

UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA  
FACULTAD DE INGENIERIA QUIMICA MANUFACTURERA



TESIS PARA OPTAR AL TITULO DE INGENIERO QUIMICO

EVALUACION Y DISEÑO DEL  
ARREGLO OPTIMO EN SISTEMAS  
DE INTERCAMBIADORES DE CALOR

REALIZADO POR : BACHILLER RENZO B. SANSONI TOSSO

ASESOR : INGENIERO GREGORIO NEGLIA ORTIZ

LIMA, SETIEMBRE 1992

## INDICE

1. Introducción.
2. Objetivos.
3. Generalidades.
4. Evaluación energética de los sistemas de intercambiadores de calor.
5. Evaluación económica de los sistemas de intercambiadores de calor.
6. Ecuaciones de diseño de intercambiadores de calor.
7. Fundamento del método.
8. Programa para evaluar el arreglo óptimo y diseñar los intercambiadores de calor.
9. Ejemplo de aplicación.
10. Conclusiones y recomendaciones.
11. Bibliografía.
12. Anexos :
  - I. Base de datos.
  - II. Disposición de los espejos de tubos.
  - III. Datos de tubos para intercambiadores de calor.
  - IV. Diagramas de Flujo.
  - V. Diccionario de Funciones.

## 1. INTRODUCCION

En el diseño o evaluación de procesos, el Ingeniero Químico se encontrará siempre con la necesidad de variar la temperatura de uno o más de los compuestos con que trabaja. Este control de la temperatura incide directamente en los costos operativos del proceso, por lo que se convierte en un aspecto importante del diseño de plantas.

La relativa facilidad del diseño de intercambiadores de calor, usualmente lleva a que el ingeniero subestime la importancia de estos en la evaluación de un proceso; sin embargo, es esa misma simplicidad, así como la frecuencia con que se encuentran estos equipos, lo que hace de los intercambiadores de calor uno de los puntos donde se pueden lograr ahorros con mayor rapidez, tanto en procesos existentes, como en plantas nuevas.

El trabajo desarrollado, trata sobre la optimización de sistemas de intercambiadores de calor de casco y tubos (SIC). Se presenta un programa que evalúa los SIC con el fin de establecer el arreglo que minimize la inversión total del sistema térmico y los costos de operación (optimización económica) o el costo de los fluidos auxiliares de calentamiento y enfriamiento (optimización energética).

En principio, se hace un breve análisis teórico de los intercambiadores de calor de casco y tubos; considerándo, fundamentalmente, los criterios de diseño empleados en el programa.

Luego se procede a estudiar los principales criterios de evaluación energética y económica de los SIC, detallando las limitaciones más importantes que deben tenerse en cuenta al momento de optimizar estos sistemas.

Finalmente, se presenta el programa para la optimización y diseño del SIC, explicando el uso de este, los datos requeridos y la forma de interpretar los resultados presentados.

Debemos señalar que el presente estudio no pretende evaluar termodinámicamente los procesos de transferencia de calor, esto es, realizar el análisis con la aplicación de la Primera y Segunda Ley de la Termodinámica. Tampoco se ha profundizado en analizar las diversas correlaciones para el cálculo de intercambiadores y propiedades físicas y termodinámicas, habiéndose empleado las más comunes que están disponibles en la literatura sobre el particular.

## 2. OBJETIVOS

- Establecer una metodología para la optimización de Sistemas de Intercambiadores de Calor (SIC) en procesos químicos cuya estructura básica es conocida de antemano.
- Diseñar un programa que permita determinar el arreglo óptimo de un SIC, diseñar intercambiadores de calor de casco y tubos y simular el efecto del cambio en las variables sobre el diseño de un intercambiador de calor; fijando los límites de aplicabilidad y validando el modelo con un caso práctico.

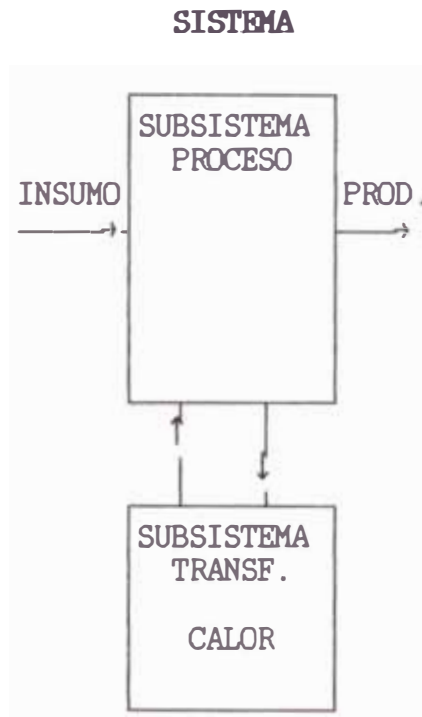
## 3. GENERALIDADES

Como resultado de la cada vez menor disponibilidad de recursos energéticos baratos, y el consiguiente crecimiento del costo de las fuentes de energía, la conservación de esta se ha convertido en un importante campo de estudio en todo el mundo. Se han realizado múltiples esfuerzos para conservar energía y se ha publicado una gran cantidad de literatura al respecto.

Es conveniente iniciar este estudio estableciendo la definición adecuada de dos términos importantes, Sistemas de Intercambiadores de Calor (SIC) y Optimización. Concebimos aquí un SIC como un conjunto de equipos de transferencia de calor mediante los cuales los fluidos, de un proceso determinado, alcanzan los requisitos térmicos impuestos como condiciones de

operación. Dentro de esta concepción se incluyen también los fluidos auxiliares requeridos para el acondicionamiento térmico de las corrientes de proceso.

En general, se puede establecer que cualquier sistema consta de un subsistema de proceso y un subsistema de transferencia de calor. La función del subsistema de proceso es ejecutar las operaciones unitarias, tales como separación o reacción. La del subsistema de transferencia de calor es incrementar o disminuir las temperaturas o contenidos calóricos de corrientes de proceso de modo tal que alcancen valores específicos requeridos por el subsistema de proceso y por sistemas externos.



Con respecto al término Optimización, podemos definirlo como la determinación del conjunto de variables y condiciones que permitan alcanzar un objetivo técnico o económico, maximizando los beneficios o reduciendo las inversiones.

Desde el punto de vista del uso eficiente de la energía, es necesario intercambiar calor entre las corrientes calientes y las frías, siendo posible, en ciertos casos, autosatisfacer los requerimientos energéticos del sistema. Cualquier cambio en las condiciones del subsistema de proceso afecta aquellas del subsistema de transferencia de calor, por lo que es necesario considerar la interrelación entre estos subsistemas en el diseño del proceso.

Un requisito fundamental que se ha de cumplir antes de pretender optimizar un sistema dado, es conocer en profundidad todas las características de este, así como la interacción de todas las variables, buscando establecer la influencia de los factores inherentes al sistema sobre las variables a optimizar. En tal sentido, haremos un breve análisis de los intercambiadores de calor de casco y tubos, que son los únicos considerados en este trabajo.

Podemos definir un intercambiador de calor como un equipo que permite a un fluido incrementar o reducir su contenido energético mediante la recepción o cesión de calor. Un intercambiador de calor de casco y tubos es un tipo especial de estos equipos, en el cual son dos fluidos los que intercambian calor sin entrar en contacto directo uno con otro. Uno de los

fluidos se desplace por el interior de tubos que son bañados externamente por el otro fluido, siendo la pared de los tubos el medio a través del cual se transfiere el calor. Los tubos, cuyo número varía según el diseño del equipo, están contenidos en una cubierta llamada casco.

Existen, básicamente, dos tipos de variables que se han de considerar al momento de diseñar un intercambiador de calor; las propiedades físicas de los fluidos y las dimensiones del intercambiador. Con respecto a las propiedades físicas de los fluidos, estas son función tanto de la presión como de la temperatura, por lo que un análisis riguroso ha de considerar su variación a lo largo del intercambiador. Para los fluidos líquidos, la variación de las propiedades con respecto a la presión puede, en la mayoría de los casos, despreciarse; con excepción de los calores latentes de vaporización. Para los fluidos gaseosos, en forma general, no puede hacerse esta misma simplificación.

En la mayoría de aplicaciones de ingeniería, los intercambiadores de calor pueden diseñarse usando valores promedio de las propiedades físicas, las cuales han de calcularse en el rango de presión y temperatura de trabajo.

La base de datos incluida en el programa (ver anexo I), presenta las propiedades físicas como correlaciones polinomiales de segundo grado en función de la temperatura, evaluadas a presión atmosférica. En el caso de la densidad de los gases, la expresión usada se deriva de la ley de los gases ideales.



Si los rangos de temperatura que ofrece la base de datos no son satisfactorios, o se considera que la influencia de la presión puede ser importante, debe dársele a la corriente un nombre distinto al que presenta en la base de datos para, de este modo, ingresar los valores adecuados de las propiedades.

En general, el empleo de valores promedio de las propiedades es aceptable siempre que los valores de presión y temperatura no varíen sobre rangos muy amplios; en caso contrario, pueden cometerse errores considerables.

Con respecto a las dimensiones del intercambiador, será de gran utilidad un breve análisis de cada uno de los parámetros de diseño a fin de poder evaluar correctamente los resultados.

- **Diámetro de los tubos.**- Esta es una de las variables más importantes en el diseño de los intercambiadores de calor, pues influye directamente sobre los coeficientes de transferencia y las caídas de presión.

El diámetro interno ha de fijarse teniendo en consideración la velocidad del fluido que pasará dentro de los tubos, su presión total, así como la caída de presión disponible y la tendencia del fluido a formar incrustaciones.

El espesor de las paredes del tubo dependerá, tanto de la presión del fluido que pasa dentro de estos, como de la corrosividad de ambos fluidos. Para presiones altas se requieren tubos de mayor espesor, aumentando con ello el diámetro del casco capaz de contener un determinado número de tubos. Si uno o ambos

fluidos son muy corrosivos, habrá que decidir entre tubos de materiales resistentes a ese medio, o tubos de mayor espesor, siguiendo siempre un criterio económico en la elección. Los espesores de pared están estandarizados por el calibrador Birmingham para alambre (BWG). En el anexo IV se muestran los tamaños y espesores de tubos que generalmente están disponibles.

Es muy importante la correcta elección del fluido que ha de pasar dentro de los tubos. En lo posible, se debe buscar que este fluido sea el que presente una o más de las siguientes características : corrosividad, tendencia a formar incrustaciones, alta temperatura, alta presión o alta toxicidad, prevaleciendo aquella que se considere crítica en el proceso. En general, los diámetros más pequeños resultan en diseños mas económicos, pero con mayores caídas de presión.

- **Arreglo y paso de los tubos.**- Ha de fijarse teniendo presente la tendencia del fluido externo a formar incrustaciones sobre los tubos. Los arreglos triangulares favorecen coeficientes altos en el lado del casco, pero dificultan la limpieza de los tubos, e incrementan la caída de presión. Los arreglos en cuadro, en cambio, son ideales para fluidos sucios que obliguen a una limpieza frecuente del equipo, o para aquellos donde la caída de presión permitida por el lado del casco sea relativamente pequeña; esto a cambio de coeficientes de transferencia menores. La selección del arreglo y el paso de los tubos influye sobre el número de tubos que pueden estar contenidos en un determinado

tamaño de casco, como se muestra en el anexo III.

**Espaciado y corte de los deflectores.**— Los deflectores cumplen, básicamente, dos propósitos; dirigir el fluido del lado del casco a través de un patrón de flujo predeterminado y soportar los tubos y prevenir la vibraciones. Esta variable, al igual que el arreglo de los tubos, tiene influencia directa sobre el coeficiente de transferencia por el lado del casco. Mientras más cercanos se encuentren los deflectores uno de otro, los coeficientes de transferencia serán mayores, pero ocurrirá lo mismo con la caída de presión, además los efectos negativos por flujos erráticos entre el deflector y el casco serán más pronunciados. Espaciados mayores reducen la caída de presión, pero aparecen flujos axiales que reducen los coeficientes de transferencia de calor.

En los intercambiadores de calor industriales se emplean varios clases de deflectores, los cuales difieren fundamentalmente en el tipo y magnitud de corte que presentan, así como en la posición relativa de los deflectores adyacentes. Tenemos así, los deflectores segmentados, de disco y corona, de orificio y deflectores segmentados girados. En este trabajo usamos los deflectores segmentados con 25% de corte, por ser los de uso más frecuente en la industria y a los que se refieren las relaciones de cálculo más usadas, pero el usuario tiene libertad de variar el porcentaje de corte.

Los deflectores segmentados proporcionan un alto grado de turbulencia pues dirigen la corriente sobre los tubos en flujo

cruzado. Los deflectores de disco y corona y los de orificio se emplean cuando no es recomendable el flujo transversal debido a las limitaciones de caída de presión. En estos el flujo es paralelo a los tubos.

- **Tipo de cabezal.**- El cabezal nos indica la forma en que se sujetan los tubos al cuerpo del intercambiador. Los cabezales fijos, de menor costo, están formados por placas fijas a las cuales se sueldan o se roscan los tubos, en este caso han de emplearse juntas de expansión para reducir los esfuerzos térmicos sobre los tubos. Estos cabezales proporcionan la máxima protección contra las fugas del fluido del lado del casco hacia el exterior, debido a que no presentan empaquetaduras. Por esta misma razón, los tubos no pueden ser removidos para inspección o limpieza. Cuando es necesario, se incorpora una junta de expansión en el casco para poder absorber los esfuerzos térmicos que pudiera ocurrir en los tubos. Los tubos pueden limpiarse internamente o reemplazarse, pero el lado del casco solo puede limpiarse recirculando un fluido de limpieza o cambiando la dirección del flujo. La aplicación principal de estos intercambiadores es en aquellos servicios en los que el flujo del lado del casco no presente tendencia a formar incrustaciones o dejar cualquier otro tipo de depósitos.

Los cabezales flotantes permiten la libre expansión de los tubos debido a los cambios de temperatura, pero el diseño de estos intercambiadores tiene el inconveniente de que el espacio

necesario para asegurar la tapa del cabezal flotante interno reduce el número de tubos que pueden entrar en el casco y da lugar a una canalización de flujo no deseable entre el banco de tubos y la coraza. Los tubos pueden removerse para inspección, reemplazo o limpieza externa. El tipo de cabezal no tiene influencia directa sobre los coeficientes de transferencia de calor, ni sobre las caídas de presión, dependiendo su importancia de la facilidad de mantenimiento o de razones de índole económica.

- **Longitud y número de tubos.**- La longitud de los tubos, conjuntamente con el número de estos, determinan el área de transferencia del intercambiador. El diseñador debe establecer un equilibrio entre estas dos variables, teniendo en cuenta que al usar un mayor número de tubos disminuye la longitud requerida del intercambiador, pero aumenta la caída de presión en el lado del casco, así como los problemas de incrustaciones.

No es recomendable el empleo de la longitud de los tubos como variable manipulada para alcanzar el diseño óptimo; es preferible fijar este valor siguiendo consideraciones prácticas de disponibilidad de espacio de planta, tratando siempre de uniformizar tamaños en toda la instalación industrial. La variable que sirve mejor para la optimización del diseño es el número de tubos, pues las otras variables pueden, de una u otra manera, fijarse siguiendo algún criterio técnico o práctico. El diámetro del casco resulta del número de tubos y el tipo de cabezal. Por razones prácticas de convergencia del método,

usaremos el diámetro del casco como variable a manipular; empleando las relaciones empíricas, mostradas más adelante, para calcular el número de tubos que corresponden al diámetro seleccionado.

**Número de pasos en los tubos.-** Esto, definitivamente, es una modificación importante al diseño clásico de intercambiadores a contracorriente perfecta, con la que se obtienen niveles de transferencia bastante superiores. Mientras mayor sea el número de pasos, se aprovecha mejor la diferencia de temperaturas de los fluidos, pero igualmente las caídas de presión aumentan considerablemente; una vez más debe llegarse a un balance económico que nos indique el número de pasos más apropiado para un sistema dado.

#### **4. EVALUACION ENERGETICA DE LOS SISTEMAS DE INTERCAMBIADORES DE CALOR**

Anteriormente definimos a un Sistema de Intercambiadores de Calor (SIC), como un conjunto de equipos que nos permiten cumplir con los requerimientos energéticos de un proceso determinado. En tal sentido, es muy importante establecer cuales son los requerimientos reales de energía de una corriente de proceso; esto implica dar un rango de tolerancia a las temperaturas deseadas. Al hacer esto, se evita que el cálculo incluya intercambiadores para ajustar unos pocos grados a las temperaturas finales de las corrientes de proceso que puedan requerir tal ajuste; será el usuario quien determine cuándo sea necesaria una mayor precisión.

En términos energéticos, el sistema óptimo será aquel que minimize los requerimientos de fluidos auxiliares para calentar y enfriar las corrientes a la temperatura deseada, esto quiere decir que se estará aprovechando al máximo la energía propia de los fluidos, calentando las corrientes frías con las calientes y enfriando estas con aquellas. Una optimización energética resulta importante cuando los fluidos de calentamiento o enfriamiento son costosos, como vapores de alta temperatura o fluidos criogénicos. En este caso es de gran importancia tener en cuenta que el desperdicio de energía térmica debe ser mínimo; y el óptimo energético suele coincidir con el arreglo de menor costo. Sin embargo no siempre nos encontraremos bajo estas condiciones y será

necesario buscar un compromiso entre el arreglo óptimo desde el punto de vista económico y energético.

Dentro de las consideraciones energéticas del diseño de un SIC, la más importante es como obtener el calor total que intercambiarán dos corrientes. Si evaluamos este asunto en el diseño de un solo intercambiador, surgen dos posibilidades; la primera consiste en determinar en términos económicos el calor óptimo a intercambiar para luego cubrir los requerimientos térmicos con fluidos auxiliares tales como agua o vapor. La segunda posibilidad consiste en intercambiar el máximo calor posible para luego ver la necesidad de cubrir los requerimientos adicionales con fluidos auxiliares.

