

89  
2ej



# Universidad Nacional Autónoma de México

FACULTAD DE QUIMICA



SINTESIS DE SISTEMAS DE EXAMENES PROFESIONALES  
FACULTAD DE QUIMICA

INTERCAMBIADORES DE CALOR

TESIS MANCOMUNADA

Que para obtener el Título de

INGENIERO QUIMICO

P r e s e n t a n

JUAN JOSE DE PABLO LASTRA

PATRICK MARC BOUILLOUD JAIME

1985



Universidad Nacional  
Autónoma de México



## **UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso**

### **DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL**

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

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

## INDICE:

	Página
I. <u>INTRODUCCION</u>	1 - 2
II. <u>ANALISIS DE METODOS EXISTENTES</u>	
1. <u>Problema General</u>	
1.1. Especificación del problema	4 - 5
1.2. Representación del problema	
1.2.1. Diagrama temperatura-entalpia	5 - 6
1.2.2. Representación de Pho-Lapidus	6
1.2.3. Diagrama de contenido de calor	7
1.2.4. Diagrama de "Grid" o reja	8
2. <u>Algoritmos de Síntesis</u>	
2.1. Análisis Preliminar	
2.1.1. Cantidad mínima necesaria de servicios auxiliares	9 - 10
2.1.2. Area mínima de transferencia de calor requerida	10 - 12
2.1.3. Número mínimo de intercambiadores de calor	13
2.2. Algoritmos para decidir como conectar las corrientes	
2.2.1. Secuenciales	14 - 16
2.2.2. Simultáneos	16 - 18

3. <u>Método de diseño del "Pinch"</u>	
3.1. Aspectos generales del Pinch	
3.1.1. Localización del Pinch	19
3.1.2. Comprensión del Pinch	19 - 22
3.1.3. Concepto de colocación adecuada	22 - 26
3.1.4. Problemas con un umbral de temperatura	26 - 28
3.1.5. Pinch de servicios auxiliares	29 - 30
3.2. Manejo y aplicaciones prácticas del Pinch	
3.2.1. Implicaciones del Pinch en el Número de equipos	30 - 32
3.2.2. Influencia del Pinch sobre el número de corrientes	32
3.2.2.1. Número de corrientes en la parte fría del sistema	32 - 34
3.2.2.2. Número de corrientes en la parte caliente del sistema	33 - 34
3.2.2.3. División de corrientes	34 - 35
3.2.2.4. Integración de servicios auxiliares	35 - 36

### III. APLICACION PRACTICA

1. Arreglo Actual de los sistemas de intercambiadores de calor en plantas de destilacion atmosférica y localización del Pinch del proceso
  - 1.1. Localización del Pinch del sistema 46 - 49
  - 1.2. Arreglo actual 49 - 52
2. Nuevos arreglos
  - 2.1. Parte caliente del sistema 52 - 69
  - 2.2. Parte fría del sistema 69 - 87
  - 2.3. Subdivisión de corrientes 87 - 93
3. Integración del vapor requerido por el proceso y del requerimiento total de potencia al sistema general de intercambio de calor
  - 3.1. Vapor de proceso 93 - 95
  - 3.2. Vapor para energía 95 - 109
4. Evaluación económica de los arreglos generados
  - 4.1. Base de costos 110 - 112
  - 4.2. Costo del arreglo actual 113 - 115
  - 4.3. Costo de los nuevos arreglos 116 - 124
  - 4.4. Aspectos económicos de la instalación de una turbinas de gas

5. <u>Selección del arreglo óptimo</u>	
5.1. Mejor arreglo en la parte caliente	126
5.2. Mejor arreglo en la parte fría	126 - 127
5.3. Utilización de turbinas de gas	128 - 130
IV. <u>CONCLUSIONES Y RESULTADOS</u>	132 - 133
<u>APENDICE A</u>	
Guía para la utilización del programa P.L.P.	134 - 159
<u>APENDICE B</u>	
Método convencional de síntesis de redes	160 - 164
V. <u>BIBLIOGRAFIA</u>	165 - 170

## I) INTRODUCCION

## INTRODUCCION

Hoy en día, el ahorro de energía se ha convertido en una de las principales áreas de estudios de la ingeniería de procesos. La optimización de plantas industriales tiene como principal objetivo el recuperar toda la energía posible para minimizar costos. El resultado, son productos más baratos y por consiguiente más competitivos.

Este enfoque resulta evidente cuando se observa el continuo incremento en el precio y demanda de energéticos.

