (CP) | | 4.00 2.78 | |
| THERMAL CONDUCTIVITY (METRIC UNIT) | | 0.37 | |
| MOLECULAR WEIGHT | | | |
| SPECIFIC HEAT (KCAL/KG.C. 15°C/15°F) | | 0.956 | |
| LATENT HEAT (KCAL/KG.BTU/LB) | | | |
| TEMPERATURE IN OUT (C. °F) | | -4.0 6.0 43 15.6 | |
| OPERATING PRESSURE (KG/CM ² ABS.) | | 7.0 260 mm Hg. | |
| VELOCITY (M/SEC. FT/SEC.) | | 0.3 | |
| PRESSURE DROP MAX. DESIGN (KG/CM ² ABS.) | | 0.7 NIL 0.07 0.01 | |
| FOULING RESISTANCE (METRIC UNIT) | | 0.0003 0.0004 | |
| FILM COEFFICIENT (METRIC UNIT) | | 2,200 661 | |
| HEAT EXCHANGED (KCAL/H.H.H.H.) | | 70,000 LMTD CORRECTED (C. °F) 27.4 | |
| TRANSFER RATE (METRIC UNIT) | | DESIGN C _d 278 CLEAN C _d 492 SAFETY FACTOR 1.24 | |
| CONSTRUCTION OF EACH SHELL | | | |
| DESIGN TEMPERATURE (C. °F) | | -10 120 | |
| DESIGN PRESSURE (KG/CM ² ABS.) | | 11.0 5.4 & F.V. | |
| TUBES NO. 64 OD 19.05 mm I.D. BWG 12 LENGTH 2,500 mm PITCH 25 mm | | | |
| SHELL I.D. 300 mm CROSS HAFFLE SPACE 150 mm TYPE 30% VERT. SEG. CUT | | | |
| MATERIALS TUBE CS | | TUBE SHEET CS | |
| SHELL CS | | CHANNEL CS | |
| CORROSION ALLOWANCES SHELL SIDE | | 3.0 mm TUBE SIDE 3.0 mm | |
| CONNECTIONS SHELL (IN OUT) | | 2 IN 2 IN | |
| CHANNEL (IN OUT) | | 4 IN 4.2 IN | |
| CODE REQUIREMENTS TEHA 'B' | | | |
| INSULATION SHELL YES | | CHANNEL NO | |
| REMARKS | | | |
| LETHAL SERVICE | | | |



| | | | |
|--|---------------------|--|-------------------------------------|
| ITEM NO. | AEA-122 | SERVICE | PRODUCT COOLER |
| TYPE | AES | CONNECTED IN | |
| SURFACE UNITS | 11.1 M ² | SHELLS UNIT | 1 SURFACE SHELL 11.1 M ² |
| PERFORMANCE DATA OF ONE UNIT | | | |
| FLUID CIRCULATED | | SHELL SIDE | TUBE SIDE |
| TOTAL FLUID ENTERING (KG. H. HR) | | C.W. | PRODUCT AN. |
| VAPOR | | 8,580 | 6,875 |
| LIQUID | | | |
| STEAM | | | |
| NON-CONDENSABLES | | | |
| FLUID VAPORIZED OR CONDENSED | | | |
| STEAM CONDENSED | | | |
| GRAVITY (SP. GR.) | | 0.995 | 0.756 |
| VISCOSITY IN/OUT (CP) | | 0.805 0.722 | 0.389 0.416 |
| THERMAL CONDUCTIVITY (METRIC) | | 0.532 | 0.135 |
| MOLECULAR WEIGHT | | | |
| SPECIFIC HEAT (KCAL. KG. C. HR) | | 1.0 | 0.520 |
| LATENT HEAT | | | |
| OPERATING PRESSURE (KG. CM. G.) | | 4.2 | 324 mm Hg |
| NO. OF PASSES PER SHELL | | 1 | 4 |
| VELOCITY (M. SEC.) | | 0.4 | 0.8 |
| PRESSURE DROP (MAX. DESIGN) (KG. CM. G.) | | 0.7 0.064 | 0.09 0.086 |
| FOULING RESISTANCE (METRIC) | | 0.000615 | 0.00035 |
| FILM COEFFICIENT (METRIC) | | 4,337 | 965 |
| HEAT EXCHANGED (KCAL. H. HR) | 42,900 | LMTD CORRECTED (C. °) | 10.8 |
| TRANSFER RATE (METRIC) DESIGN | 358 | CLEAN (C. °) | 758 |
| | | SAFETY FACTOR | 1.17 |
| CONSTRUCTION OF EACH SHELL | | | |
| DESIGN TEMPERATURE (C. °) | | 120 | 120 |
| DESIGN PRESSURE (KG. CM. G.) | | 7.0 | 5.4 & F.V. |
| TUBES | NO. 76 | OD 19.05 mm THK BWG 14 LENGTH 2,500 mm | PTCH 25 mm |
| SHELL | ID 350 mm | CROSS BAFFLE SPACE 70 mm | TYPE 15% SEG. CUT. |
| MATERIALS | TUBE CS | TUBE SHEET CS | |
| | SHELL CS | CHANNEL CS | |
| CORROSION ALLOWANCES | SHELL SIDE 3.0 mm | TUBE SIDE 3.0 mm | |
| CONNECTIONS SHELL (IN/OUT) | 2 IN | 2 IN | |
| CHANNEL (IN/OUT) | 3 IN | 3 IN | |
| CODE REQUIREMENTS | TEMA "B" | | |
| INSULATION SHELL | NO | CHANNEL | NO |
| REMARKS | 110% DESIGN | | |