Cuando se evalúa un solo intercambiador, es muy probable que la primera alternativa sea económicamente la mejor, pero al trabajar en un sistema con varias corrientes de proceso, los criterios de evaluación cambian. En principio, debe tenerse presente que el calor que deje de transferirse entre dos corrientes, por que así lo determina la optimización en ese momento, deberá intercambiarse de todas formas en algún momento posterior, incurriendo en costos adicionales de intercambiadores. Por eso se buscará siempre intercambiar la mayor cantidad de calor que permita la disposición de temperaturas de las dos corrientes que se analicen en un momento dado.

Una variable muy importante en el análisis energético de un SIC es la aproximación de temperaturas, que consiste en la mínima



diferencia entre las temperaturas altas o bajas de las dos corrientes que se encuentran en un intercambiador de calor. Mientras menor sea esta diferencia, mayor será el calor aprovechado de las corrientes, pero la diferencia efectiva de temperaturas (MLDT) disminuirá considerablemente, aumentando así el área de transferencia requerida y consecuentemente el costo del intercambiador. Esta aproximación de temperaturas debe ser fijada por el diseñador. No se tienen reglas específicas para establecer las mejores aproximaciones de temperatura para dos corrientes dadas; debiendo aplicarse algunas reglas de experiencia.

No siempre será necesario fijar una diferencia de temperaturas, pues cuando se tienen dos corrientes de flujo definido y con las temperaturas de uno de ellos definidas, la temperatura de salida del otro fluido quedará automáticamente fijada, y con ello la aproximación de temperaturas. Sólo será necesario fijar una aproximación de temperaturas cuando no se tenga definido el calor a intercambiar (como es el caso de los SIC, donde uno debe fijar las temperaturas de salida de ambos fluidos), o en el caso que una corriente de proceso sea calentada o enfriada con un fluido auxiliar, del cual uno tiene libertad de fijar sus temperaturas.

En todos los casos, será deseable obtener aproximaciones de temperaturas pequeñas, para aprovechar al máximo el calor, o para minimizar el consumo del fluido auxiliar. Estas aproximaciones pequeñas serán económicamente factibles, sólo en arreglos que permitan alcanzar coeficientes globales altos.

## 5. EVALUACION ECONOMICA DE LOS SISTEMAS DE INTERCAMBIADORES DE CALOR

Uno de los aspectos más importantes de la ingeniería de procesos, es la evaluación económica de un sistema. A través de esta, se busca determinar la influencia de cada una de las variables en el resultado económico del sistema.

Existen varias formas de evaluar económicamente un sistema; puede analizarse la rentabilidad (VAN, FNF, Retorno de Capital, TIR, etc.), los costos, la inversión u otra variable económica relevante del proceso. En nuestro estudio empleamos el VAN de costos del sistema.

Un análisis detallado del VAN de un sistema, incluye aspectos tales como la depreciación de los equipos, diferentes tipos de impuestos y costos operativos que pueden analizarse bajo varios criterios. Sin embargo, cuando se realiza un análisis diferencial entre dos sistemas, resulta innecesaria la determinación de aquellos costos que permanezcan invariables para todos los arreglos, tales como gastos generales, gastos financieros, mano de obra y ciertos costos operativos.

Así, sólo será necesario evaluar aquellos costos que dependan directamente del número y tamaño de intercambiadores, como la inversión de capital fijo (costo de los intercambiadores instalados); los costos fijos, que serán calculados como un factor de la inversión. Además, serán muy importantes los costos

variables, que incluyen el costo de la energía requerida para el bombeo de los fluidos, y el costo de los fluidos auxiliares requeridos para ajustar las temperaturas de las corrientes de proceso a sus valores deseados.

Con respecto a estos costos variables, es necesario mencionar que los costos de bombeo son evaluados considerando cubrir sólo la caída de presión de las corrientes en los equipos, es decir que se supondrá equipos de compresión perfectos, esta suposición es adecuada recordando que estamos en una evaluación diferencial.

Los fluidos auxiliares serán siempre vapor y agua, pero debe tenerse cuidado que, en algunos casos, el programa puede requerir un vapor de muy alta temperatura, o agua de temperatura muy baja, ambos difíciles de obtener a costos razonables. En estos casos sería mejor trabajar con hornos o fluidos criogénicos, según se requiera. Cuando se presentan estas opciones, el programa no diseña los intercambiadores correspondientes, sino que asigna un costo proporcional a la cantidad de calor intercambiada.

Considerando estos costos, el programa calcula un flujo neto de fondos (FNF), y luego el Valor Actual Neto de costos (VAN), siendo el arreglo óptimo aquel que presente el menor VAN.

El VAN está dado por la siguiente expresión :

$$VAN = \sum_0^i \left[ \frac{FNF_i}{(1 + COK)^i} \right]$$

$$F'NF'_0 = ICF' \times (1 + F'_i)$$

$$F'NF'_i = F'NF'_0 \times F'_f + \Delta P \times HPA \times C'PK + CH + CE'$$

$$+ m_a \times HPA \times C'A + m_v \times HPA \times C'V$$

$$FNE_1 = \left[ \begin{array}{l} \text{Costos fijos de} \\ \text{mantenimiento del} \\ \text{SIC anualizados} \end{array} \right] + \left[ \begin{array}{l} \text{Costo} \\ \text{anualizado} \\ \text{de la energía} \end{array} \right] + \left[ \begin{array}{l} \text{Costo} \\ \text{anualizado} \\ \text{de fluidos} \\ \text{auxiliares} \end{array} \right]$$

VAN = Valor Actual Neto de costos a lo largo del proyecto.

ICF = Inversión de Capital Fijo.

FNE<sub>0</sub> = Flujo neto de fondos en el año cero (inversión inicial total de intercambiadores instalados).

FNE<sub>1</sub> = Flujo neto de fondos en cada año de duración del proyecto.

F<sub>i</sub> = Factor correspondiente a la instalación de los intercambiadores.

F<sub>f</sub> = Factor correspondiente a los costos fijos.

CH = Costo de los hornos para calentamiento a temperaturas por encima de la del vapor disponible; incluye el consumo anual de combustible.

CE = Costo del sistema de enfriamiento a temperaturas por debajo de la del agua de enfriamiento disponible.

$m_a$  = Consumo horario de agua de enfriamiento (Kg/hr).

$m_v$  = Consumo horario de vapor de calentamiento (Kg/hr).

$\Delta P$  = Caida de presión en los intercambiadores (Kg/m<sup>2</sup>).

HPA = Horas de operación al año.

CPK = Costo de la energía (US\$ por Kwhr).

COK = Factor de recuperación del capital.

En las relaciones mostradas, el FNF empleado para calcular el VAN es en realidad un flujo neto de costos. Empleamos un flujo de costos por que estamos evaluando cambios térmicos en un subsistema, donde los flujos están predefinidos y son los mismos para todas las variantes que podamos hacer en los arreglos. Así, aunque fijemos un ingreso proveniente de uno o más de los fluidos manejados, este será igual en todos los arreglos, y no influirá en la determinación final del valor óptimo. Es por esto que el VAN es la variable económica más adecuada, pues otras como el retorno de capital, o la TIR, requieren de valores de ingresos que permitan establecer un eventual punto de equilibrio entre estos y los egresos para fijar el punto óptimo.

## 6 ECUACIONES DE DISEÑO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR

Como se mencionó inicialmente, no se ha profundizado en el análisis de las correlaciones empleadas, sino que se han usado las más comunes disponibles en la literatura.

Los intercambiadores de calor empleados en la metodología propuesta son, como ya se mencionó, del tipo de casco y tubos, y para su diseño usaremos la conocida expresión :

$$Q = U \times A \times \Delta T'$$

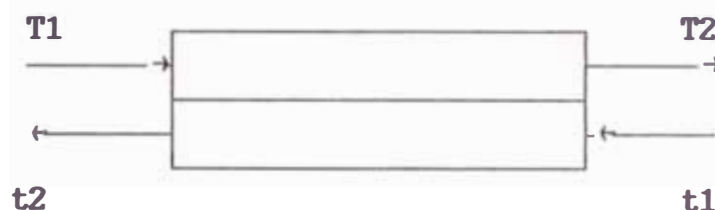
(1)

de donde el area se puede calcular según :

$$A = \frac{Q}{U \times \Delta T}$$

(2)

El término  $\Delta T$  representa la diferencia de temperatura entre el fluido frío y el caliente. Cuando los flujos están dispuestos en contracorriente perfecta, este valor está bien representado por la diferencia media logarítmica (MLDT).



$$MLTD = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \left( \frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1} \right)} \quad (3)$$

Siendo  $T_1$ ,  $T_2$  y  $t_1$ ,  $t_2$  las temperaturas de entrada y salida de los fluidos caliente y frío respectivamente

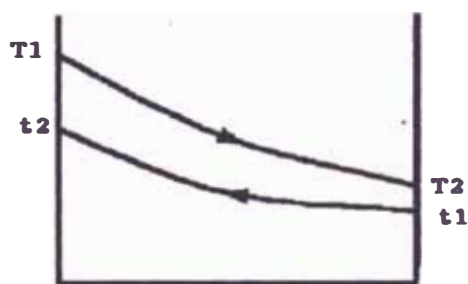


Figura 1

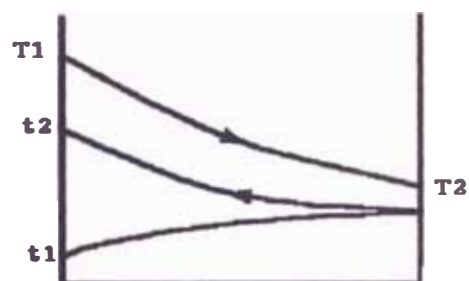


Figura 2

Esta ecuación es válida solo cuando se trabaja con un intercambiador de contracorriente perfecta (figura 1). En el caso de los intercambiadores de casco y tubo del tipo 1-2 y 2-4, usados en el programa, una parte del flujo por los tubos está en contracorriente y otra en paralelo respecto al fluido del casco (figura 2). Debido a esto, la MLDT calculada no puede ser la diferencia verdadera de temperatura del arreglo, por lo que se deben corregir los valores antes encontrados. Para ello empleamos los factores propuestos por Naegle, Bowman y Mueller, los cuales representan la relación fraccionaria entre las ecuaciones propuestas por los autores citados para la diferencia verdadera de

temperatura y la MLDT calculada.

Para intercambiadores 1-2:

$$F_T = \frac{\frac{\sqrt{R^2+1}}{(R-1)} \times \ln\left(\frac{1-S}{1-R \times S}\right)}{\ln\left(\frac{\frac{2}{S}-1-R+\sqrt{R^2+1}}{\frac{2}{S}-1-R-\sqrt{R^2+1}}\right)} \quad (4)$$

Para intercambiadores 2-4: (5)

$$F_T = \frac{\frac{\sqrt{R^2+1}}{2 \times (R-1)} \times \ln\left(\frac{1-S}{1-R \times S}\right)}{\ln\left(\frac{\frac{2}{S}-1-R+\sqrt{R^2+1} + \frac{2}{S}\sqrt{(1-S)(1-R \times S)}}{\frac{2}{S}-1-R-\sqrt{R^2+1} + \frac{2}{S}\sqrt{(1-S)(1-R \times S)}}\right)}$$

donde:

$$R = \frac{t'1 - t'2}{t2 - t1} \quad \text{Razón de cambio de temperaturas entre fluido caliente y fluido frío.} \quad (6)$$

$$S = \frac{t2 - t1}{t'1 - t1} \quad \text{Eficiencia de temperatura del fluido frío.} \quad (7)$$

y en el caso de que  $R=1$ , es decir, cuando el cambio de temperaturas es el mismo tanto para el fluido frío como para el caliente :

$$\left(\frac{1}{R-1}\right) \times \ln\left(\frac{1-S}{1-R \times S}\right) = \frac{S}{1-S} \quad (8)$$



Para el cálculo de la diferencia verdadera de temperaturas, se emplearon las siguientes suposiciones :

- La temperatura del fluido en la coraza está a un valor isotérmico promedio en cualquier sección transversal.
- El area de calentamiento en cada paso es igual.
- El coeficiente de transferencia de calor es constante.
- No hay cambios de fase parciales.
- El intercambiador de calor opera en estado estacionario.
- Las propiedades físicas de las corrientes se mantienen constantes.
- Las pérdidas o ganancias de calor hacia o desde el ambiente son despreciables.
- El flujo longitudinal de calor es despreciable.

Se considera además, que todo elemento de fluido que entra al intercambiador, en una corriente dada, tiene igual oportunidad de encontrar la superficie de transferencia de calor, con lo cual se hace válido el empleo de coeficientes peliculares evaluados a la temperatura promedio del fluido.

Si una de las corrientes experimenta un cambio de fase, consideraremos que su temperatura permanece constante (como si se tratara de un compuesto puro), lo cual rara vez es cierto en operaciones industriales, pero lo emplearemos como simplificación para fines prácticos, evitando así trabajar con correlaciones termodinámicas de las mezclas, lo que haría al programa demasiado engorroso y lento, restándole utilidad práctica.

De acuerdo a esta simplificación, cuando las dos corrientes sufren cambio de fase condensándose una y vaporizándose la otra, la  $\Delta T$  es precisamente la diferencia de las temperaturas de ambas corrientes. En estos dos últimos casos, no se aplica ningún factor de corrección.

En el caso más complejo en que una o ambas corrientes transfieran tanto calor sensible como calor latente, el cálculo de la diferencia de temperaturas se vuelve más complicado y las aproximaciones menos precisas. Una vez más, por simplificación, consideraremos que el flujo es en contracorriente perfecta; además dividiremos el intercambiador en tantas zonas como tipos de transferencia se presenten, calculando cada una en forma independiente, tal como lo sugiere D. Kern.



La MLTD se calcula para cada zona en la forma usual, teniendo en cuenta las temperaturas intermedias ( $T'$ ,  $T''$ ,  $t'$ ,  $t''$ ).

Como indica D. Kern, el área se calcula en forma independiente para cada zona, y luego se suman para dar un aproximado del área total del intercambiador.

El otro factor de la ecuación de diseño, es el coeficiente global de transferencia de calor (U); representado por la siguiente ecuación:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + \frac{1}{h_{io}} + R_{DIO}} \quad (9)$$

donde:  $h_o$  = Coeficiente de transferencia de calor en el casco.

$h_{io}$  = Coeficiente de transferencia de calor en los tubos, expresado en función del área externa de los mismos.

$R_{DIO}$  = Resistencia del medio, que considera la resistencia de la pared de los tubos y los factores de ensuciamiento del lado de la coraza y de los tubos.

En seguida presentamos cada una de las ecuaciones usadas para el cálculo de los coeficientes de transferencia. Todas las propiedades físicas de los fluidos serán evaluadas a la temperatura promedio de estos, a no ser que se indique lo contrario.

- Coefficiente de transferencia por los tubos

$$h_i = j_h \times \left( \frac{C_p \times \mu}{K} \right)^{\frac{1}{3}} \times \left( \frac{K}{d_i} \right) \times \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (10)$$

coeficiente pelicular (Kcal/hr.m<sup>2</sup>.°C)

Régimen laminar : Re < 2100

$$j_h = 1.86 \times \left( \frac{Re \times d_i}{L} \right)^{\frac{1}{3}} \quad \text{Ec. Sieder Tate} \quad (11)$$

Régimen de transición : Re 2100 - 10000 (12)

$$j_h = 0.116 \times \left[ \frac{Re^{\frac{2}{3}} - 125}{Re} \right] \times \left[ 1 + \left( \frac{d_i}{L} \right)^{\frac{2}{3}} \right]$$

Régimen turbulento : Re > 10000

$$j_h = 0.027 \times Re^{0.8} \quad (13)$$

$$Re = \frac{gt \times d_i}{\mu} \quad \text{número de Reynolds} \quad (14)$$

$$gt = \frac{4 \times m_t \times n_p}{\pi \times n_{tub} \times d^2} \quad \text{flux másico (Kg/hr.m}^2\text{)} \quad (15)$$

$$h_{io} = \frac{h_i \times d_i}{d_o} \quad \text{coeficiente pelicular en tubos,} \quad (16)$$

en función del area  
externa de los mismos

- Caida de presión por los tubos :

Re < 2100 :

$$\Delta P = \frac{\mu^{0.526} \times \mu_f^{0.14}}{S} \times \left( \frac{m_t \times n_p}{1000 \times n_{tub}} \right)^{\frac{4}{3}} \quad (17)$$

$$\times \frac{n_p \times L^{\frac{2}{3}}}{(5.62 \times d_i)^4}$$

Re 2100 - 10000 : (18)

$$\Delta P = \frac{\mu \times m_t \times n_p^2}{1000 \times n_{tub} \times S} \times \frac{\left[ \frac{L}{d_i} + 25 \right] \times \left[ Re^{\frac{2}{3}} - 125 \right]}{(50.2 \times d_i)^3}$$

Re > 10000 : (19)

$$\Delta P = \frac{n_p \times \mu^{0.2}}{S} \times \left( \frac{m_t \times n_p}{1000 \times n_{tub}} \right)^{1.8} \times$$

$$\frac{\frac{L}{d_i} + 25}{(5.4 \times d_i)^{3.8}}$$

- Coefficiente de transferencia por el casco

$$h_o = 0.198 \times g_s \times C_p \times R_e^{-0.4} \times \left( C_p \times \frac{\mu}{K} \right)^{-\frac{2}{3}} \quad (20)$$

$$Re = \frac{d_{eq} \times g_s}{\mu} \quad (21)$$

arreglo triangular (22)

$$d_{eq} = \frac{3.44 \times l_{tp}^2 - \pi \times d_o^2}{\pi \times d_o}$$

otros arreglos (23)

$$d_{eq} = \frac{4 \times l_{tp}^2 - \pi \times d_o^2}{\pi \times d_o}$$

$$g_s = \frac{m_s}{a_s} \quad \text{velocidad masa (Kg/hr.m}^2\text{)} \quad (24)$$

$$a_s = \frac{d_i \times ((l_{tp} - d_i) \times l_{bc})}{l_{tp}} \quad (25)$$

- Caida de presión por el casco

$$\Delta P_s = \frac{0.326}{S} \times \left( \frac{m_s}{1000} \right)^2 \times \frac{L}{l_{bc}^2 \times d_s} \quad (26)$$

- Coefficiente de vaporización por los tubos

Para líquidos orgánicos, se usarán las correlaciones de transferencia de calor para tubos, con las propiedades del líquido a la entrada y la gravedad específica promedio entre las condiciones de entrada y salida.