Por lo general, se han ido haciendo modificaciones paulatinas, a procesos existentes, que han conducido cada una a ahorros localizados en determinadas partes de los mismos. Un ejemplo sería la instalación de sistemas de precalentamiento de aire en calentadores a fuego directo, ocasionando así una disminución en la cantidad de combustible consumido en este tipo de equipos. En ocasiones, estas instalaciones han dado lugar a ahorros hasta de un 10% de combustible.

En esta forma, a través de los últimos años, se han logrado importantes optimizaciones de equipos aislados, y cada una de estas a contribuido al ahorro global de energía.

Una vez logrado lo anterior, el punto de interés se vuelve el proceso en general y lo que se busca entonces es una mayor integración del mismo. De hecho, no se detiene la investigación en procesos individuales y se llega inclusive a la integración de diferentes plantas entre sí.

No puede hablarse de la integración de un proceso sin hacer referencia al sistema de intercambiadores de calor. Es precisamente ahí donde se recupera el calor disponible, calor que en lugar de deshecharse se aprovecha para calentar las corrientes que así lo requieran.



Las corrientes de proceso se convierten en portadores de calor. Puede inclusive hacerse una analogía entre los cables de electricidad que conectan a diferentes máquinas unas con otras y las corrientes que conectan a diferentes equipos, ya que en ambos casos se está hablando de un transporte de energía. La interrogante se vuelve entonces ¿Cómo conectar estas corrientes para aprovechar al máximo la energía disponible?

Esta respuesta es precisamente lo que se ha venido buscando por décadas, y solamente hasta ahora empieza a esclarecerse; ahora que se dispone de máquinas capaces de enumerar todas las maneras posibles de conectar corrientes, y aún así, en ocasiones carecen de capacidad.

En otras palabras, tuvo que ser inventada y perfeccionada la computadora para llegar a sistemas de intercambio de calor convenientes, y esto con costos y tiempos de cómputo considerables.

Sin embargo, recientes descubrimientos muestran que existen mejores maneras de llevar a cabo esta integración de la que se habla. Nuevos métodos de diseño conducen a redes de intercambiadores de calor novedosas y verdaderamente óptimas sin grandes esfuerzos y rápidamente. Por otra parte, estos métodos conducen también a una mayor comprensión de lo que realmente sucede en un proceso. Concretamente, el descubrimiento del "PINCH" es el responsable de todas estas innovaciones, y a través de este trabajo se tratará de mostrar por qué.

## II) ANALISIS DE METODOS EXISTENTES

## ANALISIS DE METODOS EXISTENTES

### 1. PROBLEMA GENERAL

#### 1.1.- Especificación del problema.

El planteamiento del problema general de redes de intercambiadores de calor es el siguiente: se tiene una serie de corrientes que se deben enfriar o calentar, y para cada una de ellas se especifica la temperatura de entrada y salida, la capacidad calorífica, y el flujo (generalmente se desprecia el efecto de la temperatura sobre el calor específico, aunque fácilmente pueden modificarse los algoritmos existentes para superar esta disposición).

También se conoce la disponibilidad de servicios auxiliares, como el vapor y el agua de enfriamiento.

Finalmente, también se especifican coeficientes de transferencia de calor, se aclara que los cambiadores son a contracorriente y se dispone de alguna correlación que permita calcular el costo del cambiador en función del área, así como otra que permita evaluar el costo de servicios auxiliares.

Para un problema de este tipo, por pequeño que sea, - existe un número muy grande de posibles configuraciones, y el

objetivo es precisamente llegar a la que tenga el menor costo anual.

## 1.2. Representación del Problema.

### 1.2.1. Diagrama de temperatura vs. entalpia.

Este problema puede representarse de diferentes maneras; probablemente la más antigua sea un diagrama de temperatura vs. entalpia, como el que aparece en la FIG. 1.

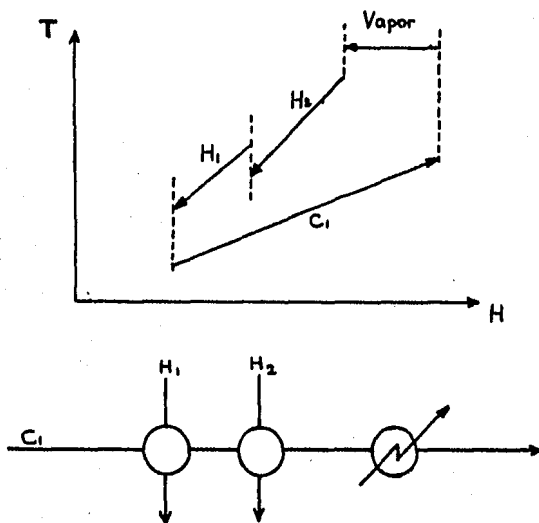


FIG. 1

Se tienen corrientes calientes,  $H_1$ , que tienen que ser enfriadas, y se tienen corrientes frías,  $C_1$ , que deben ser calentadas. En este tipo de diagrama, las corrientes por calentar son colocadas debajo de las corrientes por enfriar. La distancia