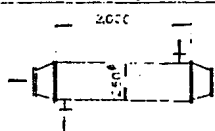


TEMA C-N
FALLA LE ORIGEN

| | | | |
|---|--|----------------------------------|--------------------|
| ITEM NO. AEA-128 | SERVICE | AMONIA SUPER HEATER | |
| TYPE AEL | CONNECTED IN | | |
| SURFACE UNIT 6.22 m^2 | SHELLS UNIT 1 | SURFACE SHEET 6.22 m^2 | |
| PERFORMANCE DATA OF ONE UNIT | | | |
| FLUID CIRCULATED | | SHELL SIDE | TUBE SIDE |
| TOTAL FLUID ENTERING (KG/HOUR) | | STEAM | AMONIA |
| | | 253 | 3,616 |
| VAPOR | | | 3,616 |
| LIQUID | | | |
| STEAM | | 253 | |
| NON-CONDENSABLES | | | |
| FLUID VAPORIZED OR CONDENSED | | | |
| STEAM CONDENSED | | 253 | |
| GRAVITY | ISP GR. API | | |
| VISCOSITY IN OUT (CP) | | 0.012 | 0.017 |
| THERMAL CONDUCTIVITY (METRIC $\frac{\text{KCAL}}{\text{CM}^2 \text{ HR} \text{ C}} \frac{\text{BTU}}{\text{SQ FT HR F}} \frac{\text{KCAL}}{\text{CM}^2 \text{ HR} \text{ C}} \frac{\text{BTU}}{\text{SQ FT HR F}}$) | | | 0.022 |
| MOLECULAR WEIGHT | | | 17 |
| SPECIFIC HEAT (KCAL/KG C) (BTU/LB F) | | | 0.507 |
| TEMPERATURE IN OUT (C) (F) | 156 152 | 7 | 66 |
| OPERATING PRESSURE (KG/CM ²) (PSI) | 6.45 | | 6.45 |
| NO. OF PASSES PER SHELL | | 1 | 1 |
| VELOCITY (M/SEC) (FPS) | | | 40.7 |
| PRESSURE DROP MAX DESIGN (KG/CM ²) (PSI) | | | 0.17 |
| FOULING RESISTANCE (METRIC $\frac{\text{KCAL}}{\text{CM}^2 \text{ HR} \text{ C}} \frac{\text{BTU}}{\text{SQ FT HR F}} \frac{\text{KCAL}}{\text{CM}^2 \text{ HR} \text{ C}} \frac{\text{BTU}}{\text{SQ FT HR F}}$) | | 0.0001 | 0.0002 |
| FILM COEFFICIENT (METRIC $\frac{\text{KCAL}}{\text{CM}^2 \text{ HR} \text{ C}} \frac{\text{BTU}}{\text{SQ FT HR F}} \frac{\text{KCAL}}{\text{CM}^2 \text{ HR} \text{ C}} \frac{\text{BTU}}{\text{SQ FT HR F}}$) | | 5,860 | 325 |
| HEAT EXCHANGED (KCAL/HOUR) (BTU/HOUR) | 127,281 | LMTD CORRECTED (C) (F) | 112.9 |
| TRANSFER RATE (METRIC $\frac{\text{KCAL}}{\text{CM}^2 \text{ HR} \text{ C}} \frac{\text{BTU}}{\text{SQ FT HR F}} \frac{\text{KCAL}}{\text{CM}^2 \text{ HR} \text{ C}} \frac{\text{BTU}}{\text{SQ FT HR F}}$) DESIGN U _d 181 | | CLEAN C _d 308 | SAFETY FACTOR 1.53 |
| CONSTRUCTION OF EACH SHELL | | | |
| DESIGN TEMPERATURE (C) (F) | | 180 | 0 & 120 |
| DESIGN PRESSURE (KG/CM ²) (PSI) | | 5.2 & F.V. | 22.2 |
| TUBES NO. 55 | OD $\phi 19.05 \text{ mm}$ THK $\phi 14$ LENGTH 2,000 mm | PITCH 25 mm | |
| SHELL ID 250 mm | CROSS Baffle | SUPPORT TYPE | |
| MATERIALS TUBE CS | TUBE SHEET CS | | |
| SHELL CS | CHANNEL CS | | |
| CORROSION ALLOWANCES SHELL SIDE 1.5 mm | | TUBE SIDE 3.0 mm | |
| CONNECTIONS SHELL IN OUT 3 IN 1 IN | | | |
| CHANNEL IN OUT 6 IN 6 IN | | | |
| CODE REQUIREMENTS TEMA "B" | | | |
| INSULATION SHELL YES | CHANNEL YLS | | |
| REMARKS | | | |
| 110% DESIGN | | | |