Según D. Kern, los coeficientes de ebullición reportados para agua y soluciones acuosas son cerca de 25% mayores, por lo que se corrige el valor antes calculado por el factor 1.25 .

Para la caída de presión se usan las mismas correlaciones que para fluidos sin cambio de fase, haciendo los cálculos con la gravedad específica promedio.

- Coefficiente de vaporización en el casco

Se usan las mismas correlaciones que para flujos sin cambio de fase, tanto para transferencia de calor como para caída de presión. Se permite esto ya que el calor debe primero ser absorbido por el líquido mediante convección forzada, antes de pasar a las burbujas de vapor, y el coeficiente de película del líquido calefactor es el coeficiente controlante en esta operación.

Tanto por el casco como por los tubos, Kern recomienda las siguientes correcciones por presión :

$$h = h^o \times (P)^{\frac{1}{3}} \quad P < 1 \text{ atm.} \quad (27)$$

$$h = h^o \times (P)^{\frac{1}{6}} \quad P > 1 \text{ atm.} \quad (28)$$

Estas simplificaciones son apropiadas si el flujo de calor no excede los 55,500 Kcal/hr.mt<sup>2</sup> para fluidos orgánicos, y los 82,000 Kcal/hr.mt<sup>2</sup> para soluciones acuosas.

Como regla práctica de diseño, se considera que no todo el fluido se vaporiza a la salida, esto por seguridad del equipo. Así, la mezcla a la salida será de 80% vapor y 20% líquido, el cual se mezcla con la alimentación y reingresa al intercambiador. Esto tiene incidencia sobre el diseño del equipo, el cual deberá sobredimensionarse para poder manejar el exceso de flujo, sin embargo, el balance térmico global no es afectado. Esto se tendrá en consideración al calcular la gravedad específica promedio entre entrada y salida.

Debido al incremento del flujo, el área requerida sería mayor, sin embargo este mismo aumento proporciona coeficientes de transferencia mayores que compensan el efecto anterior, por lo que no se tendrá en cuenta en la evaluación de los SIC.

#### Coefficiente de condensación en los tubos :

Se considerará que los condensadores están dispuestos en



forma vertical y entonces, el coeficiente de transferencia de calor se calcula según :

para  $Re < 1900$  (29)

$$h = 1.84867 \times \left( \frac{\mu^2}{\kappa^3 \times \rho^2 \times g} \right)^{-\frac{1}{3}} \times Re^{-0.3297}$$

para  $Re > 1900$  (30)

$$h = 6.91263 \times 10^{-3} \times \left( \frac{\mu^2}{\kappa^3 \times \rho^2 \times g} \right)^{-\frac{1}{3}} \times Re^{0.40937}$$

Coeficiente de condensación en el casco :

$$h = 1.47 \times \left[ \frac{4 \times m_s \times \mu}{\pi \times N_{tub} \times d_s \times \kappa^3 \times \rho^2 \times g} \right]^{-\frac{1}{3}} \quad (31)$$

Tanto para el flujo en el casco, como en los tubos, se calcula la caída de presión con las mismas correlaciones que para flujos sin cambio de fase, usando la densidad promedio entre las condiciones de entrada y salida.

- **Número de tubos**

$$l_{bb} = 0.012 + \frac{d_{is}}{200} \quad (32)$$

espacio libre entre diámetro interno del casco y paquete de tubos (para cabezal fijo).

$$d_{ctl} = d_s - d_o - l_{bb} \quad (33)$$

diámetro que abarca hasta el centro de los tubos localizados en la zona más próxima al casco.

$$\psi = 0.016687 - 0.01568 \times \ln(d_{ctl}) \times \quad (34)$$

$$0.034225 \times (\ln(d_{ctl}))^2$$

$$n_{tt_1} = \frac{0.78 \times d_{ctl}^2}{C_1 \times l_{tp}^2} \quad (35)$$

número de tubos para un solo paso.

$$N_{tub} = n_{tt_1} \times (1 - \psi) \quad (36)$$

número de tubos para múltiples pasos en intercambiador de cabezal fijo.

$$N_{tub} = \left( \frac{d_s}{1.75 \times d_o} \right)^{0.53} \quad (37)$$

número de tubos para intercambiador de cabezal flotante.

**- Costo de Equipos :**

Intercambiador de cabezal fijo : (38)

$$US \$ = 2513.421 + 11.013 \times Area (m^2) \\ + 6.0003 \times 10^{-5} \times (Area (m^2))^2$$

Intercambiador de cabezal flotante : (39)

$$US \$ = 3828.821 + 66.9675 \times Area (m^2) \\ + 0.445794 \times (Area (m^2))^2$$

Estos costos han sido evaluados para 1988, con un valor del índice M&S de 852.0

Hornos para calentamiento a alta temperatura : (40)

$$US \$ = 17490 . 91 + 0 . 05663 \times Q ( Kcal / hr ) ,$$

$$+ 1 . 7 \times 10^{-9} \times ( Q ( Kcal / hr ) )^2 +$$

$$\frac{9 . 09172 \times 10^{-8}}{0 . 75} \times \left( \frac{hr}{año} \right) \times Q ( Kcal / hr )$$

Sistemas de enfriamiento a baja temperatura : (41)

$$US \$ = 38275 . 0 + 0 . 016446 \times Q ( Kcal / hr$$

$$+ 2 . 8 \times 10^{-9} \times ( Q ( Kcal / hr ) )^2$$

Estos últimos están evaluados para 1982, con un valor del índice M&S de 705.0 .

### **Notación**

**U** = Coeficiente global de transferencia de calor (Kcal/hr.m<sup>2</sup>.°C).

**j<sub>h</sub>** = Factor para transferencia de calor, adimensional.

**h<sub>i</sub>** = Coeficiente de transferencia de calor para el flujo interior a los tubos (Kcal/hr.m<sup>2</sup>.°C).

**h<sub>io</sub>** = Coeficiente de transferencia de calor para el flujo interior a los tubos referido al area externa de los mismos (Kcal/hr.m<sup>2</sup>.°C).

- $C_p$  = Calor específico (Kcal/Kg.°C).  
 $\mu$  = Viscosidad (Kg/hr.mt).  
 $\mu_w$  = Viscosidad a la temperatura de la pared del tubo.  
 $K$  = Conductividad térmica, (Kcal/hr.mt.°C).  
 $d_i$  = Diámetro interno de los tubos (mt).  
 $d_o$  = Diámetro externo de los tubos (mt).  
 $d_s$  = Diámetro interno del casco (mt).  
 $Re$  = Número de Reynolds, adimensional.  
 $L$  = Longitud de los tubos (mt).  
 $m_t$  = Flujo másico por los tubos (Kg/hr).  
 $g_t$  = Flux másico por los tubos (Kg/hr.mt<sup>2</sup>de area transversal).  
 $m_s$  = Flujo másico por el casco (Kg/hr).  
 $g_s$  = Flux másico por el casco (Kg/hr.mt<sup>2</sup>de area transversal).  
 $n_p$  = Número de pasos de los tubos.  
 $N_{tub}$  = Número de tubos.  
 $\Delta P$  = Caída de presión (Kg/mt<sup>2</sup>).  
 $s$  = Gravedad específica (referida al agua a 20°C), adimensional.  
 $d_{eq}$  = Diámetro equivalente para flujo por el casco (mt).  
 $l_{tp}$  = Paso en los tubos (mt).  
 $a_s$  = Area transversal al flujo por el casco (mt<sup>2</sup>).  
 $l_{bc}$  = Espaciamiento entre deflectores (mt).  
 $h^\circ$  = Coeficiente de vaporización calculado a presión atmosférica.  
 $P$  = Presión (Kg/mt<sup>2</sup>).  
 $\rho$  = Densidad (Kg/mt ).

## 7. FUNDAMENTO DEL METODO

El objetivo principal de este trabajo es fijar una metodología que permita encontrar el arreglo de intercambiadores que maximice la rentabilidad de un SIC.

Para lograr esto, uno de los mejores métodos presentados hasta la fecha es aquel que evalúa termodinámicamente el sistema, basándose en el análisis de las curvas de temperatura-calor intercambiado. Cuando se analizan dos corrientes el método es muy bueno para determinar el calor óptimo a intercambiar, pero en la medida en que se incrementa el número de corrientes se hace difícil el análisis gráfico, volviéndose engorrosa la determinación del óptimo.

En este trabajo, se presenta un método práctico de hallar el arreglo óptimo, basado en la búsqueda sucesiva de la mejor opción. El buen resultado que se pueda obtener de este método, y la rapidez del mismo, depende fundamentalmente de la adecuada clasificación que se pueda hacer de los datos. La idea inicial es clasificar las corrientes del sistema en dos grupos, uno de ellos corresponde a las fuentes de energía, que son las corrientes que requieren ceder energía mediante la disminución de su temperatura o por cambios de fase. El otro grupo lo conforman las corrientes que necesitan aumentar su contenido energético.

Luego de realizada esta agrupación, se procede a la búsqueda del arreglo óptimo. Este método se basa en la idea de tratar de satisfacer al máximo los requerimientos energéticos de las corrientes que se han de calentar, usando la energía del grupo de corrientes que se deben enfriar. Para lograr esto, se toma una corriente a calentar y se prueba la posibilidad de intercambio de calor con las corrientes a enfriar, tratando de alcanzar la temperatura deseada en uno o mas intercambiadores; cuando ya no es posible que la corriente reciba más energía de otro fluido del proceso, se toma entonces otra corriente a calentar y se repite el procedimiento. Se hace esto hasta que todas las corrientes a calentar hayan sido evaluadas, cuando esto ocurre se tiene un arreglo del sistema; los requerimientos adicionales se cubren con fluidos auxiliares.

A medida que se evalúan los intercambiadores de calor del sistema, se calcula también el costo de los mismos, el costo de la energía y de los fluidos auxiliares; de modo tal que al final se tenga el costo del arreglo. La determinación del arreglo óptimo se basa en la comparación del costo de los mismos.

Una forma importante de asegurar que se alcance el arreglo óptimo, es ordenar cada grupo de corrientes en orden descendente, de mayor a menor cantidad de calor a intercambiar. De este modo, se asegura que los fluidos con mayores requerimientos energéticos se encuentren entre sí, reduciendo considerablemente el número de

intercambiadores empleados en el arreglo.

Como las corrientes han sido ordenadas, es fácil evaluar la posibilidad de intercambio entre ellas. Cada corriente tiene un número de orden dentro de su grupo y el análisis se hace en forma ordenada. En el arreglo número uno se empieza la evaluación entre la primera corriente a calentar y la primera a enfriar; en el arreglo número dos se hace el análisis empezando por la segunda corriente a enfriar, dejando la primera para la última evaluación.

Un aspecto importante de este método es que permite incluir todas las limitaciones técnicas de diseño que se deseen considerar. Esto es posible debido a que los intercambiadores son diseñados durante la evaluación de cada arreglo. De esta manera, la optimización resulta mucho más precisa que aquellas que puedan hacerse basadas en métodos puramente termodinámicos. Un inconveniente que esto presenta es que los parámetros de diseño que uno se imponga se hacen válidos para todos los intercambiadores que se diseñen en el sistema. Si se desea diferenciar cada intercambiador, para acondicionarlo a las características de los fluidos que maneja, deberá usarse la opción de simulación en forma individual, luego de haber obtenido el arreglo óptimo.



## 8. PROGRAMA PARA DETERMINAR EL ARREGLO OPTIMO ENERGETICO Y DISEÑAR LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR

En el presente capítulo, se explica la lógica seguida por el programa. Se hará una explicación de cada uno de los niveles del mismo, poniendo en consideración la clase de datos requeridos para ejecutar las distintas opciones, así como los resultados esperados y la manera de interpretarlos.

El programa se ejecuta bajo el nombre **SINCAL**, apareciendo inicialmente varias pantallas de presentación, las cuales se pasan presionando la tecla Enter, hasta llegar al menú principal. Este menú nos presenta seis opciones :

### MENU PRINCIPAL

1. Ingreso de datos.
2. Evaluación del            lo óptimo.
3. Diseño del arreglo óptimo.
4. Simulación de un intercambiador.
5. Base de datos físicos.
6. Finaliza ejecución.

La opción 5 (Base de datos físicos), nos permite observar los datos físicos requeridos para la evaluación de los coeficientes de

transferencia de calor, de una serie de compuestos, tanto en estado líquido como vapor.

Podemos apreciar que estos datos se presentan como ecuaciones polinomiales de segundo grado en función de la temperatura, las cuales han sido obtenidas por correlación de valores tabulados en la literatura, en el anexo I se muestran estas ecuaciones y también se indica el rango de temperaturas sobre el cual se pueden aplicar en forma segura.

El usuario tiene la posibilidad de ampliar la base de datos usando la opción 5, para lo cual debe conocer la ecuación que caracteriza a cada una de las propiedades. En caso de no conocer alguna propiedad, se puede colocar un valor promedio, considerando sólo el término "a" de la expresión cuadrática  $a + bT + cT^2$ .

Si al correr el programa, el usuario no desea que se tomen en cuenta los valores de las propiedades presentes en la base de datos, deberá darle un nombre distinto al componente al momento de ingresar sus datos, por ejemplo **agual** en lugar de **agua**.

Todas estas correlaciones nos predicen la variación de la propiedad respecto a la temperatura, para una presión constante, que es siempre la presión atmosférica. En ese sentido, hay que tener gran cuidado al dejar que el programa use las correlaciones de la base de datos pues, especialmente en el caso de flujos gaseosos, la variación de las propiedades respecto a la presión puede ser una fuente de errores considerables.

La opción 1 (**INGRESO DE DATOS**), es la primera opción que se deberá seleccionar al ejecutar el programa, mediante esta podemos ingresar los datos de las corrientes, datos del intercambiador o los datos económicos. Es recomendable revisar los datos antes de ingresar nuevos valores, evitando la pérdida de información importante.

Cuando evaluamos un SIC, requerimos la siguiente información:

- Número de corrientes a calentar.
- Número de corrientes a enfriar.

Para cada una de las corrientes frías como las calientes, se requiere además:

- Nombre.
- Estado físico (l / v).
- Flujo másico (Kgr/hr).
- Presión (psig).
- Temperatura de entrada (°C) que es la temperatura de la corriente antes de ingresar al intercambiador.
- Temperatura de salida (°C) que es la temperatura de la corriente, deseada para el proceso siguiente.
- Error aceptado en la temperatura de salida.

Este último representa las desviaciones máximas que puede alcanzar la temperatura de una corriente al salir del intercambiador, dependiendo del siguiente proceso, o de las condiciones de transporte, almacenamiento o consumo de fluido.

Como ya se explicó anteriormente, esto favorece la convergencia del programa, y evita el posible uso de un intercambiador para variar unos pocos grados a una corriente cuando esto no es imprescindible.

- Cambio de fase probable (s / n).
- Temperatura de cambio de fase.

Respecto al cambio de fase, se considera que es siempre completo en un intercambiador y además que ocurre isotérmicamente.

- Aproximación de temperaturas.

Se refiere al grado máximo de acercamiento entre las temperaturas de las corrientes que salen del intercambiador. Su influencia se explicó en el capítulo 3.

- Temperatura del vapor de calentamiento ( $^{\circ}\text{C}$ ).
- Temperatura del agua de enfriamiento disponible ( $^{\circ}\text{C}$ ).
- Temperatura máxima que puede alcanzar el agua de enfriamiento ( $^{\circ}\text{C}$ ).

Estos tres últimos valores serán usados cada vez que se quiera enfriar o calentar adicionalmente una corriente.

Datos del intercambiador:

- Diámetro interno del casco (cm).
- Diámetro interno de los tubos (cm).
- Diámetro externo de los tubos (cm).

- Arreglo de los tubos.

Se refiere al ángulo que caracteriza a los distintos arreglos de tubos.

- Paso en los tubos (cm).

- Espaciamiento entre deflectores (cm).

- Corte en deflectores (%).

- Número de pasos en los tubos.

- Longitud de los tubos (cm).

- Número de tubos.

Cuando se elige la opción de simulación de un intercambiador, los datos requeridos son básicamente los mismos, con la diferencia que en este caso solo tenemos dos corrientes.

Luego de ingresar los datos básicos de ambas corrientes, como nombre, estado físico, presión, cambio de fase y los datos del intercambiador, el programa presenta una relación de los datos térmicos. Haciendo un análisis de los grados de libertad para el diseño de intercambiadores, tenemos básicamente tres ecuaciones (dos balances de energía y una ecuación de diseño), que nos permiten tener tres incógnitas durante el diseño. Una de ellas será el área de transferencia, quedando bajo criterio del usuario el establecer cuales serán las otras dos, debiendo escogerlas, preferentemente, entre los flujos y las temperaturas de las corrientes, evitando que el cálculo posterior de las mismas sea iterativo, pues el programa

no detectará esto y arrojará resultados inesperados. Por ejemplo, no han de dejarse libres las dos temperaturas de una corriente, ni el flujo y una de las temperaturas. Tratar siempre de dejar libre solo una variable por cada corriente.