vertical que separa a ambas líneas corresponde a la diferencia de temperatura que se tiene en cada punto del intercambio de calor.

### 1.2.2. Representación de Pho y Lapidus.

Otra representación -mucho más reciente- es la sugerida por Pho y Lapidus. Esta consiste en una matriz, y las configuraciones quedan limitadas a aquellas que puedan ser representadas como una secuencia ordenada de arreglos entre corrientes, con solamente una "conexión" permitida entre cualquier par de corrientes. Un pequeño ejemplo de este tipo de representación se muestra en la FIG. 2.

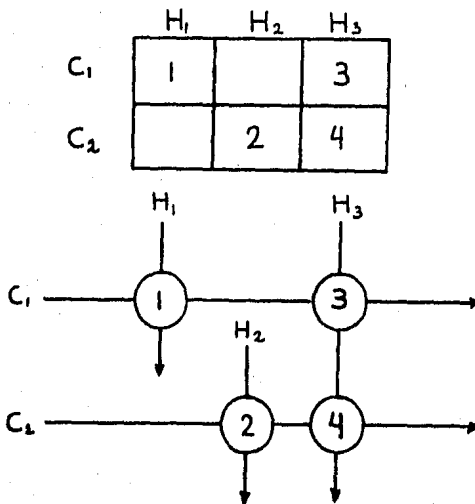


FIG. 2

### 1.2.3. Diagrama de contenido de calor.

Un tercer tipo de representación es el diagrama de contenido de calor desarrollado por Nishida, Kobayashi e Ichikawa. Cada corriente es representada por un área, donde la escala vertical es la temperatura y la escala horizontal es el producto de la capacidad calorífica por el flujo. El área es por lo tanto:

$$Q = \int_{T_1}^{T_2} F \cdot C_p \cdot dT$$

y representa el calor que se tiene que añadir o eliminar de cada corriente. Una conexión entre dos corrientes se representa asignando áreas iguales a la corriente fría y a la corriente caliente. El área sombreada en la corriente  $C_1$  representa el calentamiento extra que es necesario suministrar con servicios auxiliares, y un ejemplo de este tipo de diagramas aparece en la FIG. 3.

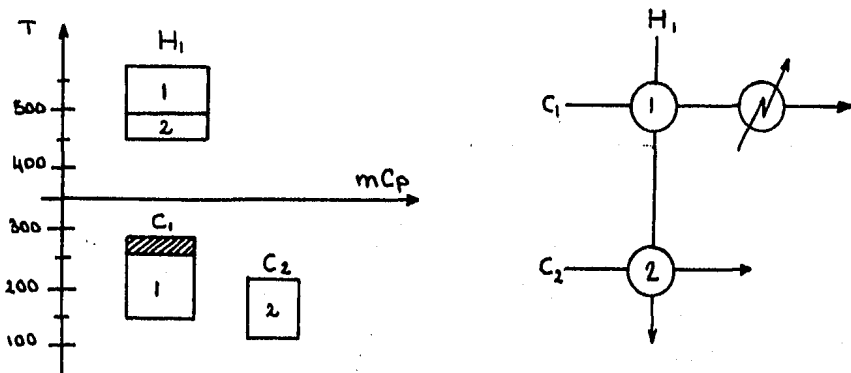


FIG. 3

#### 1.2.4. Diagrama de "Grid" o reja.

La representación más conveniente e ilustrativa es la sugerida por Linhoff, esta ilustra directamente la estructura del sistema de intercambio de calor. En este tipo de diagrama se establece la conexión entre dos corrientes por medio de una línea vertical terminada en sus extremos (sobre cada una de las dos corrientes involucradas en el intercambio) por un círculo.

Esta representación es la que se usa para el desarrollo de este trabajo y su constitución es estudiada con detalle más adelante.