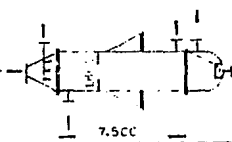
TESIS CON FALLA DE ORIGEN

| | | | | | |
|---|--|------------------------|----------------------|------------------------|---------------------|
| ITEM NO | AEA-129 | | SERVICE | PROPYLENE SUPER HEATER | |
| TYPE | ALL | | CONNECTED IN | | |
| SURFACE UNIT | < 6.22 m ² | SHELLS UNIT | 1 | SURFACE SHEETS | 6.22 m ² |
| PERFORMANCE DATA OF ONE UNIT | | | | | |
| FLUID CIRCULATED | | SHELL SIDE | STEAM | | |
| TOTAL FLUID ENTERING | (KG T/HOUR) | | 477 | | |
| VAPOR | | | 8,726 | | |
| LIQUID | | | 8,726 | | |
| STEAM | | | 477 | | |
| NON-COMPRESSIBLES | | | | | |
| FLUID VAPORIZED OR CONDENSED | | | 477 | | |
| GRAVITY | (SP GR. API) | | | | |
| VISCOSITY IN OUT | (CP) | | 0.0078 0.0098 | | |
| THERMAL CONDUCTIVITY | (METRIC W/M ² C) | | 0.015 | | |
| MOLECULAR WEIGHT | | | 42 | | |
| SPECIFIC HEAT | (KCAL KG C ⁻¹ HOUR) | | 0.417 | | |
| LATENT HEAT | (KCAL KG ⁻¹ HOUR) | | 503 | | |
| TEMPERATURE IN OUT | (C °F) | 156 152 | 0 | 66 | |
| VELOCITY | (M SEC ⁻¹ FT ⁻¹ MIN) | | 39.5 | | |
| PRESSURE DROP MAX DESIGN | (KG CM ² PSIG) | | 0.34 | | |
| FOULING RESISTANCE | (METRIC FT ⁻¹ HOUR) | 0.0001 | 0.0002 | | |
| FILM COEFFICIENT | (METRIC W/M ² C) | 5,860 | 581 | | |
| HEAT EXCHANGED (KCAL HOUR ⁻¹) | 240,165 | LMTD CORRECTED (C °F) | 115.9 | | |
| TRANSFER RATE (METRIC W/M ² C) | DESIGN (1) 333 | CLEAN (2) 529 | SAFETY FACTOR 1.34 1 | | |
| CONSTRUCTION OF EACH SHELL | | | | | |
| DESIGN TEMPERATURE | (C °F) | 180 | -5 & 120 | | |
| DESIGN PRESSURE | (KG CM ² PSIG) | 5.2 & 6 F.V. | 22.2 | | |
| TUBES | NO 55 | OD 19.05 mm THK BWG 14 | LENGTH 2,000 mm | PITCH 25 mm | |
| SHELL | ID 250 mm | ROSS | BAFFLE SPACE SUPPORT | TYPE | |
| MATERIALS | TUBE CS | TUBE SHEET CS | | | |
| | SHELL CS | CHANNEL CS | | | |
| CORROSION ALLOWANCES | SHELL SIDE 1.5 mm | TUBE SIDE 3.0 mm | | | |
| CONNECTIONS SHELL (IN OUT) | 3 IN 1 IN | | | | |
| CHANNELS (IN OUT) | 6 IN 6 IN | | | | |
| CODE REQUIREMENTS | ASME 'B' | | | | |
| INSULATION SHELL | YES | CHANNEL | YES | | |
| REMARKS | 110% DESIGN | | | | |