La opción de datos económicos tiene las correlaciones de cálculo de los costos del intercambiador para 1988 como año base. Esta relación considera intercambiadores de casco y tubos de 5 mts. de longitud, con placa de tubos fija o cabezal flotante. Se consideró este tipo de intercambiadores por ser los más usados en los diferentes métodos de diseño, siendo la longitud elegida un valor promedio de los usados comúnmente. El usuario deberá ingresar el índice M&S para actualizar estos costos. Se debe además, estimar un porcentaje de la inversión en equipos para la instalación de estos, y otro valor para los costos fijos de operación.

Los demás datos económicos del programa original son valores estimados del mercado nacional para julio de 1992, pudiendo ser cambiados cuando el usuario lo crea conveniente.

Cada vez que se use una de las opciones de ingreso de datos, los valores anteriores se perderán, por lo que se recomienda primero ejecutar la opción de revisión de datos para obtener un reporte de los valores actuales. El programa creará un archivo con extensión DAT que será guardado en el directorio por defecto.

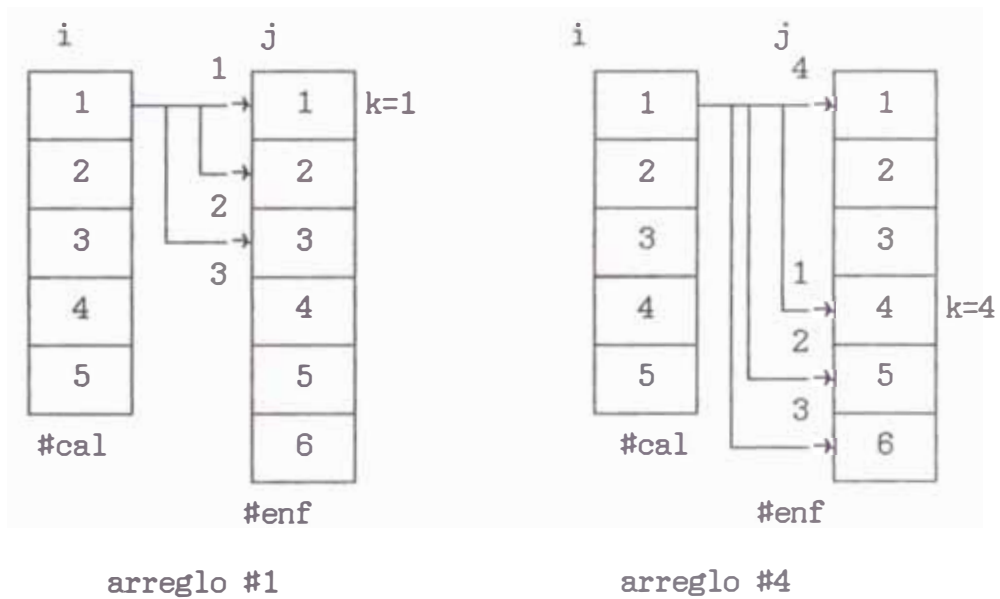
La opción 2 (**Evaluación del Arreglo Optimo**), nos permite determinar el criterio de optimización a emplear. En la

optimización económica (1), se diseñan todos los intercambiadores del arreglo así como los calentadores y enfriadores adicionales requeridos para satisfacer las demandas energéticas del sistema. Se evalúan los costos fijos de estos equipos y los costos variables, que incluyen agua, vapor y electricidad; con estos valores se calcula un flujo de costos para los años de operación especificados. Cualquier inexactitud cometida en la determinación de los diversos factores económicos, se verá atenuada por el hecho de que la evaluación final es de tipo diferencial, es decir, que se evaluarán valores económicos relativos entre uno y otro arreglo, por lo que los posibles errores serán los mismos en todos los arreglos, disminuyendo la probabilidad de error en la decisión final.

Para la optimización energética (2), se sigue la misma lógica de búsqueda de los arreglos, variando el criterio de determinación del óptimo. En este caso, los intercambiadores no son diseñados; considerándose, para establecer el óptimo, el costo combinado de vapor y agua requeridos para cubrir los requerimientos térmicos que no puedan ser satisfechos por la combinación adecuada de las corrientes.

Veamos ahora la lógica de determinación de los arreglos. Al seleccionar la opción 2 del menú principal, y luego fijar el criterio de optimización a seguir, el programa empieza ordenando los dos grupos de corrientes en función al calor total que se requiere transferir. Recordemos que inicialmente se introdujeron los datos

de las corrientes del sistema, clasificandolas en corrientes a enfriar y corrientes a calentar; conociéndose los flujos y temperaturas de las mismas. Guardando esa misma clasificación, el programa calcula el calor total que debe retirarse, en el primer caso y entregarse, en el segundo, ordenando las corrientes de mayor a menor cantidad de calor. Habrán tantos arreglos como número de corrientes a enfriar, el número del arreglo corresponde al número de la corriente a enfriar por la que se inician los cálculos de intercambio de calor, como se muestra en las figuras siguientes para los arreglos 1 y 4.



Como podemos apreciar, para el arreglo 1, el programa empieza cogiendo la corriente a calentar con mayor requerimiento calórico y



se evalúa la posibilidad de transferencia con la primera corriente a enfriar, en este caso se transferirá la mayor cantidad de calor posible. Luego la misma corriente a calentar (si aún requiere más calor) transfiere calor con la segunda corriente a enfriar y repite el proceso hasta que satisfaga sus requerimientos energéticos. En seguida, se repite la secuencia con la segunda corriente a calentar, empezando la evaluación siempre con la primera corriente a enfriar.

En el caso de cualquier otro arreglo que no sea el primero, por ejemplo el arreglo 4, la diferencia está en que se empieza la evaluación por la corriente a enfriar número 4, pero al llegar a la última corriente a enfriar, si aun se requiere entregar más calor a la corriente fría, se continua la evaluación con la corriente caliente número 1.

Si una corriente a calentar ha probado la posibilidad de transferencia, con todas las corrientes a enfriar y aun requiere calor adicional, este será entregado por un calentador usando vapor de agua. Lo mismo ocurre con las corrientes calientes a las cuales se les retira el calor en exceso con agua de enfriamiento.

Para determinar la posibilidad de transferir calor y cuanto sera este, el programa realiza una comparación entre las temperaturas de entrada y salida de la corrientes frías y calientes, presentándose las siguientes posibilidades:

$$t_{1+apr} > T_1$$

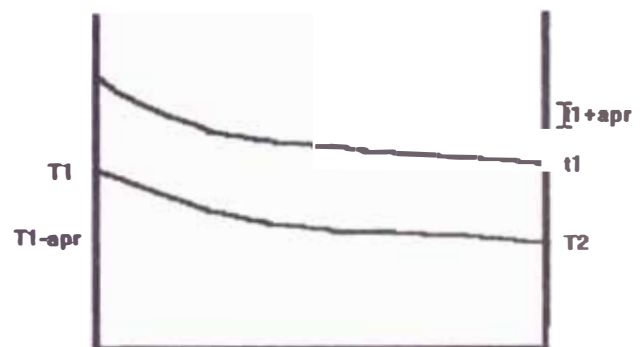
Donde:

$T_1$  y  $T_2$  - Temperaturas de entrada y salida respectivamente, del fluido caliente.

$t_1$  y  $t_2$  - Temperaturas de entrada y salida respectivamente, del fluido frío.

$apr$  = Aproximación de temperaturas.

En este caso aunque la transferencia de calor puede ser posible dependiendo del valor de la aproximación de temperaturas, se considerará como si el fluido a calentar entrase a



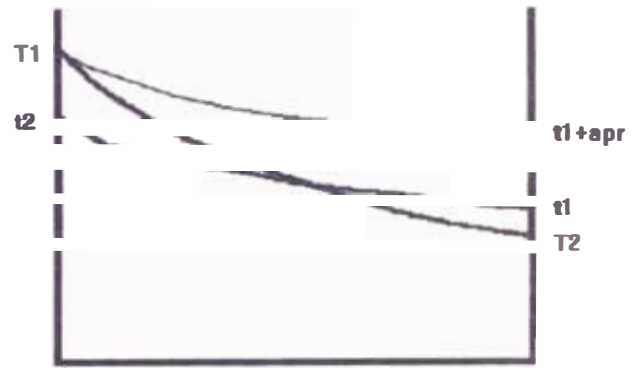
mayor temperatura que el fluido a enfriar, por lo que la transferencia de calor no será factible. Aún cuando la temperatura de entrada del fluido a calentar fuera menor que la del fluido a enfriar, el valor de la aproximación requerido para que esta condición no se cumpla sería muy bajo, y el área de transferencia crecería mucho para un cambio de temperaturas pequeño.

$$t_{1+apr} < 'l'_1$$

$$t_2 < 'l'_1 - apr$$

$$t_{1+apr} > 'l'_2$$

En este caso, la transferencia de calor es posible, pero sólo en forma parcial para el fluido caliente, pues este no podrá enfriarse por debajo de la temperatura de entrada del fluido frío.



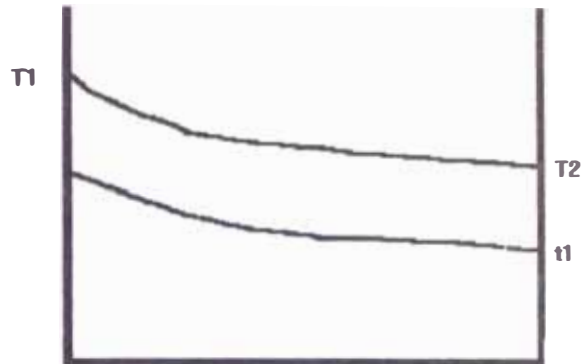
Entonces el programa limita la temperatura de salida del fluido caliente a un valor de  $t_1 + apr$ .

$$t_{1+apr} < 'l'_1$$

$$t_2 < 'l'_1 - apr$$

$$t_{1+apr} < 'l'_2$$

Aquí la transferencia es factible en todo el rango de temperaturas. Tanto en este caso como en el anterior, y en los siguientes, podría ocurrir un cruce de las



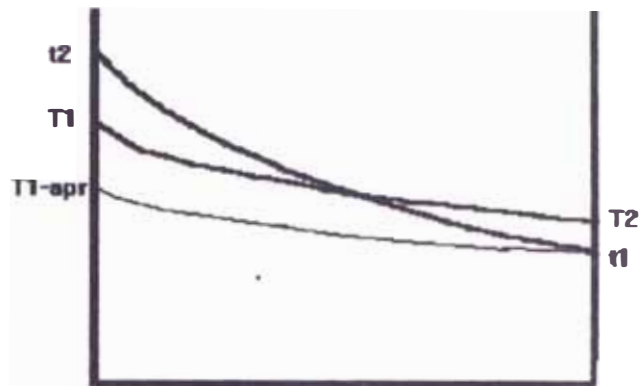
temperaturas de salida, es decir que el fluido frío saldría a una temperatura mayor que la temperatura de salida del fluido caliente, los intercambiadores que manejen estos casos podrían o no ser diseñados, dependiendo de los niveles específicos de temperaturas y del tipo de intercambiador usado. Esos casos se evaluarán según se presenten

$$t_{1+apr} < 'l'_1$$

$$t_2 > 'l'_1 - apr$$

$$t_{1+apr} < 'l'_2$$

La limitación a la transferencia de calor, ocurre ahora en un rango de temperaturas del fluido frío, por lo que se fija su temperatura de salida en un valor igual a  $T_1 - apr$ .



$$t_{1+apr} < 'l'_1$$

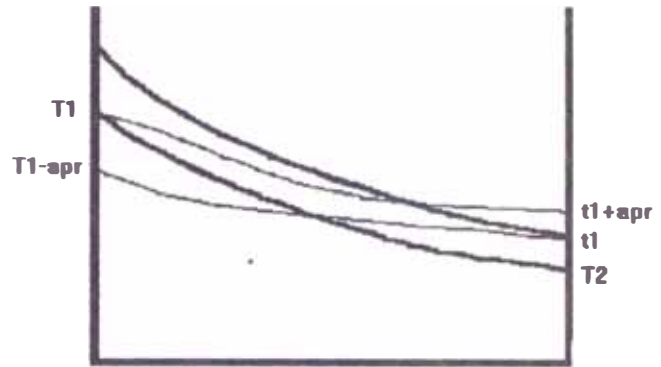
$$t_2 > 'l'_1 - apr$$

$$t_{1+apr} > 'l'_2$$

Esta es la última posibilidad en que se pueden encontrar las temperaturas de las dos corrientes. Aquí, termodinámicamente, ninguno de los fluidos podrá satisfacer sus requerimientos energéticos, debiendo limitarse la temperatura de salida de ambos.

Aunque se hayan establecido las probables temperaturas de entrada y salida de ambas corrientes, los valores definitivos

vendrán dados por la cantidad de calor que se intercambiará, y esta sera igual al menor de los flujos calóricos que cada corriente puede transferir. La corriente que logre transferir todo el calor disponible habrá cubierto sus requisitos térmicos,



mientras que para la otra se calculará una nueva temperatura de salida.

Hasta aquí se ha definido la cantidad de calor que se intercambiará en un equipo, pero falta analizar si se trata de calor sensible, calor latente o una combinación de ambos. El programa entonces evalúa el tipo de transformación térmica que sufre cada corriente, para determinar el tipo de coeficiente de transferencia a calcular, y luego establece la manera en que estos se han de combinar para el cálculo de los coeficientes globales y del área de transferencia.

El caso más complejo ocurre cuando un vapor sobrecalentado se condensa y subenfria, mientras que en el otro lado del intercambiador, un líquido subenfriado se vaporiza y sobrecalienta.



En el esquema mostrado, se ve que se puede presentar hasta cinco zonas distintas en el intercambiador. Según D. Kern, se puede aproximar el diseño de este tipo de equipos considerando cada zona como una sección independiente, calculando la diferencia de temperaturas como si se trabajara con fluidos en contracorriente perfecta, y corrigiendo por los factores usados normalmente. Se calculan entonces las áreas independientemente, y luego se suman para dar el área total.

Este diseño solo se efectúa cuando se optimiza el arreglo económicamente. Además, cada intercambiador es también optimizado en función del diámetro del casco, del cual dependen el número de tubos y otras variables que nos llevan finalmente al área de transferencia. Para esta optimización, se calcula el intercambiador repetidas veces, haciendo variar el diámetro según un incremento fijado por el usuario, entre límites también fijados por él. Se recomienda que el incremento no sea muy pequeño, pues esto aumenta innecesariamente el tiempo de cálculo; debe tenerse presente que no se aprecia gran diferencia en los costos de los intercambiadores para variaciones muy pequeñas en el tamaño del casco. Un incremento

de 5 centímetros con cascos entre 20 y 120 centímetros da muy buenos resultados.

Luego de haberse diseñado todos los intercambiadores de un arreglo, el programa evalúa el flujo neto de costos de ese arreglo, bajo las condiciones fijadas inicialmente, y lo comparará con el que hasta el momento viene siendo el arreglo de menor costo. Cuando todos los arreglos posibles hallan sido evaluados, el programa nos indicará aquel que resulte en un menor costo total.

La opción 3 del menú principal nos permite diseñar todos los intercambiadores del arreglo. La lógica seguida para determinar la combinación de corrientes es la misma que la que se uso para hallar el óptimo, solo que esta vez ya se conoce el número del arreglo. Hay que tener presente que todos los intercambiadores diseñados con esta opción, tendrán los mismos parámetros, variando solo en el area total. Este diseño puede tomarse como base para ingresar a la opción de simulación, donde se podrán corregir los detalles de cada intercambiador.

La opción 4 (simulación de un intercambiador de calor), es completamente distinta a las vistas anteriormente, pues en este caso solo se trabaja con dos corrientes. Tenemos dos posibilidades, mediante una optimizamos el intercambiador para estas dos corrientes, y con la otra podemos simular la influencia de las distintas variables sobre el diseño del intercambiador.



Cuando optimizamos un intercambiador, se han de conocer ambos flujos, fijándose la cantidad de calor a transmitir. Lo que el programa hace es determinar el diámetro óptimo del intercambiador, para lo cual diseña el equipo en forma iterativa, variando cada vez el diámetro de la coraza y evaluando el costo del equipo. Como se vió en la opción de ingreso de datos, se han de dejar dos variables libres, las cuales son evaluadas por el programa para evitar posibles inconsistencias en los datos.

La opción de simulación ya no recurre al cálculo iterativo, sino que evalúa el intercambiador en forma directa, presentando los valores del diseño y permitiendo imprimir un reporte del mismo. Entonces se puede cambiar el valor de una sola variable y repetir el diseño para evaluar los efectos de la variable cambiada, sobre el área o el costo del equipo.

En el caso de que la variable cambiada sea el calor intercambiado o una de las que intervienen en el cálculo de este, el programa modificará las variables que se dejaron libres durante el ingreso de datos. Si se cambia alguno de los flujos, siendo el mismo una de las variables libres, se hará cambiar la temperatura de salida, aunque se haya fijado en el ingreso de datos, para adecuarla al nuevo flujo. Si la variable cambiada es una de las temperaturas se hará variar el flujo respectivo; cuando la variable cambiada sea el calor, se variarán las temperaturas de salida de los flujos.

## 9 EJEMPLO DE APLICACION

### UNIDAD DE DESTILACION PRIMARIA I

#### REFINERIA LA PAMPILLA

Emplearemos, como caso práctico para la validación de la metodología propuesta, el sistema de intercambiadores de calor de la Unidad de Destilación Primaria I, de la Refinería La Pampilla, Lima - Perú.

Para tal efecto, se muestra inicialmente un diagrama de flujo simplificado, en el que aparecen los equipos principales, con los flujos y condiciones de operación característicos. Luego se muestra una lista con los datos principales de las corrientes y el nombre con el que son identificadas en el programa. En seguida, se presentan y analizan los resultados que va arrojando el programa. Finalmente se muestra un diagrama con el arreglo propuesto por el programa y se compara con el arreglo en operación actual en la refinería.