## 2.- ALGORITMOS DE SINTESIS

### 2.1. Análisis Preliminar

Por medio de este análisis se trata de establecer cuales son los objetivos "ideales" al diseñar un sistema. Estos objetivos son:

- Cantidad mínima de servicios auxiliares necesarios
- Area mínima requerida
- Número mínimo de unidades de transferencia de calor necesarias.

#### 2.1.1. Cantidad mínima necesaria de servicios auxiliares.

La esencia del método para establecer esta condición consiste en reunir a todas las corrientes frías en una corriente fría compuesta y hacer lo mismo con las corrientes calientes. Al graficar las corrientes compuestas en un diagrama temperatura-entalpia, es posible desplazar horizontalmente a la corriente fría (por debajo de la caliente) hasta alcanzar una diferencia de temperaturas entre ambas, correspondiente a la  $\Delta T$  mínima permisible en cualquier punto del sistema. Las partes no "conectables" de cada una de las corrientes representan el calor y el enfriamiento mínimos requeridos. En la figura 4a se muestra la construcción de la corriente caliente compueg



ta y en la figura 4b están representadas las corrientes fría y caliente en el diagrama temperatura-entalpía.

### 2.1.2. Area mínima de transferencia de calor requerida.

La condición de "area mínima" de transferencia de calor puede describirse rápidamente usando las corrientes compuestas. Suponiendo que se suministren los servicios auxiliares necesarios y suponiendo también que los coeficientes de transferencia de calor se mantienen iguales a lo largo del intercambio, el área mínima corresponde a la de un intercambiador gigante que se calcula para las dos corrientes compuestas. El cálculo del área es por consiguiente

$$A = \frac{1}{U} \int_1^2 \frac{dQ}{\Delta T}$$

donde: A = área de transferencia de calor

U = coeficiente global de transferencia de calor

Q = calor total transferido

$\Delta T$  = diferencia de temperaturas entre las corrientes  
en el punto donde se transfiere la cantidad dQ

La ecuación anterior tiene el gran inconveniente de suponer coeficientes de transferencia de calor constantes; en algunos casos esta suposición se aleja demasiado de la realidad

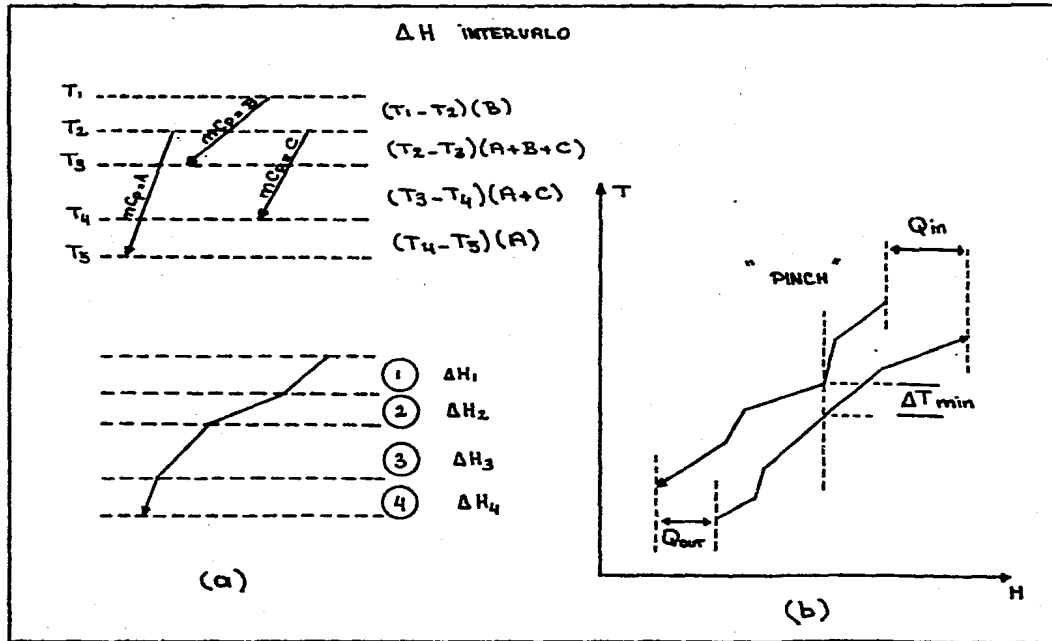


FIG. 4

y puede incurrirse en serios errores. Sin embargo, Linhoff ha superado en trabajos recientes esta dificultad, y sugiere la siguiente ecuación para el cálculo de "área mínima":

$$A = \sum_j \frac{1}{\Delta T_{LMj}} \left( \sum_K \frac{q_K}{h_K} \right)_j$$

donde  $q_K$  son las cargas de calor individuales (caliente y fría) que existen en la sección  $j$ , y  $h_K$  son sus coeficientes (de película e incrustación) individuales respectivos. La suposición de que  $h_K$  es independiente del manejo por tubos o por coraza queda implícita ( $h_{K1} = h_{K0}$ ). La figura 5 ayuda a comprender esta ecuación:

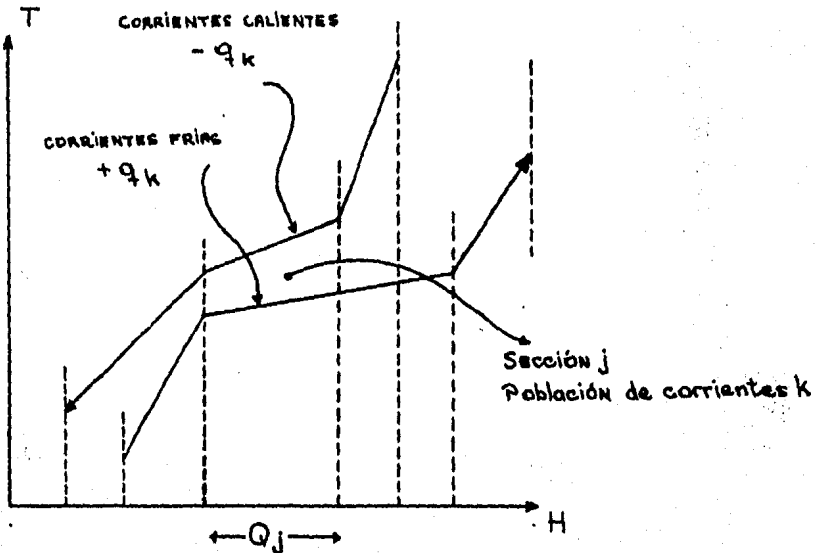


FIG. 5

### 2.1.3. Número mínimo de intercambiadores de calor.

El número mínimo de intercambiadores de calor en un sistema es generalmente uno menos que el número de corrientes involucradas en el sistema (incluyendo las corrientes de servicios). Veamos porqué:

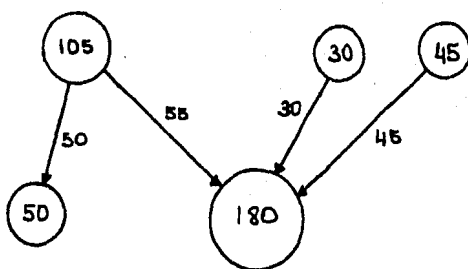


FIG. 6

Si se quiere llegar al intercambio de calor entre todas las corrientes, cada conexión propuesta entre dos corrientes -de manera ordenada- debe de agotar completamente el calor de una de las dos. En la figura anterior se observa como con la primera conexión se eliminan completamente las 50 unidades de calor requeridas por la corriente fría. Con la segunda conexión, se elimina la corriente caliente al transferir las 55 unidades de calor restantes, y así sucesivamente. Por lo tanto solo pueden haber 4 enlaces si cada uno elimina una corriente, salvo en el caso del último, puesto que por el balance general de calor quedan eliminadas ambas corrientes.

## 2.2. Algoritmos para decidir como conectar las corrientes.

### 2.2.1. Secuenciales.

En este tipo de algoritmos lo más importante es la estrategia de búsqueda empleada, como seleccionar la siguiente conexión y que significa cada conexión. A continuación aparecen las estrategias de búsqueda existentes (EB), las reglas heurísticas para seleccionar la siguiente conexión (RH), las restricciones de conexión (RC) y las reglas de selección de calor (SC) empleadas por los diferentes algoritmos.

#### Estrategia de búsqueda:

EB-1: enumeración total

EB-2: grupo y límite

EB-3: heurística

EB-4: otros

#### Reglas heurísticas: (cuando se usa EB-3)

RH-1: seleccionar la corriente caliente con mayor temperatura de entrada y la corriente fría con mayor temperatura final.

RH-2: seleccionar la corriente caliente con menor temperatura final y la corriente fría con menor temperatura inicial.

RH-3: seleccionar la conexión con el menor valor de  
T prom.

RH-4: Seleccionar la conexión que dé el menor valor al límite superior estimado en el costo total del sistema.