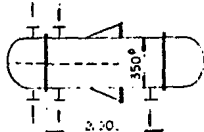


TESSIS COPY
FALLA FE ORIGINAL

| ITEM NO AEA-139 | | SERVICE QUENCH COL. AFTER | | | |
|--|--|--|--|---------------------------------|--|
| TYPE AEM | | CONNECTED IN | | | |
| SURFACE UNIT 1,535 m ² | | SHELLS UNIT 1 SURFACE SHEET 1,535 m ² | | | |
| PERFORMANCE DATA OF ONE UNIT | | | | | |
| | | SHELL SIDE | | TUBE SIDE | |
| FLUID CIRCULATED | | C.W. | | EFFLUENT | |
| TOTAL FLUID ENTERING | | 1,030,784 | | 85,127 | |
| VAPOR | | | | 68,480 | |
| LIQUID | | 1,030,784 | | 16,647 | |
| STEAM | | | | | |
| NON-CONDENSABLES | | | | | |
| FLUID CONDENSABLES CONDENSABLES | | | | 16,647 | |
| STEAM CONDENSED | | | | | |
| GRAVITY | | ISP GR. ALT. 0.994 | | (V)0.00134 (L)0.979 | |
| VISCOSITY IN OUT | | 0.81 0.67 | | (V)0.0163 (L)0.708 | |
| THERMAL CONDUCTIVITY | | (METRIC FT.LB) 0.537 | | (V)0.0226 (L)0.509 | |
| MOLECULAR WEIGHT | | | | | |
| SPECIFIC HEAT | | (KCAL KG.C.B.TI LB.F) 0.998 | | (V)0.307 (L)0.971 | |
| LATENT HEAT | | | | | |
| HEAT CAPACITY | | | | | |
| OPERATING PRESSURE | | (KG CM.G.P.SI) 4.22 | | 0.85 | |
| NO. OF PASSES PER SHELL | | 1 | | 1 | |
| VELOCITY | | (M SEC.FT.SEC) 1.4 | | 17.4 | |
| PRESSURE DROP MAX DESIGN | | (KG CM. ISO) 1.0 0.79 | | 0.05 0.0387 | |
| FOULING RESISTANCE | | (METRIC FT.LB) 0.000615 | | 0.0004 | |
| FILM COEFFICIENT | | (METRIC FT.LB) 5,348 | | 428 | |
| HEAT EXCHANGED (KCAL H.BTL-HR) | | 10,307,837 | | LIMIT CORRECTED (C.F) 27.4 | |
| TRANSFER RATE (METRIC FT.LB) DESIGN | | 245 | | CLEAN TC 386 SAFETY FACTOR 1.04 | |
| CONSTRUCTION OF EACH SHELL | | | | | |
| DESIGN TEMPERATURE | | (C.F) 120 | | 260 | |
| DESIGN PRESSURE | | (KG CM.G.P.SI) 7.0 | | 2.5 | |
| TUBES | | NO 2,629 OD 25.4 mm THK BWG 12 LENGTH 7,500mm PITCH 32 mm | | | |
| SHELL | | ID 1,800 mm CROSS RAFFLE SPACE 600 mm TYPE 20% HORIZ. S.C. | | | |
| MATERIALS | | TUBE CS, SR | | TUBE SHEET CS, SR | |
| | | SHELL CS | | CHANNEL* CS, SR | |
| CORROSION ALLOWANCES | | SHELL SIDE 3.0 mm | | TUBE SIDE 3.0 mm | |
| CONNECTIONS SHELL (IN OUT) | | 18 IN 18 IN | | | |
| CHANNEL IN OUT | | 28 IN 24.6 IN | | | |
| CODE REQUIREMENTS | | TERR "B" | | | |
| INSULATION SHELL | | NO | | CHANNEL PP ID | |
| REMARKS | | LETHAL SERVICE | | REFER ONLY | |
| | | PHYSICAL PROPERTY | | | |
| | | (V) INLET VAPOR (L) OUTLET LIO. | | | |
| | | * UPPER CHANNEL: CS with 304 LSS LINING | | | |