En la presentación de los resultados del programa, no se hace un análisis del diseño de los intercambiadores, pues el esto sería demasiado engorroso ya que el programa optimiza cada intercambiador por el método de búsqueda sucesiva, repitiéndose muchas veces el cálculo de cada intercambiador. Al final del capítulo se presenta un ejemplo de la opción de simulación para apreciar la aplicación de las ecuaciones de diseño.

**Relación de Corrientes****Corrientes a Calentar****1f = Petróleo Crudo de tanques (crudo)**

|                       |             |
|-----------------------|-------------|
| flujo = 185,000 Kg/hr | T1 = 23 °C  |
| P = 150 psig          | T2 = 260 °C |

**2f = Gasolina a Estabilizado (gasolina)**

|                      |             |
|----------------------|-------------|
| flujo = 24,000 Kg/hr | T1 = 100 °C |
| P = 70 psig          | T2 = 125 °C |

**Corrientes a Enfriar :****1c = Gasolina Estabilizada a tanques (gasolina)**

|                      |             |
|----------------------|-------------|
| flujo = 19,000 Kg/hr | T1 = 136 °C |
| P = 65 psig          | T2 = 35 °C  |

**2c = Kerosene a tanques (kerosene)**

|                      |             |
|----------------------|-------------|
| flujo = 32,000 Kg/hr | T1 = 161 °C |
| P = 75 psig          | T2 = 35 °C  |

**3c = Nafta a tanques (nafta)**

|                     |             |
|---------------------|-------------|
| flujo = 7,700 Kg/hr | T1 = 127 °C |
| P = 75 psig         | T2 = 35 °C  |

**4c = Reflujo de nafta (nafta)**

flujo = 90,700 Kg/hr                      T1 = 138 °C  
P = 75 psig                                      T2 = 106 °C

**5c = Reflujo de diesel (diesel)**

flujo = 186,000 Kg/hr                      T1 = 255 °C  
P = 75 psig                                      T2 = 207 °C

**6c = Diesel a tanques (diesel)**

flujo = 7,700 Kg/hr                         T1 = 233 °C  
P = 75 psig                                      T2 = 35 °C

**7c AGO diesel (ago)**

flujo = 8,500 Kg/hr                         T1 = 277 °C  
P = 75 psig                                      T2 = 35 °C

**8c = Crufo reducido a tanques (reducido)**

flujo = 31,500 Kg/hr                         T1 = 364 °C  
P = 75 psig                                      T2 = 35 °C

**9c = HVGO de vacio (hvgo)**

flujo = 72,500 Kg/hr                         T1 = 226 °C  
P = 25 psig                                      T2 = 200 °C

10c = **Residual de vacío (residual)**

|         |              |    |   |        |
|---------|--------------|----|---|--------|
| flujo = | 59,500 Kg/hr | T1 | = | 332 °C |
| P       | 25 psig      | T2 |   | 35 °C  |

Para el sistema de corrientes mostrado, determinaremos los arreglos óptimos energético y económico, bajo las siguientes restricciones técnicas de diseño y económicas.

### Datos de diseño

### Datos técnicos

|   |   |       |
|---|---|-------|
| Aproximación de temperaturas                                  | : | 15    |
| Temperatura máxima del vapor de calentamiento disponible      | : | 200°C |
| Temperatura del agua de enfriamiento disponible               | : | 20°C  |
| Temperatura máxima que puede alcanzar el agua de enfriamiento | : | 50°C  |

### Datos del Intercambiador :

|                                 |   |            |
|---------------------------------|---|------------|
| Diámetro interno del casco      | : | 75 cm      |
| * Diámetro interno de los tubos | : | 2.30 cm    |
| Diámetro externo de los tubos   | : | 2.54 cm    |
| Arreglo de tubos                | : | triangular |
| Paso en los tubos               | : | 3.18 cm    |
| Espaciamiento entre deflectores | : | 25 cm      |
| Corte en los deflectores        | : | 25 %       |

|                              |   |      |
|------------------------------|---|------|
| Número de pasos en los tubos | : | 2    |
| Longitud de los tubos        | : | 5 mt |
| * Número de tubos            | : | 450  |

\* Tanto el diámetro interno del casco como el número de tubos empleado en cada intercambiador, son optimizados por el programa. Los datos iniciales se dan para efecto de completar la base de datos.

### **Datos Económicos**

- Índice M&S para 1992 : 932.9

- Costo de intercambiadores :

Cabezal Fijo :

$$\text{US\$} = 2,513.42 + 11.013 * (\text{Area } \text{mt}^2) + 6.003 * 10^{-5} * (\text{Area } \text{mt}^2)^2$$

Cabezal Flotante :

$$\text{US\$} = 3,828.821 + 66.96575 * (\text{Area } \text{mt}^2) + 0.445794 * (\text{Area } \text{mt}^2)^2$$

- Costo de hornos para calentamiento a temperaturas por encima de la del vapor disponible; incluye consumo anual de combustible :

$$\begin{aligned} \text{US\$} = & 17,490.91 + 0.056626 * (\text{Kcal/hr}) + 1.7 * 10^{-9} * (\text{Kcal/hr})^2 \\ & + (9.09172 * 10^{-8} / 0.75) * (\text{hr/año}) * (\text{Kcal/hr}) \end{aligned}$$

- Costo de sistemas de enfriamiento a temperaturas por debajo de la del agua disponible

$$\text{US\$} = 38,275.00 + 0.016446 * (\text{Kcal/hr}) + 2.8 * 10^{-9} * (\text{Kcal/hr})^2$$

- Años de operación : 10
- Factor por costos de instalación : 0.10
- Factor por costos fijos de operación : 0.10
- Costo del vapor (US\$/Kg) : 0.01347
- Costo del agua de enfriamiento (US\$/Kg) : 0.00107
- Costo de la energía (US\$/KWhr) : 0.03969
- Costo del combustible (US\$/Barr Residual 6): 11.68
- Horas de operación anuales : 8,000
- Factor de recuperación del capital(COK) : 0.25

En la optimización económica, así como en la energética, lo primero que hace el programa es evaluar cuánto calor requiere transferir cada corriente y ordenarlas en función a dicho calor, de mayor a menor. Así, el nuevo orden de las corrientes y el calor que intercambiarán será :

**Corrientes a enfriar :**

|             |               |                  |
|-------------|---------------|------------------|
| #1 residual | f = 59500.00  | q = 9'462,315.00 |
| #2 reducido | f = 31500.00  | q = 5'910,416.50 |
| #3 diesel   | f = 186000.00 | q = 5'852,179.50 |
| #4 kerosene | f = 32000.00  | q = 2'188,908.00 |
| #5 nafta    | f = 90700.00  | q = 1'673,458.00 |
| #6 ago      | f = 8500.00   | q = 1'182,263.62 |
| #7 hvgo     | f = 72500.00  | q = 1'172,103.50 |
| #8 gasolina | f = 19000.00  | q = 1'096,530.50 |
| #9 diesel   | f = 7700.00   | q = 854,869.12   |
| #10 nafta   | f = 7700.00   | q = 381,285.56   |

**Corrientes a calentar :**

|             |               |                   |
|-------------|---------------|-------------------|
| #1 crudo    | f = 185000.00 | q = 33'372,704.00 |
| #2 gasolina | f = 24000.00  | q = 360,109.31    |

El paso siguiente, en ambas opciones, consiste en evaluar, uno a uno, los posibles arreglos de intercambiadores. Para ello coge una corriente de cada grupo y compara sus temperaturas con el fin de determinar la posibilidad de transferencia de calor. Analizaremos con cierto detalle el arreglo 1 y mostraremos luego los resultados de los demás arreglos.

En las evaluaciones siguientes, se seguirá la siguiente nomenclatura :  $q$  = calor a intercambiar;  $t_1$  = temperatura de entrada;  $t_2$  = temperatura de salida;  $apr$  = aproximación de temperaturas. Las letras mayúsculas representan a los fluidos calientes, mientras que las minúsculas a los flujos fríos.

**Arreglo #1 :**

Crudo de 23°C a 330°C

Residual de 332°C a 35°C

el crudo sólo se podrá calentar a  $332 - apr = 317^\circ\text{C}$

el residual sólo se podrá enfriar a  $23 + apr = 38^\circ\text{C}$ .

calor a intercambiar fijado por corriente de residual :

$$Q = 9'366,736.00 \text{ Kcal/hr}$$



crudo se calienta a 109.17°C

residual se enfria a 38°C

Podemos ver que lo primero que hace el programa es fijar el máximo rango de temperaturas sobre el cual es termodinámicamente factible la transferencia de calor para ambas corrientes. Luego compara la cantidad de calor que cada corriente puede transferir, fijando el menor de estos valores como el calor intercambiado. Finalmente corrige las temperaturas de salida de ambas corrientes para luego pasar a la siguiente comparación.

Crudo de 109.17°C a 330°C

Reducido de 364°C a 35°C

el reducido sólo se podrá enfriar a  $109.17 + \text{apr} = 124.17^\circ\text{C}$ .

calor a intercambiar fijado por corriente de reducido :

$$Q = 4'308,570.00 \text{ Kcal/hr}$$

crudo se calienta a 146.10°C

reducido se enfria a 124.17°C

Crudo de 146.10°C a 330°C

Diesel de 255°C a 207°C

el crudo sólo se podrá calentar a  $255 - \text{apr} = 240^\circ\text{C}$

calor a intercambiar fijado por corriente de diesel

$$Q = 5'852,179.50 \text{ Kcal/hr}$$

crudo se calienta a 195.08°C

diesel se enfria a 207°C

Crudo de 195.08°C a 330°C

Kerosene de 161°C a 35°C

No es factible el intercambio.

Crudo de 195.08°C a 330°C

Nafta de 138°C a 106°C

No es factible el intercambio.

Crudo de 195.08°C a 330°C

Ago de 277°C a 35°C

el crudo sólo se podrá calentar a  $277 - \text{apr} = 262^\circ\text{C}$

el ago sólo se podrá enfriar a  $195.08 + \text{apr} = 210.08^\circ\text{C}$ .

calor a intercambiar fijado por corriente de ago :

$$Q = 326,919.12 \text{ Kcal/hr}$$

crudo se calienta a  $197.72^\circ\text{C}$

ago se enfria a  $210.08^\circ\text{C}$

Cudo de  $197.72^\circ\text{C}$  a  $330^\circ\text{C}$

Hvgo de  $226^\circ\text{C}$  a  $200^\circ\text{C}$

el crudo sólo se podrá calentar a  $226 - \text{apr} = 211^\circ\text{C}$

el hvgo sólo se podrá enfriar a  $197.72 + \text{apr} = 212.72^\circ\text{C}$ .

calor a intercambiar fijado por corriente de hvgo :

$$Q = 598,777.50 \text{ Kcal/hr}$$

crudo se calienta a  $202.54^\circ\text{C}$

hvgo se enfria a  $212.72^\circ\text{C}$

Crudo de 202.54°C a 330°C

Gasolina de 136°C a 35°C

No es factible el intercambio.

Crudo de 202.54°C a 330°C

Diesel de 233°C a 35°C

el crudo sólo se podrá calentar a  $233 - \text{apr} = 218^\circ\text{C}$

el diesel sólo se podrá enfriar a  $202.54 + \text{apr} = 217.54^\circ\text{C}$ .

calor a intercambiar fijado por corriente de diesel

$$Q = 66,767.68 \text{ Kcal/hr}$$

crudo se calienta a 203.07°C

diesel se enfria a 217.54°C

Crudo de 203.07°C a 330°C

Nafta de 127°C a 35°C

No es factible el intercambio.

Se completaron las corrientes calientes y el crudo aún requiere calor, este será proporcionado posteriormente por vapor o en un horno, según sean los requerimientos. Se procede entonces con el análisis de la siguiente corriente a calentar.

Gasolina de 100°C a 125°C

Residual de 38°C a 35°C

No es factible el intercambio.

Gasolina de 100°C a 125°C

Reducido de 124.17°C a 35°C

la gasolina sólo se podrá calentar a  $124.17 - \text{apr} = 109.17^\circ\text{C}$

el reducido sólo se podrá enfriar a  $100 + \text{apr} = 115^\circ\text{C}$ .

calor a intercambiar fijado por corriente de gasolina :

$$Q = 132,028.50 \text{ Kcal/hr}$$

gasolina se calienta a 109.17°C

reducido se enfria a 115.08°C

Gasolina de 109.17°C 125°C

Diesel de 207°C a 207°C

No es factible el intercambio.

Gasolina de 109.17°C a 125°C

Kerosene de 161°C a 35°C

el kerosene sólo se podrá enfriar a  $109.17 + \text{apr} = 124.17^\circ\text{C}$ .

calor a intercambiar fijado por corriente de kerosene :

$$Q = 228,080.81 \text{ Kcal/hr}$$

gasolina se calienta a 125°C

kerosene se enfria a 147.87°C

La corriente de gasolina completó sus requerimientos energéticos.

Requerimientos adicionales :

Corrientes a calentar.

Crudo de 203.07°C a 330°C

la temperatura máxima que puede alcanzar con vapor es 200°C.  
Como de todos modos es necesario incluir un horno, ya no se emplea vapor; todo el calor será entregado en el horno.

Calor entregado :  $q = 12'852,754 \text{ Kcal/hr}$

Costo del horno = US\$ 1'026,119.50

Gasolina a 125°C ya no requiere calentamiento adicional.

Corrientes a enfriar.

Residual a 38.00 °C . No requiere enfriamiento adicional.

Reducido de 115.08 °C a 35.00 °C

se enfria con agua de 20 a 50°C

calor intercambiado :  $Q = 1'469,818.00 \text{ Kcal/hr.}$

Diesel a 207.00 °C . No requiere enfriamiento adicional.

Kerosene de 147.87 °C a 35.00 °C

se enfria con agua de 20 a 50°C

calor intercambiado :  $Q = 1'960,827.25 \text{ Kcal/hr.}$

Nafta de 138.00 °C a 106.00 °C

se enfria con agua de 20 a 50°C

calor intercambiado :  $Q = 1'673,458.00 \text{ Kcal/hr.}$

Ago de 210.08 °C a 35.00 °C

se enfria con agua de 20 a 50°C

calor intercambiado :  $Q = 855,344.50$  Kcal/hr.

Hvgo de 212.72 °C a 200.00 °C

se enfria con agua de 20 a 50°C

calor intercambiado :  $Q = 573,326.00$  Kcal/hr.

Gasolina de 136.00 °C a 35.00 °C

se enfria con agua de 20 a 50°C

calor intercambiado :  $Q = 1'096,530.50$  Kcal/hr.

Diesel de 217.54 °C a 35.00 °C

se enfria con agua de 20 a 50°C

calor intercambiado :  $Q = 788,101.44$  Kcal/hr.

Nafta de 127.00 °C a 35.00 °C

se enfria con agua de 20 a 50°C

calor intercambiado :  $Q = 381,285.56$  Kcal/hr.

|   |                |
|---|----------------|
| Agua de enfriamiento total (Kg/hr)            | = 292,557.59   |
| Vapor de calentamiento total (Kg/hr)          | = 0.00         |
| Combustible para hornos (Barr/hr)             | = 9.46         |
| Costo anual del agua (US\$)                   | = 2,504,293.00 |
| Costo anual del vapor (US\$)                  | = 0.00         |
| Costo anual de combustible para hornos (US\$) | = 883,583.81   |

Costo anual de enfriamiento a bajas temperaturas (US\$) = 0.00  
 Inversión inicial total (US\$) = 1'429,611.00  
 Valor Actual Neto de costos del arreglo (US\$) = 14'452,167

El valor del costo anual de fluidos auxiliares es el parámetro de la optimización energética, mientras que el VAN de costos lo es para la optimización económica. La lógica mostrada se repite para todos los arreglos, la diferencia está en que el segundo arreglo empezará la evaluación por la segunda corriente a enfriar. Por razones prácticas, sólo mostraremos el resultado de cada arreglo, tal y como son arrojados por el programa, para poder pasar al análisis del arreglo óptimo. En los resultados listados, cada vez que una corriente no aparece es por que no es factible el intercambio de calor o por que la corriente ya ha satisfecho sus requerimientos energéticos.

#### **Arreglo #2 :**

Flujo de Crudo de 185,000 Kg/hr se calienta a 76.87°C

Flujo de Reducido de 31,500 Kg/hr se enfria a 38°C

calor intercambiado :  $Q = 5'856,522.00$  Kcal/hr

Flujo de Crudo de 185,000 Kg/hr se calienta a 128.43°C

Flujo de Diesel de 186,000 Kg/hr se enfria a 207°C

calor intercambiado :  $Q = 5'852,179.50$  Kcal/hr

Flujo de Crudo de 185,000 Kg/hr se calienta a 128.43°C

Flujo de Kerosene de 32,000 Kg/hr se enfria a 143.43°C

calor intercambiado :  $Q = 305,179.22$  Kcal/hr

Flujo de Crudo de 185,000 Kg/hr se calienta a 136.42°C

Flujo de Ago de 8,500 Kg/hr se enfria a 146.02°C

calor intercambiado :  $Q = 639,902.62$  Kcal/hr

Flujo de Crudo de 185,000 Kg/hr se calienta a 146.29°C

Flujo de Hvgo de 75,500 Kg/hr se enfria a 200.00°C

calor intercambiado :  $Q = 1'172,103.50$  Kcal/hr

Flujo de Crudo de 185,000 Kg/hr se calienta a 148.88°C

Flujo de Diesel de 7,700 Kg/hr se enfria a 161.29°C

calor intercambiado :  $Q = 309,611.22$  Kcal/hr

Flujo de Crudo de 185,000 Kg/hr se calienta a 193.54°C

Flujo de Residual de 59,500 Kg/hr se enfria a 163.88°C

calor intercambiado :  $Q = 5'356,363.00$  Kcal/hr

Flujo de Gasolina de 24,000 Kg/hr se calienta a 125.00°C

Flujo de Kerosene de 32,000 Kg/hr se enfria a 122.36°C

calor intercambiado :  $Q = 360,109.31$  Kcal/hr

La corriente de gasolina completó sus requerimientos energéticos.