| ITEM NO. AEA-142 | | SERVICE EJECTOR CONDENSER | |
|------------------------------|---------------------------|---------------------------------|-------------------------------------|
| TYPE BFM | | CONNECTED IN | |
| SURFACE UNIT | 10.0 m ² | SHELLS UNIT | 1 SURFACE SHELL 10.0 m ² |
| PERFORMANCE DATA OF ONE UNIT | | | |
| | | SHELL SIDE | TUBE SIDE |
| FLUID CIRCULATED | | STEAM-AIR C.V. | |
| TOTAL FLUID ENTERING | (KG/HOUR) | 263 | 32,553 |
| VAPOUR | | 25 | |
| LIQUID | | | 32,553 |
| STEAM | | 220 | |
| NON CONDENSABLES | | 18 | |
| FLUID VAPORISED OR CONDENSED | | 25 | |
| STEAM CONDENSED | | 220 | |
| GRAVITY | (SP GR. #) | | 0.995 |
| VISCOSITY IN OUT | (CP) | | 0.81 0.74 |
| THERMAL CONDUCTIVITY | (METRIC #) | | 0.534 |
| MOLECULAR WEIGHT | | | |
| SPECIFIC HEAT | (KCAL/KG C #) | | 0.998 |
| DESIGN PRESSURE | (KG/CM ² ABS.) | 0 | 4.22 |
| NO. OF PASSES PER SHELL | | 2 | 2 |
| VELOCITY | (M/SEC. #) | | 1.07 |
| PRESSURE DROP (DESIGN) | (KG/CM ² ABS.) | 0.07 0.023 | 0.7 0.08 |
| FOULING RESISTANCE | (METRIC #) | 0.0005 | 0.000615 |
| FILM COEFFICIENT | (METRIC #) | 418 | 3,777 |
| HEAT EXCHANGED (KCAL/HOUR) | 153,000 | LIMIT CORRECTED (C. #) 65.4 | |
| TRANSFER RATE (METRIC #) | DESIGN Ud 234 | CLEAN Uc 363 SAFETY FACTOR 1.10 | |
| CONSTRUCTION OF EACH SHELL | | | |
| DESIGN TEMPERATURE | (C. #) | 280 | 120 |
| DESIGN PRESSURE | (KG/CM ² ABS.) | 5.2 | 7.0 |
| TURBS | NO. 88 | OD 19.05 mm | THK BKG 16 LENGTH 2,000 mm |
| SHELL | ID 350 mm | CROSS BAFFLE SPACE 150 mm | TYPE 20X VERT. SEC. CUT. |
| MATERIALS | TUBE 304 SS | TUBE SHEET 304L SS | |
| | SHELL CS 304L SS | CHANNEL CS | |
| CORROSION ALLOWANCES | SHELL SIDE 0 | TUBE SIDE 0 (CS 3.0 mm) | |
| CONNECTIONS SHELL (IN OUT) | 4 IN 2.2 IN | | |
| | CHANNEL (IN OUT) | 3 IN 3 IN | |
| CODE REQUIREMENTS | TEMA 'B' | | |
| INSULATION SHELL | YES | CHANNEL NO | |
| REMARKS | | | |



1968 JUN
 TALLA DE CORUÑA

| | | | |
|---|---------------------------|------------------------------|----------------------------------|
| ITEM NO. AEA-144 | SERVICE | PRODUCT | CHILLER |
| TYPE DOUBLE TUBE | CONNECTED IN | 1/2 HAIRPIN (NO RETURN BEND) | |
| SURFACE UNIT 19.6 M ² | SHELLS UNIT | 1 | SURFACE SHELL 196 M ² |
| PERFORMANCE DATA OF ONE UNIT | | | |
| FLUID CIRCULATED | SHELL SIDE | TUBE SIDE | |
| TOTAL FLUID ENTERING (KG H ₂ O/H _{HR}) | BRINE | PRODUCT AN | |
| VAPOR | 6,487 | 6,875 | |
| LIQUID | 6,487 | 6,875 | |
| STEAM | | | |
| NON-CONDENSABLES | | | |
| FLUID VAPORIZED (OR CONDENSED) | | | |
| STEAM CONDENSED | | | |
| GRAVITY (SP GR. @ 40°) | 0.966 | 0.786 | |
| VISCOSITY IN/OUT (CP) | 4.00 2.79 | 0.416 0.460 | |
| THERMAL CONDUCTIVITY (METRIC FT-H) | 0.370 | 0.140 | |
| MOLECULAR WEIGHT | | | |
| SPECIFIC HEAT (KCAL KG C ⁻¹ @ 40°) (L.A.F.T.) | 0.956 | 0.507 | |
| TEMPERATURE IN/OUT (C. °F) | -4.0 6.0 | 36 20 | |
| OPERATING PRESSURE (KG CM G. PSIG) | 7.2 | 310 mmHg | |
| NO. OF PASSES PER SHELL | 0.5 HAIRPIN | | |
| VELOCITY (M/SEC. FT/SEC) | 0.16 | 0.507 | |
| PRESSURE DROP MAX DESIGN (KG CM G. PSIG) | 0.7 | 0.004 | 0.09 0.03 |
| FOULING RESISTANCE (METRIC FT-H) | 0.0002 | 0.00035 | |
| FILM COEFFICIENT (METRIC FT-H) | 194 | 530 | |
| HEAT EXCHANGED (KCAL H ₂ O/H _{HR}) | 62,013 | 1MTD CORRECTED (C. °F) 27.8 | |
| TRANSFER RATE (METRIC FT-H) DESIGN: U _d 114 | CLEAN: U _c 142 | SAFETY FACTOR 1.15 | |
| CONSTRUCTION OF EACH SHELL | | | |
| DESIGN TEMPERATURE (C. °F) | -10 | 120 | |
| DESIGN PRESSURE (KG CM G. PSIG) | 11.0 | 5.4 & F.V. | |
| TUBES NO. | OD 3 IN | THK SCH 40 | LENGTH 70,000mm PITCH |
| SHELL ID 6 IN. | SCH CROSS | BAFFLE SPACE | TYPE |
| MATERIALS | TUBE CS | TUBE SHEET | |
| | SHELL CS | CHANNEL | |
| CORROSION ALLOWANCES | SHELL SIDE 3.0 mm | TUBE SIDE 3.0 mm | |
| CONNECTIONS SHELL (IN/OUT) | 2 IN | 2 IN | |
| | CHANNEL (IN/OUT) | 3 IN 3 IN | |
| CODE REQUIREMENTS | TERA "B" | | |
| INSULATION SHELL | YES | CHANNEL | YES |
| REMARKS | 110% DESIGN | | |

70,000

110% DESIGN
 TUBE NO. 110
 TUBE NO. 110

REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

- 1.- Giral J., Barnés F. y Ramirez A.
Ingeniería de Procesos. Manual para el diseño de procesos químicos apropiados para países en desarrollo.
Universidad Nacional Autónoma de México (1977).
- 2.- Asghar Husain
Chemical Process Simulation.
Ed. Wiley Eastern Limited
- 3.- Kern D.Q.
Process Heat Transfer
Mc Graw Hill International Book Company, 1984
- 4.- Perry R.H., Green D.W.
Perry's Chemical Engineer Handbook
Mc Graw Hill International Editions, 1984
- 5.- King C.J., Gantz D.W., Barnés F.J.
Sistematic Evolutionary Process Synthesis
Ind. Eng. Chem. Proc. Des. Dev., Vol 11, No.2, 1972
- 6.- Nishida N., Stephanopoulos G., Westerberg A.W.
A Review of Process Synthesis
AIChE Journal, Vol 27, 3, May, 1981
- 7.- Linnhoff B. and Townsend D.W.
A User Guide on Process Integration for the Efficient Use of Energy
I. Chem. Engineers, Rugby, U.K., 1982