Requerimientos adicionales :

Corrientes a calentar.

Crudo de 193.54°C a 330°C

Calor entregado :  $q = 13'880,841$  Kcal/hr

Costo del horno = US\$ 1'131,059.50

Corrientes a enfriar.

Residual de 163.88 °C a 35.00°C

se enfria con agua de 20 a 50°C

calor intercambiado :  $Q = 4'105,952.00$  Kcal/hr.

Kerosene de 122.36 °C a 35.00 °C

se enfria con agua de 20 a 50°C

calor intercambiado :  $Q = 1'523,619.50$  Kcal/hr.

Nafta de 138.00 °C a 106.00 °C

se enfria con agua de 20 a 50°C

calor intercambiado :  $Q = 1'673,458.00$  Kcal/hr.

Ago de 146.02 °C a 35.00 °C

se enfria con agua de 20 a 50°C

calor intercambiado :  $Q = 542,361.00$  Kcal/hr.

Gasolina de 136.00 °C a 35.00 °C

se enfria con agua de 20 a 50°C

calor intercambiado:  $Q = 1'096,530.50$  Kcal/hr.

Diesel de 161.29 °C a 35.00 °C

se enfria con agua de 20 a 50°C

calor intercambiado:  $Q = 545,257.88$  Kcal/hr.

Nafta de 127.00 °C a 35.00 °C

se enfria con agua de 20 a 50°C

calor intercambiado:  $Q = 381,285.56$  Kcal/hr.

|   |                |
|---|----------------|
| Agua de enfriamiento total (Kg/hr)                      | = 328,127.69   |
| Vapor de calentamiento total (Kg/hr)                    | = 0.00         |
| Combustible para hornos (Barr/hr)                       | = 10.21        |
| Costo anual del agua (US\$)                             | = 2'808,773.00 |
| Costo anual del vapor (US\$)                            | = 0.00         |
| Costo anual de combustible para hornos (US\$)           | = 954,261.31   |
| Costo anual de enfriamiento a bajas temperaturas (US\$) | = 0.00         |
| Inversión inicial total (US\$)                          | = 1'575,673.30 |
| Valor Actual Neto de costos del arreglo (US\$)          | = 15'168,188   |

### Arreglo #3

Flujo de Crudo de 185,000 Kg/hr se calienta a 76.83°C

Flujo de Diesel de 186,000 Kg/hr se enfria a 207°C

calor intercambiado :  $Q = 5'852,179.50$  Kcal/hr

Flujo de Crudo de 185,000 Kg/hr se calienta a 87.42°C

Flujo de Kerosene de 32,000 Kg/hr se enfria a 91.83°C

calor intercambiado :  $Q = 1'201,554.25$  Kcal/hr

Flujo de Crudo de 185,000 Kg/hr se calienta a 102.04°C

Flujo de Nafta de 90,700 Kg/hr se enfria a 106.00°C

calor intercambiado :  $Q = 1'673,458.00$  Kcal/hr

Flujo de Crudo de 185,000 Kg/hr se calienta a 108.79°C

Flujo de Ago de 8,500 Kg/hr se enfria a 117.04°C

calor intercambiado :  $Q = 781,450.62$  Kcal/hr

Flujo de Crudo de 185,000 Kg/hr se calienta a 118.87°C

Flujo de Hvgo de 72,500 Kg/hr se enfria a 200.00°C

calor intercambiado :  $Q = 1'172,103.50$  Kcal/hr

Flujo de Crudo de 185,000 Kg/hr se calienta a 119.07°C

Flujo de Gasolina de 19,000 Kg/hr se enfria a 133.87°C

calor intercambiado :  $Q = 23,144.12$  Kcal/hr

Flujo de Crudo de 185,000 Kg/hr se calienta a 122.71°C

Flujo de Diesel de 7,700 Kg/hr se enfria a 134.07°C

calor intercambiado :  $Q = 427,151.28$  Kcal/hr

Flujo de Crudo de 185,000 Kg/hr se calienta a 175.35°C

Flujo de Residual de 59,500 Kg/hr se enfria a 137.71°C

calor intercambiado :  $Q = 6'190,069.50$  Kcal/hr

Flujo de Crudo de 185,000 Kg/hr se calienta a 200.86°C

Flujo de Reducido de 31,500 Kg/hr se enfria a 190.35°C

calor intercambiado :  $Q = 3'119,616.00$  Kcal/hr

Flujo de Gasolina de 24,000 Kg/hr se calienta a 100.69°C

Flujo de Ago de 8,500 Kg/hr se enfria a 115.00°C

calor intercambiado :  $Q = 9,982.03$  Kcal/hr

Flujo de Gasolina de 24,000 Kg/hr se calienta a 114.38°C

Flujo de Gasolina de 19,000 Kg/hr se enfria a 115.69°C

calor intercambiado :  $Q = 197,323.73$  Kcal/hr

Flujo de Gasolina de 24,000 Kg/hr se calienta a 115.77°C

Flujo de Diesel de 7,700 Kg/hr se enfria a 128.94°C

calor intercambiado :  $Q = 20,215.32$  Kcal/hr

Flujo de Gasolina de 24,000 Kg/hr se calienta a 122.71°C

Flujo de Residual de 59,500 Kg/hr se enfria a 133.96°C

calor intercambiado :  $Q = 99,951.88$  Kcal/hr

Flujo de Gasolina de 24,000 Kg/hr se calienta a 125.00°C

Flujo de Reducido de 31,500 Kg/hr se enfria a 188.24°C

calor intercambiado :  $Q = 32,636.34$  Kcal/hr

La corriente de gasolina completó sus requerimientos energéticos.

Requerimientos adicionales :

Corrientes a calentar.

Crudo de 200.86°C a 330°C

Calor entregado :  $q = 12'931,976$  Kcal/hr

Costo del horno = US\$ 1'034,078.10

Corrientes a enfriar.

Residual a 133.96 °C a 35.00°C

se enfria con agua de 20 a 50°C

calor intercambiado :  $Q = 3'172,293.50$  Kcal/hr.

Reducido a 188.24 °C

se enfria con agua de 20 a 50°C

calor intercambiado :  $Q = 2'758,164.25$  Kcal/hr.

Kerosene de 91.83 °C a 35.00 °C

se enfria con agua de 20 a 50°C

calor intercambiado :  $Q = 987,353.75$  Kcal/hr.

Ago de 115.00 °C a 35.00 °C

se enfria con agua de 20 a 50°C

calor intercambiado :  $Q = 390,830.97$  Kcal/hr.

Gasolina de 115.69 °C a 35.00 °C

se enfria con agua de 20 a 50°C

calor intercambiado :  $Q = 876,062.62$  Kcal/hr.

Diesel de 128.94 °C a 35.00 °C

se enfria con agua de 20 a 50°C

calor intercambiado :  $Q = 407,502.53$  Kcal/hr.

Nafta de 127.00 °C a 35.00 °C

se enfria con agua de 20 a 50°C

calor intercambiado :  $Q = 381,285.56$  Kcal/hr.

|   |                |
|---|----------------|
| Agua de enfriamiento total (Kg/hr)                      | = 298,369.75   |
| Vapor de calentamiento total (Kg/hr)                    | = 0.00         |
| Combustible para hornos (Barr/hr)                       | = 9.51         |
| Costo anual del agua (US\$)                             | = 2'554,045.00 |
| Costo anual del vapor (US\$)                            | = 0.00         |
| Costo anual de combustible para hornos (US\$)           | = 889,030.06   |
| Costo anual de enfriamiento a bajas temperaturas (US\$) | = 0.00         |
| Inversión inicial total (US\$)                          | = 1'465,977.00 |
| Valor Actual Neto de costos del arreglo (US\$)          | = 13'866,235   |

**Arreglo #4 :**

Flujo de Crudo de 185,000 Kg/hr se calienta a 42.66°C

Flujo de Kerosene de 32,000 Kg/hr se enfria a 38.00°C

calor intercambiado :  $Q = 2'136,791.25$  Kcal/hr

Flujo de Crudo de 185,000 Kg/hr se calienta a 57.81°C

Flujo de Nafta de 90,700 Kg/hr se enfria a 106.00°C

calor de intercambiado :  $Q = 1'673,458.00$  Kcal/hr

Flujo de Crudo de 185,000 Kg/hr se calienta a 66.73°C

Flujo de Ago de 8,500 Kg/hr se enfria a 72.81°C

calor de intercambiado :  $Q = 997,562.31$  Kcal/hr

Flujo de Crudo de 185,000 Kg/hr se calienta a 77.14°C

Flujo de Hvgo de 72,500 Kg/hr se enfria a 200.00°C

calor de intercambiado :  $Q = 1'172,103.50$  Kcal/hr

Flujo de Crudo de 185,000 Kg/hr se calienta a 81.33°C

Flujo de Gasolina de 19,000 Kg/hr se enfria a 92.14°C

calor de intercambiado :  $Q = 476,195.99$  Kcal/hr

Flujo de Crudo de 185,000 Kg/hr se calienta a 86.51°C

Flujo de Diesel de 7,700 Kg/hr se enfria a 96.33°C

calor de intercambiado :  $Q = 590,063.88$  Kcal/hr

Flujo de Crudo de 185,000 Kg/hr se calienta a 87.44°C

Flujo de Nafta de 7,700 Kg/hr se enfria a 101.51°C

calor intercambiado :  $Q = 105,628.27$  Kcal/hr

Flujo de Crudo de 185,000 Kg/hr se calienta a 151.34°C

Flujo de Residual de 59,500 Kg/hr se enfria a 102.44°C

calor intercambiado :  $Q = 7'313,806.50$  Kcal/hr

Flujo de Crudo de 185,000 Kg/hr se calienta a 180.90°C

Flujo de Reducido de 31,500 Kg/hr se enfria a 166.34°C

calor intercambiado :  $Q = 3'550,889.50$  Kcal/hr

Flujo de Crudo de 185,000 Kg/hr se calienta a 228.56°C

Flujo de Diesel de 186,000 Kg/hr se enfria a 207.00°C

calor intercambiado :  $Q = 5'852,179.50$  Kcal/hr

Flujo de Gasolina de 24,000 Kg/hr se calienta a 125.00°C

Flujo de Reducido de 31,500 Kg/hr se enfria a 142.54°C

calor intercambiado :  $Q = 360,109.31$  Kcal/hr

La corriente de gasolina completó sus requerimientos energéticos.

Requerimientos adicionales :

Corrientes a calentar.

Crudo de 228.56°C a 330°C



Calor entregado :  $q = 9'504,024 \text{ Kcal/hr}$

Costo del horno = US\$ 709,220.77

Corrientes a enfriar.

Residual a  $102.44 \text{ }^\circ\text{C}$  a  $35.00^\circ\text{C}$

se enfria con agua de  $20$  a  $50^\circ\text{C}$

calor intercambiado :  $Q = 2'148,508.50 \text{ Kcal/hr.}$

Reducido a  $142.54 \text{ }^\circ\text{C}$

se enfria con agua de  $20$  a  $50^\circ\text{C}$

calor intercambiado :  $Q = 1'999,417.75 \text{ Kcal/hr.}$

Ago de  $72.81 \text{ }^\circ\text{C}$  a  $35.00 \text{ }^\circ\text{C}$

se enfria con agua de  $20$  a  $50^\circ\text{C}$

calor intercambiado :  $Q = 184,701.31 \text{ Kcal/hr.}$

Gasolina de  $92.14 \text{ }^\circ\text{C}$  a  $35.00 \text{ }^\circ\text{C}$

se enfria con agua de  $20$  a  $50^\circ\text{C}$

calor intercambiado :  $Q = 620,334.88 \text{ Kcal/hr.}$

Diesel de  $96.33 \text{ }^\circ\text{C}$  a  $35.00 \text{ }^\circ\text{C}$

se enfria con agua de  $20$  a  $50^\circ\text{C}$

calor intercambiado :  $Q = 264,805.25 \text{ Kcal/hr.}$

Nafta de 101.51 °C a 35.00 °C

se enfria con agua de 20 a 50°C

calor intercambiado:  $Q = 275,657.28$  Kcal/hr.

|   |                |
|---|----------------|
| Agua de enfriamiento total (Kg/hr)                      | = 182,657.08   |
| Vapor de calentamiento total (Kg/hr)                    | = 0.00         |
| Combustible para hornos (Barr/hr)                       | = 6.99         |
| Costo anual del agua (US\$)                             | = 1'563,544.62 |
| Costo anual del vapor (US\$)                            | = 0.00         |
| Costo anual de combustible para hornos (US\$)           | = 653,369.88   |
| Costo anual de enfriamiento a bajas temperaturas (US\$) | = 0.00         |
| Inversión inicial total (US\$)                          | = 1'032,468.00 |
| Valor Actual Neto de costos del arreglo (US\$)          | = 10'338,197   |

#### **Arreglo #5 :**

Flujo de crudo de 185,000 Kg/hr se calienta a 38.39°C

Flujo de Nafta de 90,700 Kg/hr se enfria a 106°C

calor intercambiado:  $Q = 1'673,458.00$  Kcal/hr

Flujo de crudo de 185,000 Kg/hr se calienta a 48.32°C

Flujo de Ago de 8,500 Kg/hr se enfria a 53.39°C

calor intercambiado:  $Q = 1'092,399.88$  Kcal/hr

Flujo de crudo de 185,000 Kg/hr se calienta a 58.88°C

Flujo de Hvgo de 72,500 Kg/hr se enfria a 200.00°C

calor intercambiado :  $Q = 1'172,103.50$  Kcal/hr

Flujo de crudo de 185,000 Kg/hr se calienta a 64.91°C

Flujo de Gasolina de 19,000 Kg/hr se enfria a 73.88°C

calor intercambiado :  $Q = 674,404.94$  Kcal/hr

Flujo de crudo de 185,000 Kg/hr se calienta a 70.79°C

Flujo de diesel de 7,700 Kg/hr se enfria a 79.91°C

calor intercambiado :  $Q = 660,977.25$  Kcal/hr

Flujo de crudo de 185,000 Kg/hr se calienta a 72.30°C

Flujo de nafta de 7,700 Kg/hr se enfria a 85.79°C

calor intercambiado :  $Q = 170,805.06$  Kcal/hr

Flujo de crudo de 185,000 Kg/hr se calienta a 141.23°C

Flujo de residual de 59,500 Kg/hr se enfria a 87.30°C

calor intercambiado :  $Q = 7'796,098.50$  Kcal/hr

Flujo de crudo de 185,000 Kg/hr se calienta a 172.53°C

Flujo de reducido de 31,500 Kg/hr se enfria a 156.23°C

calor intercambiado :  $Q = 3'732,537.25$  Kcal/hr

Flujo de crudo de 185,000 Kg/hr se calienta a 220.49°C

Flujo de diesel de 186,000 Kg/hr se enfria a 207.00°C

calor intercambiado :  $Q = 5'852,179.50$  Kcal/hr

Flujo de gasolina de 24,000 Kg/hr se calienta a 125.00°C

Flujo de reducido de 31,500 Kg/hr se enfria a 132.20°C

calor intercambiado :  $Q = 360,109.31$  Kcal/hr

La corriente de gasolina completó sus requerimientos energéticos.

Requerimientos adicionales :

Corrientes a calentar.

Crudo de 220.49°C a 330°C

Calor entregado :  $q = 10'547,740$  Kcal/hr

Costo del horno = US\$ 803,900.42

Corrientes a enfriar.

Residual de 87.30 °C a 35.00°C

se enfria con agua de 20 a 50°C

calor intercambiado :  $Q = 1'666,216.50$  Kcal/hr.

Reducido de 132.20 °C a 35.00°C

se enfwa con agua de 20 a 50°C

calor intercambiado :  $Q = 1'817,770.00$  Kcal/hr.

Kerosene de 161 °C a 35°C

se enfria con agua de 20 a 50°C

calor intercambiado :  $Q = 2'188,908.00$  Kcal/hr.

Ago de  $53.39$  °C a  $35.00$  °C

se enfria con agua de  $20$  a  $50$ °C

calor intercambiado :  $Q = 89,863.75$  Kcal/hr.

Gasolina de  $73.88$  °C a  $35.00$  °C

se enfria con agua de  $20$  a  $50$ °C

calor intercambiado :  $Q = 422,125.56$  Kcal/hr.

Diesel de  $79.91$  °C a  $35.00$  °C

se enfria con agua de  $20$  a  $50$ °C

calor intercambiado :  $Q = 193,891.88$  Kcal/hr.