- 8.- Linnhoff B., Vredeveld D.R.
Pinch Technology Has Come of Age
Chem. Eng. Prog., July, 1984
- 9.- Tjoe T.N.
Retrofit of Heat Exchanger Networks
Ph. D. Thesis, UMIST, 1986
- 10.- Tjoe T.N. and Linnhoff B.
Using Pinch Technology for Process Network Retrofit
Chemical Engineering, April 28, 1986
- 11.- Jones D.A., Yilmaz A.N., Tilton B.E.
Synthesis Techniques for Retrofitting Heat Recovery
Systems
Chem. Eng. Prog., 82, July, 1986
- 12.- Linnhoff B. and Eastwood A.R.
Overall Site Optimisation by Pinch Technology
Chem. Eng. Res. Des., Vol 65, September, 1987
- 13.- Smith G. and Patel A.
Step by step through the pinch
Chem. Eng., November, 1987
- 14.- Linnhoff B., Polley G.
Stepping beyond the pinch
Chem. Eng., February, 1988
- 15.- Linnhoff B., Polley G., Sahdev V.
General Process Improvement Through Pinch
Technology
Chem. Eng. Prog., June, 1988

- 16.- Gundersen T. and Naess L.
Review Paper "The Synthesis of Cost Optimal Heat Exchanger Networks". An Industrial Review of the State of the Art.
Comput. Chem. Engng. Vol 12, No 6, pp 503-530, 1988
- 17.- Briones Vallejo Víctor M.
Integración Térmica del Tren de Aromáticos del Complejo Petroquímico de la Cangrejera, Veracruz
Tesis para M.C., Fac. de Química de la UNAM, 1989
- 18.- Alanís F.J.
Thermodynamic Optimisation of Industrial Cogeneration Systems and Conventional Power Plant
Ph. D., Thesis, UMIST, 1989
- 19.- Ahmad S. and Smith R.
Targets and Design for Minimum Number of Shells in Heat Exchanger Networks.
Chem. Eng. Res. Des., Vol 67, September, 1989
- 20.- Ciric A. R. and Floudas C. A.
A Retrofit Approach for Heat Exchanger Network
Comput. Chem. Engng. Vol.13, No.6, pp 703-715, 1989
- 21.- Karp A., Smith R., Ahmad S.
Pinch Technology: A Primer
Electric Power Research Institute CU-6775, Project 2783-13, Final Report, March, 1990
- 22.- Manual de Operación de la Planta de Acrilonitrilo del CPI en Texmelucan, Pue.

- 23.- Manual de Operación del Paquete de Cómputo HTC-STX
Heat Transfer Consultants Inc. by Microsoft, 1989
- 24.- Hohmann E. C.
Optimum Networks for Heat Exchange
Ph. D. Thesis, University of Southern California,
1971
- 25.- Townsend D. W. and Linnhoff B.
Surface Area Targets for Heat Exchanger Networks
Paper presented at the 11th. I. Chem. E. Annual
Research Meeting, Bath, U.K., April, 1984
- 26.- Ahmad S.
Heat Exchanger Networks: Cost Trade-offs in Energy
and Capital
Ph. D. Thesis, UMIST, 1985
- 27.- Papoulias S. and Grossmann I. E.
A Structural Optimization Approach in Process
Synthesis; Part II: Heat Recovery Networks
Comput. Chem. Engng., 7, 707, 1983
- 28.- Cerda J. and Westerberg A. W., Mason D. and
Linnhoff B.
Minimum Utility Usage in Heat Exchanger Network
Synthesis; A Transportation Problem
Chem. Engng. Sci., 38, 3, pp 373-387, 1983