Nafta de  $85.79$  °C a  $35.00$  °C

se enfria con agua de  $20$  a  $50$ °C

calor intercambiado :  $Q = 210,480.50$  Kcal/hr.

|   |                |
|---|----------------|
| Agua de enfriamiento total (Kg/hr)                      | = 220,981.42   |
| Vapor de calentamiento total (Kg/hr)                    | = 0.00         |
| Combustible para hornos(Barr / hr)                      | = 7.76         |
| Costo anual del agua (US\$)                             | = 1'891,602.00 |
| Costo anual del vapor (US\$)                            | = 0.00         |
| Costo anual de combustible para hornos (US\$)           | = 725,121.81   |
| Costo anual de enfriamiento a bajas temperaturas (US\$) | = 0.00         |
| Inversión inicial total (US\$)                          | = 1'154,486.00 |
| Valor Actual Neto de costos del arreglo (US\$)          | = 11'816,037   |

**Arreglo #6 :**

Flujo de crudo de 185,000 Kg/hr se calienta a 33.74°C

Flujo de Ago de 8,500 Kg/hr se enfria a 38.00°C

calor intercambiado :  $Q = 1'167,607.38$  Kcal/hr

Flujo de crudo de 185,000 Kg/hr se calienta a 44.43°C

Flujo de Hvgo de 72,500 Kg/hr se enfria a 200.00°C

calor intercambiado :  $Q = 1'172,103.50$  Kcal/hr

Flujo de crudo de 185,000 Kg/hr se calienta a 51.94°C

Flujo de Gasolina de 19,000 Kg/hr se enfria a 59.43°C

calor intercambiado :  $Q = 831,309.12$  Kcal/hr

Flujo de crudo de 185,000 Kg/hr se calienta a 58.39°C

Flujo de diesel de 7,700 Kg/hr se enfria a 66.94°C

calor intercambiado :  $Q = 716,948.00$  Kcal/hr

Flujo de crudo de 185,000 Kg/hr se calienta a 60.37°C

Flujo de nafta de 7,700 Kg/hr se enfria a 73.39°C

calor intercambiado :  $Q = 222,194.31$  Kcal/hr

Flujo de crudo de 185,000 Kg/hr se calienta a 133.35°C

Flujo de residual de 59,500 Kg/hr se enfria a 75.37°C

calor intercambiado :  $Q = 8'176,034.00$  Kcal/hr

Flujo de crudo de 185,000 Kg/hr se calienta a 166.03°C

Flujo de reducido de 31,500 Kg/hr se enfria a 148.35°C

calor intercambiado:  $Q = 3'874,103.75$  Kcal/hr

Flujo de crudo de 185,000 Kg/hr se calienta a 214.22°C

Flujo de diesel de 186,000 Kg/hr se enfria a 207.00°C

calor intercambiado:  $Q = 5'852,179.50$  Kcal/hr

Flujo de gasolina de 24,000 Kg/hr se calienta a 125.00°C

Flujo de reducido de 31,500 Kg/hr se enfria a 124.14°C

calor intercambiado:  $Q = 360,109.31$  Kcal/hr

La corriente de gasolina completó sus requerimientos energéticos.

Requerimientos adicionales :

Corrientes a calentar.

Crudo de 214.22°C a 330°C

Calor entregado :  $q = 11'360,222$  Kcal/hr

Costo del horno = US\$ 880,167.73

Corrientes a enfriar.

Residual de 75.37 °C a 35.00°C

se enfria con agua de 20 a 50°C

calor intercambiado:  $Q = 1'286,281.00$  Kcal/hr.

Reducido de 148.35 °C a 35.00°C

se enfria con agua de 20 a 50°C

calor intercambiado :  $Q = 1'676,203.50$  Kcal/hr.

Kerosene de 161 °C a 35°C

se enfria con agua de 20 a 50°C

calor intercambiado :  $Q = 2'188,908.00$  Kcal/hr.

Nafta de 138.00 °C a 106.00 °C

se enfria con agua de 20 a 50°C

calor intercambiado :  $Q = 1'673,458.00$  Kcal/hr.

Gasolina de 59.43 °C a 35.00 °C

se enfria con agua de 20 a 50°C

calor intercambiado :  $Q = 265,221.38$  Kcal/hr.

Diesel de 66.94 °C a 35.00 °C

se enfria con agua de 20 a 50°C

calor intercambiado :  $Q = 137,921.12$  Kcal/hr.

Nafta de 73.39 °C a 35.00 °C

se enfria con agua de 20 a 50°C

calor intercambiado :  $Q = 159,091.25$  Kcal/hr.

Agua de enfriamiento total (Kg/hr) = 247,635.23

Vapor de calentamiento total (Kg/hr) = 0.00



|   |                |
|---|----------------|
| Combustible para hornos (Barr. Residual 6/hr)           | = 8.36         |
| Costo anual del agua (US\$)                             | = 2'119,757.50 |
| Costo anual del vapor (US\$)                            | = 0.00         |
| Costo anual de combustible para hornos (US\$)           | = 780,977.25   |
| Costo anual de enfriamiento a bajas temperaturas (US\$) | = 0.00         |
| Inversión inicial total (US\$)                          | = 1'250,980.00 |
| Valor Actual Neto de costos del arreglo (US\$)          | = 12'859,763   |

**Arreglo #7:**

Flujo de crudo de 185,000 Kg/hr se calienta a 33.78°C

Flujo de Hvgo de 72,500 Kg/hr se enfria a 200.00°C

calor intercambiado :  $Q = 1'172,103.50$  Kcal/hr

Flujo de crudo de 185,000 Kg/hr se calienta a 42.42°C

Flujo de Gasolina de 19,000 Kg/hr se enfria a 48.78°C

calor intercambiado :  $Q = 946,899.19$  Kcal/hr

Flujo de crudo de 185,000 Kg/hr se calienta a 49.28°C

Flujo de diesel de 7,700 Kg/hr se enfria a 57.42°C

calor intercambiado :  $Q = 758,084.62$  Kcal/hr

Flujo de crudo de 185,000 Kg/hr se calienta a 51.62°C

Flujo de nafta de 7,700 Kg/hr se enfria a 64.28°C

calor intercambiado :  $Q = 259,932.48$  Kcal/hr

Flujo de crudo de 185,000 Kg/hr se calienta a 127.62°C

Flujo de residual de 59,500 Kg/hr se enfria a 66.62°C

calor intercambiado:  $Q = 8'454,853.00$  Kcal/hr

Flujo de crudo de 185,000 Kg/hr se calienta a 161.31°C

Flujo de reducido de 31,500 Kg/hr se enfria a 142.62°C

calor intercambiado:  $Q = 3'977,110.75$  Kcal/hr

Flujo de crudo de 185,000 Kg/hr se calienta a 209.66°C

Flujo de diesel de 186,000 Kg/hr se enfria a 207.00°C

calor intercambiado:  $Q = 5'852,179.50$  Kcal/hr

Flujo de crudo de 185,000 Kg/hr se calienta a 211.70°C

Flujo de Ago de 8,500 Kg/hr se enfria a 224.66°C

calor intercambiado:  $Q = 255,683.38$  Kcal/hr

Flujo de gasolina de 24,000 Kg/hr se calienta a 125.00°C

Flujo de reducido de 31,500 Kg/hr se enfria a 118.27°C

calor intercambiado:  $Q = 360,109.31$  Kcal/hr

La corriente de gasolina completó sus requerimientos energéticos.

Requerimientos adicionales :

Corrientes a calentar.

Crudo de 211.70°C a 330°C

Calor entregado :  $q = 11'695,859$  Kcal/hr

Costo del horno = US\$ 912,328.92

Corrientes a enfriar.

Residual de 66.62 °C a 35.00°C

se enfria con agua de 20 a 50°C

calor intercambiado:  $Q = 1'007,462.00$  Kcal/hr.

Reducido de 118.27 °C a 35.00°C

se enfria con agua de 20 a 50°C

calor intercambiado:  $Q = 1'573,196.50$  Kcal/hr.

Kerosene de 161 °C a 35°C

se enfria con agua de 20 a 50°C

calor intercambiado:  $Q = 2'188,908.00$  Kcal/hr.

Nafta de 138.00 °C a 106.00 °C

se enfria con agua de 20 a 50°C

calor intercambiado:  $Q = 1'673,458.00$  Kcal/hr.

Ago de 224.66 °C a 106.00 °C

se enfria con agua de 20 a 50°C

calor intercambiado:  $Q = 926,580.25$  Kcal/hr.

Gasolina de 48.78 °C a 35.00 °C

se enfria con agua de 20 a 50°C

calor intercambiado :  $Q = 149,631.31$  Kcal/hr.

Diesel de 57.42 °C a 35.00 °C

se enfria con agua de 20 a 50°C

calor intercambiado :  $Q = 96,784.50$  Kcal/hr.

Nafta de 64.28 °C a 35.00 °C

se enfria con agua de 20 a 50°C

calor intercambiado :  $Q = 121,353.08$  Kcal/hr.

|   |                |
|---|----------------|
| Agua de enfriamiento total (Kg/hr)                      | = 264,320.41   |
| Vapor de calentamiento total (Kg/hr)                    | = 0.00         |
| Combustible para hornos (Barr. Residual 6/hr)           | = 8.60         |
| Costo anual del agua (US\$)                             | = 2'262,582.75 |
| Costo anual del vapor (US\$)                            | = 0.00         |
| Costo anual de combustible para hornos (US\$)           | = 804,051.19   |
| Costo anual de enfriamiento a bajas temperaturas (US\$) | = 0.00         |
| Inversión inicial total (US\$)                          | = 1'296,690.00 |
| Valor Actual Neto de costos del arreglo (US\$)          | = 13'450,796   |

### **Arreglo #8:**

Flujo de crudo de 185,000 Kg/hr se calienta a 32.79°C

Flujo de Gasolina de 19,000 Kg/hr se enfria a 38.00°C

calor intercambiado :  $Q = 1'063,960.38$  Kcal/hr

Flujo de crudo de 185,000 Kg/hr se calienta a 40.09°C

Flujo de diesel de 7,700 Kg/hr se enfria a 47.79°C

calor intercambiado:  $Q = 799,658.81$  Kcal/hr

Flujo de crudo de 185,000 Kg/hr se calienta a 42.79°C

Flujo de nafta de 7,700 Kg/hr se enfria a 55.09°C

calor intercambiado:  $Q = 298,044.53$  Kcal/hr

Flujo de crudo de 185,000 Kg/hr se calienta a 121.87°C

Flujo de residual de 59,500 Kg/hr se enfria a 57.79°C

calor intercambiado:  $Q = 8'736,264.00$  Kcal/hr

Flujo de crudo de 185,000 Kg/hr se calienta a 156.59°C

Flujo de reducido de 31,500 Kg/hr se enfria a 136.87°C

calor intercambiado:  $Q = 4'080,300.25$  Kcal/hr

Flujo de crudo de 185,000 Kg/hr se calienta a 205.11°C

Flujo de diesel de 186,000 Kg/hr se enfria a 207.00°C

calor intercambiado:  $Q = 5'852,179.50$  Kcal/hr

Flujo de crudo de 185,000 Kg/hr se calienta a 207.34°C

Flujo de Ago de 8,500 Kg/hr se enfria a 220.11°C

calor intercambiado:  $Q = 277,913.78$  Kcal/hr

Flujo de crudo de 185,000 Kg/hr se calienta a 208.66°C

Flujo de Hvgo de 72,500 Kg/hr se enfria a 222.34°C

calor intercambiado :  $Q = 165,103.58 \text{ Kcal/hr}$

Flujo de gasolina de 24,000 Kg/hr se calienta a 121.87°C

Flujo de reducido de 31,500 Kg/hr se enfria a 115.43°C

calor intercambiado :  $Q = 315,057.84 \text{ Kcal/hr}$

Flujo de gasolina de 24,000 Kg/hr se calienta a 125.00°C

Flujo de kerosene de 32,000 Kg/hr se enfria a 158.41°C

calor intercambiado :  $Q = 45,051.47 \text{ Kcal/hr}$

La corriente de gasolina completó sus requerimientos energéticos.

Requerimientos adicionales :

Corrientes a calentar.

Crudo de 208.66°C a 330°C

Calor entregado :  $q = 12'099,280 \text{ Kcal/hr}$

Costo del horno = US\$ 951,492.11

Corrientes a enfriar.

Residual de 57.79 °C a 35.00°C

se enfria con agua de 20 a 50°C

calor intercambiado :  $Q = 726,051.00 \text{ Kcal/hr.}$

Reducido de 115.43 °C a 35.00°C

se enfria con agua de 20 a 50°C

calor intercambiado:  $Q = 1'515,058.38$  Kcal/hr.

Kerosene de 158.41 °C a 35°C

se enfria con agua de 20 a 50°C

calor intercambiado:  $Q = 2'143,856.50$  Kcal/hr.

Nafta de 138.00 °C a 106.00 °C

se enfria con agua de 20 a 50°C

calor intercambiado:  $Q = 1'673,458.00$  Kcal/hr.

Ago de 220.11 °C a 106.00 °C

se enfria con agua de 20 a 50°C

calor intercambiado:  $Q = 904,349.88$  Kcal/hr.

Hvgo de 222.34 °C a 200.00 °C

se enfria con agua de 20 a 50°C

calor intercambiado:  $Q = 1'006,999.94$  Kcal/hr.

Diesel de 47.79 °C a 35.00 °C

se enfria con agua de 20 a 50°C

calor intercambiado:  $Q = 55,210.31$  Kcal/hr.

Nafta de 55.09 °C a 35.00 °C

se enfria con agua de 20 a 50°C

calor intercambiado :  $Q = 83,241.03 \text{ Kcal/hr.}$

|   |                |
|---|----------------|
| Agua de enfriamiento total (Kg/hr)                      | = 281,091.44   |
| Vapor de calentamiento total (Kg/hr)                    | = 0.00         |
| Combustible para hornos (Barr Residual 6/hr)            | = 8.90         |
| Costo anual del agua (US\$)                             | = 2'406,142.75 |
| Costo anual del vapor (US\$)                            | = 0.00         |
| Costo anual de combustible para hornos (US\$)           | = 831,785.00   |
| Costo anual de enfriamiento a bajas temperaturas (US\$) | = 0.00         |
| Inversión inicial total (US\$)                          | = 1'338,719.00 |
| Valor Actual Neto de costos del arreglo (US\$)          | = 14'014,009   |

### Arreglo #9:

Flujo de crudo de 185,000 Kg/hr se calienta a 30.74°C

Flujo de diesel de 7,700 Kg/hr se enfria a 38.00°C

calor intercambiado :  $Q = 841,916.56 \text{ Kcal/hr}$

Flujo de crudo de 185,000 Kg/hr se calienta a 33.82°C

Flujo de nafta de 7,700 Kg/hr se enfria a 45.74°C

calor intercambiado :  $Q = 336,754.28 \text{ Kcal/hr}$

Flujo de crudo de 185,000 Kg/hr se calienta a 116.09°C

Flujo de residual de 59,500 Kg/hr se enfria a 48.82°C

calor intercambiado :  $Q = 9'021,912.00 \text{ Kcal/hr}$



Flujo de crudo de 185,000 Kg/hr se calienta a 151.85°C

Flujo de reducido de 31,500 Kg/hr se enfria a 131.09°C

calor intercambiado:  $Q = 4'184,229.00$  Kcal/hr

Flujo de crudo de 185,000 Kg/hr se calienta a 200.54°C

Flujo de diesel de 186,000 Kg/hr se enfria a 207.00°C

calor intercambiado:  $Q = 5'852,179.50$  Kcal/hr

Flujo de crudo de 185,000 Kg/hr se calienta a 202.95°C

Flujo de Ago de 8,500 Kg/hr se enfria a 215.54°C

calor intercambiado:  $Q = 300,254.78$  Kcal/hr

Flujo de crudo de 185,000 Kg/hr se calienta a 205.86°C

Flujo de Hvgo de 72,500 Kg/hr se enfria a 217.95°C

calor intercambiado:  $Q = 362,844.31$  Kcal/hr

Flujo de gasolina de 24,000 Kg/hr se calienta a 116.09°C

Flujo de reducido de 31,500 Kg/hr se enfria a 115.24°C

calor intercambiado:  $Q = 231,726.73$  Kcal/hr

Flujo de gasolina de 24,000 Kg/hr se calienta a 125.00°C

Flujo de kerosene de 32,000 Kg/hr se enfria a 153.61°C

calor intercambiado:  $Q = 128,382.58$  Kcal/hr

La corriente de gasolina completó sus requerimientos energéticos.

Requerimientos adicionales :

Corrientes a calentar.

Crudo de 205.86°C a 330°C

Calor entregado :  $q = 12'472,613 \text{ Kcal/hr}$

Costo del horno = US\$ 988,227.42

Corrientes a enfriar.

Residual de 48.82 °C a 35.00°C

se enfria con agua de 20 a 50°C

calor intercambiado :  $Q = 440,403.00 \text{ Kcal/hr.}$

Reducido de 115.24 °C a 35.00°C

se enfria con agua de 20 a 50°C

calor intercambiado :  $Q = 1'494,460.75 \text{ Kcal/hr.}$

Kerosene de 153.61 °C a 35°C

se enfria con agua de 20 a 50°C

calor intercambiado :  $Q = 2'060,525.38 \text{ Kcal/hr.}$

Nafta de 138.00 °C a 106.00 °C

se enfria con agua de 20 a 50°C

calor intercambiado :  $Q = 1'673,458.00 \text{ Kcal/hr.}$

Ago de 215.54 °C a 35.00 °C

se enfria con agua de 20 a 50°C

calor intercambiado:  $Q = 882,008.88$  Kcal/hr.

Hvgo de 217.95 °C a 200.00 °C

se enfria con agua de 20 a 50°C

calor intercambiado:  $Q = 809,259.19$  Kcal/hr.

Gasolina de 136.00 °C a 35.00 °C

se enfria con agua de 20 a 50°C

calor intercambiado:  $Q = 1'096,530.50$  Kcal/hr.

Nafta de 45.74 °C a 35.00 °C

se enfria con agua de 20 a 50°C

calor intercambiado:  $Q = 44,531.28$  Kcal/hr.

|   |                |
|---|----------------|
| Agua de enfriamiento total (Kg/hr)                      | = 302,482.53   |
| Vapor de calentamiento total (Kg/hr)                    | = 0.00         |
| Combustible para hornos (Barr Residual 6/hr)            | = 9.18         |
| Costo anual del agua (US\$)                             | = 2'589,250.50 |
| Costo anual del vapor (US\$)                            | = 0.00         |
| Costo anual de combustible para hornos (US\$)           | = 857,450.31   |
| Costo anual de enfriamiento a bajas temperaturas (US\$) | = 0.00         |
| Costo anual de fluidos auxiliares (US\$)                | = 1'384,076.00 |
| Valor Actual Neto de costos del arreglo (US\$)          | = 14'728,342   |

**Aireglo #10:**

Flujo de crudo de 185,000 Kg/hr se calienta a 26.39°C

Flujo de nafta de 7,700 Kg/hr se enfria a 38.00°C

calor intercambiado :  $Q = 368,852.34$  Kcal/hr

Flujo de crudo de 185,000 Kg/hr se calienta a 111.33°C

Flujo de residual de 59,500 Kg/hr se enfria a 41.39°C

calor intercambiado :  $Q = 9'258,632.00$  Kcal/hr

Flujo de crudo de 185,000 Kg/hr se calienta a 147.95°C

Flujo de reducido de 31,500 Kg/hr se enfria a 126.33°C

calor intercambiado :  $Q = 4'269,722.00$  Kcal/hr

Flujo de crudo de 185,000 Kg/hr se calienta a 196.79°C

Flujo de diesel de 186,000 Kg/hr se enfria a 207.00°C

calor intercambiado :  $Q = 5'852,179.50$  Kcal/hr

Flujo de crudo de 185,000 Kg/hr se calienta a 199.35°C

Flujo de Ago de 8,500 Kg/hr se enfria a 211.79°C

calor intercambiado :  $Q = 318,596.00$  Kcal/hr

Flujo de crudo de 185,000 Kg/hr se calienta a 203.57°C

Flujo de Hvgo de 72,500 Kg/hr se enfria a 214.35°C

calor intercambiado :  $Q = 525,141.31$  Kcal/hr

Flujo de crudo de 185,000 Kg/hr se calienta a 204.07°C

Flujo de diesel de 7,700 Kg/hr se enfria a 218.57°C

calor intercambiado :  $Q = 62,294.81$  Kcal/hr

Flujo de gasolina de 24,000 Kg/hr se calienta a 111.33°C

Flujo de reducido de 31,500 Kg/hr se enfria a 115.12°C

calor intercambiado :  $Q = 163,177.61$  Kcal/hr

Flujo de gasolina de 24,000 Kg/hr se calienta a 125.00°C

Flujo de kerosene de 32,000 Kg/hr se enfria a 149.66°C

calor intercambiado :  $Q = 196,931.70$  Kcal/hr

La corriente de gasolina completó sus requerimientos energéticos.

Requerimientos adicionales :

Corrientes a calentar.

Crudo de 204.07°C a 330°C

Calor entregado :  $q = 12'717,286$  Kcal/hr

Costo del horno = US\$ 1'012,559.80

Corrientes a enfriar.

Reducido de 115.12 °C a 35.00°C

se enfria con agua de 20 a 50°C

calor intercambiado:  $Q = 1'477,516.88$  Kcal/hr.

Kerosene de 149.66 °C a 35°C

se enfria con agua de 20 a 50°C

calor intercambiado:  $Q = 1'991,976.25$  Kcal/hr.

Nafta de 138.00 °C a 106.00 °C

se enfria con agua de 20 a 50°C

calor intercambiado:  $Q = 1'673,458.00$  Kcal/hr.

Ago de 211.79 °C a 35.00 °C

se enfria con agua de 20 a 50°C

calor intercambiado:  $Q = 863,667.62$  Kcal/hr.

Hvgo de 214.35 °C a 200.00 °C

se enfria con agua de 20 a 50°C

calor intercambiado:  $Q = 646,962.19$  Kcal/hr.

Gasolina de 136.00 °C a 35.00 °C

se enfria con agua de 20 a 50°C

calor intercambiado:  $Q = 1'096,530.50$  Kcal/hr.

Diesel de 218.57 °C a 35.00 °C

se enfria con agua de 20 a 50°C

calor intercambiado:  $Q = 792,574.31$  Kcal/hr.

|   |                |
|---|----------------|
| Agua de enfriamiento total (Kg/hr)                      | = 284,045.41   |
| Vapor de calentamiento total (Kg/hr)                    | = 0.00         |
| Combustible para hornos (Barr. Residual 6/hr)           | = 9.36         |
| Costo anual del agua (US\$)                             | = 2'431,428.75 |
| Costo anual del vapor (US\$)                            | = 0.00         |
| Costo anual de calentamiento en hornos (US\$)           | = 874,270.80   |
| Costo anual de enfriamiento a bajas temperaturas (US\$) | = 0.00         |
| Costo anual de fluidos auxiliares (US\$)                | = 1'411,874.00 |
| Valor Actual Neto de costos del arreglo (US\$)          | = 14'174,614   |

## RESUMEN DE LOS ARREGLOS

|    | TEMP.<br>CRD°C | VAN<br>(US\$) | AGUA<br>US\$/AÑO | ST.<br>US\$/AÑO | INVERSION<br>US\$ |
|----|----------------|---------------|------------------|-----------------|-------------------|
| #1 | 203.1          | 14'452,167    | 2'504,293        | 883,584         | 1'429,611         |
| #2 | 193.5          | 15'168,188    | 2'808,773        | 954,261         | 1'575,673         |
| #3 | 200.9          | 13'866,235    | 2'554,045        | 889,030         | 1'465,977         |
| #4 | 228.6          | 10'338,197    | 1'563,544        | 653,370         | 1'032,468         |
| #5 | 220.5          | 11'816,037    | 1'891,602        | 725,122         | 1'154,486         |
| #6 | 214.2          | 12'859,763    | 2'119,758        | 780,977         | 1'250,980         |
| #7 | 211.7          | 13'450,796    | 2'262,583        | 804,051         | 1'296,690         |
| #8 | 208.7          | 14'014,009    | 2'406,143        | 831,785         | 1'338,719         |
| #9 | 205.8          | 14'728,342    | 2'580,250        | 857,450         | 1'384,076         |
| 10 | 204.1          | 14'174,614    | 2'431,429        | 874,271         | 1'411,874         |

En el cuadro mostrado, se resumen los datos más importantes de los diez arreglos posibles para el ejemplo analizado.

En los diagramas mostrados más adelante, se observa primero la

disposición de intercambiadores del arreglo óptimo, y luego el arreglo en operación actual en la refinería. Uno de los objetivos más importantes de los sistemas de recuperación de energía en una refinería es que el flujo de carga alcance la mayor temperatura posible, pues los principales costos operativos de la planta se dan en el consumo de combustible en los hornos de calentamiento. Vemos pues que, en este sentido, el arreglo propuesto mejora en casi 20°C al arreglo actual. Evidentemente esta energía proviene de las propias corrientes calientes del sistema, por lo que las temperaturas finales de estas, en el arreglo propuesto, serán menores que en el sistema actual y, por lo tanto, se reducirá también el consumo del agua de enfriamiento. Adicionalmente, se ve que el número de intercambiadores del arreglo propuesto es considerablemente menor que el actual. Todo esto nos lleva a pensar que el arreglo propuesto es económicamente superior al sistema en operación actual; sin embargo esta no es una afirmación concluyente pues para ello se requiere evaluar económicamente el sistema actual, bajo los mismos parámetros de diseño que los usados en la optimización. Esto no pudo hacerse debido a la falta de datos de las temperaturas intermedias entre uno y otro intercambiador. No obstante, las herramientas de juicio son bastante favorables hacia el arreglo logrado con la metodología propuesta.

Podemos cuantificar las mejoras obtenidas con el arreglo propuesto, calculando el costo del combustible que se ahorra en los hornos de calentamiento debido a la mayor temperatura de la



carga de crudo que se obtiene en dicho arreglo. Así, tenemos :

$$\text{Energía ahorrada} = (\text{flujo crudo}) \times (C_p) \times (T_{\text{óptimo}} - T_{\text{actual}})$$

$$E = 185,000 * (0.5875993) * (228.56 - 207)$$

$$E = 2'343,698.50 \text{ Kcal/hr}$$

Según las relaciones usadas para el consumo de combustible en hornos con un 75% de eficiencia, trabajando 8,000 horas al año, tenemos :

$$\text{US\$} = (8.59333 * 10^{-6} / 0.75) * (8000) * (E)$$

$$\text{US\$} = 214,828.52$$

Ete es el ahorro de combustible, al que se le debe adicionar el ahorro por el agua de enfriamiento que se deja de consumir al tener productos a menores temperaturas. Si consideramos que toda la energía ganada por el crudo proviene de las corrientes de productos, esta misma energía será la correspondiente al ahorro de agua. Considerando un cambio de temperatura de 30° para el agua, según como se uso en el programa, el agua ahorrada sera aproximadamente 78,123 Kg/hr; lo cual representa un ahorro de 668,700 US\$/año. Es decir, que el ahorro total en fluidos auxiliares será de casi 885,000 US\$/año.

Es necesario aclarar que el calor total con que se ha manipulado el flujo de crudo difiere del valor real debido a que aquí no se ha considerado el cambio de fase parcial que sufre dicha corriente. Dado que dicho cambio se da recién en el horno, al hacer esta simplificación no se ve afectada la determinación del arreglo óptimo, tan solo el dimensionamiento del horno, cuyo costo será unas tres veces mayor que el considerado. Así, para el

arreglo óptimo tendremos :

Calor total en el horno =

$$9'504,024 \text{ Kcal/hr} + 185,000(\text{Kg/hr}) * 55.5 = 19'772,746 \text{ Kcal/hr}$$

Esto representa un costo del horno de US\$ 1'801,777.

y un costo de combustible de 1'812,415 US\$/año.

En la siguiente tabla se resumen las condiciones térmicas del arreglo óptimo.

| ARREGLO OPTIMO    |                  |                  |                  |                  |
|-------------------|------------------|------------------|------------------|------------------|
|                   | CRUDO            |                  | GASOLINA         |                  |
|                   | t1 °C<br>t2 °C   | T1 °C<br>T2 °C   | t1 °C<br>t2 °C   | T1 °C<br>T2 °C   |
| RESIDUAL          | 332.00<br>102.44 | 87.44<br>151.34  |                  |                  |
| REDUCIDO          | 364.00<br>166.34 | 151.34<br>180.90 | 166.34<br>142.54 | 100.00<br>125.00 |
| DIESEL<br>reflujo | 255.00<br>207.00 | 180.90<br>228.56 |                  |                  |
| KEROSENE          | 161.00<br>38.00  | 23.00<br>42.66   |                  |                  |
| NAFTA<br>reflujo  | 138.00<br>106.00 | 42.66<br>57.81   |                  |                  |
| AGO               | 277.00<br>72.81  | 57.81<br>66.73   |                  |                  |
| HVGO              | 226.00<br>200.00 | 66.73<br>77.14   |                  |                  |
| GASOLINA          | 136.00<br>92.14  | 77.14<br>81.33   |                  |                  |
| DIESEL            | 233.00<br>96.33  | 81.33<br>86.51   |                  |                  |
| NAFTA             | 127.00<br>101.51 | 86.51<br>87.44   |                  |                  |

## 10. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

El programa presentado nos permite establecer el arreglo óptimo desde el punto de vista de la rentabilidad del proyecto de instalación de un SIC, tomando en cuenta tanto la inversión inicial como los costos operativos.

En un principio, podría parecer innecesaria la opción energética, pues siempre se busca analizar económicamente un sistema. Sin embargo, los criterios de optimización dependen de muchos factores, siendo uno muy importante la disponibilidad de los fluidos adecuados de enfriamiento y calentamiento. De esta forma, aunque en algunos casos resulte en un mayor costo total, habrá ocasiones en las que el objetivo principal sea minimizar el consumo de fluidos auxiliares, aún a costa de una inversión mayor en intercambiadores.

Definitivamente, la mayor utilidad de este programa radica en la posibilidad de establecer una disposición de equipos apropiada, basándonos en un análisis económico, durante el diseño de una planta. Esto no implica que no deban considerarse otros criterios al momento de distribuir los equipos, como los de seguridad industrial, manejo de materiales, disponibilidad de espacio u otros; sin embargo estos criterios pueden aplicarse a disposiciones básicas establecidas mediante el análisis económico del sistema de

tratamiento térmico.

Al evaluar el programa surge la incógnita de saber con certeza si el arreglo presentado es en realidad el óptimo, o pueden haber otros arreglos de menor costo. Podemos asegurar que el programa determina el arreglo óptimo entre las combinaciones que analiza, pero definitivamente no son estas todas las combinaciones posibles que se pueden hacer entre un grupo dado de corrientes.

Entre otras formas de estructurar los arreglos de intercambiadores, está aquel en el que las corrientes a calentar prueban la posibilidad de intercambio con las corrientes a enfriar que requieren ceder menor cantidad de calor, para terminar el análisis con aquellas que deben ceder un flujo calórico mayor. Al probar esta opción, se vio que inicialmente se incluían demasiados intercambiadores para cubrir pequeñas cargas energéticas, lo cual elevaba el costo de los arreglos en forma considerable.

Se probó también otra lógica de evaluación de los arreglos, en la cual las corrientes eran ordenadas en función de su temperatura, de modo tal que las corrientes frías se encontraban primero con las corrientes que debían ceder calor a temperaturas más bajas. Este método pareció ser el más lógico, y el que en forma intuitiva se emplea al diseñar un sistema de intercambiadores de calor. Sin embargo, en los ejemplos analizados se observó que era más económico que las corrientes de baja temperatura fueran enfriadas con agua. El método propuesto resultó en arreglos de menor costo que los dos

mencionados anteriormente. Tal vez la razón por la que se alcancen los diseños más económicos cuando las corrientes se ordenan en función de su carga calórica sea el que la mayor cantidad de calor se transfiera inicialmente, reduciéndose el número de intercambiadores en forma considerable. Podríamos resumir estas ideas diciendo que el objetivo de la lógica de búsqueda del arreglo empleada es aprovechar al máximo los potenciales calóricos siempre que las temperaturas lo permitan, diferenciándose de los métodos tradicionales, en los que se busca aprovechar las diferencias de temperatura sin importar la magnitud de los flujos calóricos.

Quedó por analizar una opción de diseño adicional, en la cual las corrientes se combinan en forma aleatoria hasta cubrir sus requerimientos energéticos. Sin duda, con esta opción se llegaría a evaluar todas las posibilidades de intercambio, pero es fácil imaginar que el tiempo de cómputo empleado para analizar cada arreglo sería considerablemente mayor, y el número de arreglos crecería en forma exponencial de acuerdo al número de corrientes analizadas, limitando en forma apreciable la aplicabilidad del método.

Un aporte importante de este trabajo resulta el poder considerar, en la optimización del sistema, todas las limitaciones de tipo mecánico y práctico del diseño de intercambiadores que el diseñador crea conveniente. Esto es un gran avance en relación a los métodos tradicionales de análisis termodinámico de sistemas,

pues se pueden tener en cuenta ciertos aspectos cuya influencia puede ser importante y que solo se aprecian al diseñar los equipos.

Es necesario, para alcanzar un máximo provecho del método, que las limitaciones impuestas sean lo suficientemente flexibles como para aplicarlas a todos los intercambiadores del sistema.

La opción de simulación de intercambiadores tiene como virtud principal el poder evaluar rápidamente la influencia de una variable sobre las dimensiones del intercambiador, su costo o la caída de presión de los fluidos; sin embargo hay que manejar cuidadosamente las limitaciones que presenta en relación a no poder trabajar libremente con cualquier juego de variables, pues no está diseñado para manejar cálculos iterativos.

11.-

BIBLIOGRAFIA

- Butterworth, David. *Use of computer programs in heat exchanger design*. Chemical Engineering, Julio 5 1976. Mc Graw Hill Publications Co., New York, N.Y.

- Cavazeno, Vincent. *Process heat exchange*. Chemical Engineering, 1979. Mc Graw Hill Publications Co., New York, N.Y.

Kern, Donald *Procesos de transferencia de calor*. Primera edición 1965, decimonovena impresión 1986. Compañía Editorial Continental, S.A., Mexico.

- Kumana, Jimmy D. *Cost update on specialty heat exchangers*. Chemical Engineering, Junio 25 1984. Mc Graw Hill Publications Co., New York, N.Y.

- Lord R. C., Minton P. E., Slusser R. P. *Design of heat exchangers*. Chemical Engineering, Junio 26 1970. Mc Graw Hill Publications Co., New York, N.Y.

- Madsen, Niels. *Design of heat exchangers for liquids in laminar flow*. Chemical Engineering, Agosto 19 1974. Mc Graw Hill Publications Co., New York, N.Y.

- Shiroko K., Umeda T. *A practical approach to the optimal design of heat exchange systems*. Process Economics International, Vol III, 1983.

- *Standards of Tubular Exchanger Manufacturers Association*. Sixth Edition, 1972.
- Steinmeyer, Dan. *Optimum  $\Delta P$  and  $\Delta T$  in heat exchangers*. Hydrocarbon Processing, Abril 1992. Gulf Publishing Co., Houston, TX.
- Tammani, Ben. *Weighted mean-temperature difference for exchangers with phase changes*. Chemical Engineer, Enero 6 1986.
- Umeda T., Harada T., Shiroko K. *A thermodynamic approach to the synthesis of heat integration systems in chemical processes*. Computers and Chemical Engineering, Vol. 3, No 1-4, 1981.
- Umeda T., Itoh J., Shiroko K. *Heat exchange system synthesis*. Chemical Engineering Processing, Julio 1978.
- Umeda T., Kuriyama T., Kobayashi S., Ichikawa A. *Interactive solution to multiple criteria problems in chemical process design*. Computers and Chemical Engineering, Vol. 4, 1980. Pergamon Press Ltd. Gran Bretaña.
- Whales, Ronald. *Mean temperature difference in heat exchangers*. Chemical Engineering, Febrero 23 1981. Mc Graw Hill Publications Co., New York, N.Y.
- Yaws, C. L. *Calculate liquid heat capacity*. Hydrocarbon Processing, Diciembre 1991. Gulf Publishing Co., Houston, TX.