Restricciones a conexiones:

- RC-1: No permitir la separación de corrientes.
- RC-2: No permitir la conexión repetida entre corrientes ( ciclage ).
- RC-3: No permitir una conexión que descarte el uso mínimo de servicios auxiliares.
- RC-4: No permitir una conexión que descarte al -- sistema que prediga menor número de unidades.

Reglas de selección de calor:

- SC-1h,c : Tomar calor de ó proporcionar calor al extremo más caliente de la corriente.
- SC-2h,c : Tomar calor de ó proporcionar calor al extremo más frío de la corriente.
- SC-3h,c : Tomar calor de ó proporcionar calor a la parte intermedia de la corriente.

Uno de los primeros algoritmos desarrollados es el de Pho y Lapidus. Este sugiere la generación de un árbol en el cuál cada nodo representa un posible sistema de intercambiadores de calor. Los sistemas son a su vez repre-

sentados por las matrices ya mencionadas. A medida que se avanza en cada rama del árbol se obtienen sistemas más elaborados que comprenden un mayor número de interconexiones, ó lo que es igual, un mayor número de unidades. Una vez lleno el árbol, se selecciona el sistema económicamente más atractivo. El problema con este método es que enumera todos los posibles arreglos, y esto se vuelve -- verdaderamente largo y tedioso cuando se tienen 10 ó más corrientes.

Otros algoritmos para construir un árbol son los de "grupo y límite" ; en ellos se establece un límite inferior en el costo de todos los nodos que emanan de un determinado nodo. Generalmente, este límite es el costo capital anualizado de los cambiadores de calor existentes de antemano en el sistema, más un límite inferior en el costo de los servicios auxiliares aún necesarios.

Los algoritmos más rápidos y de uso más común y sencillo son aquellos que únicamente aplican las reglas heurísticas. Sin embargo, también son los menos seguros. Más adelante, en el apéndice B, se da un ejemplo de este tipo de secuencias.

Es conveniente en este momento profundizar un poco en lo referente a las reglas de selección de calor men-

cionadas en páginas anteriores, ya que tienen un gran efecto en la red desarrollada. Los primeros algoritmos conectaban la parte más caliente de la corriente caliente con la parte más fría de la corriente fría (SC-1h/SC-2C). Esta decisión es la más irreversible termodinámicamente, dejando a la parte caliente de la corriente fría y/o el extremo frío de la corriente caliente para un calentamiento ó un enfriamiento subsecuentes. Posteriormente se sugirió conectar el extremo caliente de la corriente caliente al tramo más caliente de la corriente fría, es decir, (SC-1h/SC-1C). Esta regla es muy razonable, ya que es termodinámicamente más reversible y tiende a permitir el uso de servicios de calentamiento de menores temperaturas.

### 2.2.2. Simultaneos

Un punto en común de los algoritmos mencionados en el inciso anterior es que la decisión de como conectar las corrientes se lleva a cabo precisamente de manera secuencial y no simultanea.

Los algoritmos para realizar las conexiones simultaneamente son recientes y hasta la fecha se conocen dos formas de lograrlo.



La primera forma de hacerlo es usar un método basado en el algoritmo de asignación usado en programación lineal. En este caso cada corriente es dividida en un número, a veces grande, de pequeñas subcorrientes, cada una con un contenido de unidades "Q". Q es una cantidad que selecciona el diseñador de manera a obtener un número integral (o al menos una buena aproximación) de subcorrientes cuando se lleve a cabo la división de cada corriente original. Los servicios auxiliares son también considerados como un determinado número de subcorrientes. El problema consiste ahora en asignar corrientes calientes a corrientes frías en forma tal que el costo total de cada asignación sea el mínimo. Una de las ventajas de este método es que permite manejar problemas de grán envergadura. El inconveniente es que se introduce un error en los costos, ya que son evaluados para "Q" unidades aisladas y luego aunadas; en la realidad habría que tomar en cuenta que el costo de un intercambiador por unidad de área es menor en equipos grandes que en equipos pequeños. Con respecto a este tipo de métodos se recomiendan los trabajos de Cena (1977), donde se aprecia una descripción detallada y una comparación de este método con otros.

La segunda forma de hacerlo y el centro de atención de este trabajo es mediante el algoritmo desarrollado por el Dr. Linnhoff. Es lo último que se ha publicado sobre el tema y a continuación se explica detalladamente.

### 3. METODO DE DISEÑO DEL "PINCH".

#### 3.1. Aspectos generales del Pinch.

##### 3.1.1. Localización del "Pinch" o "cuello de botella".

En el inciso 1.1 se habló acerca de como evaluar la cantidad mínima de servicios auxiliares requerida. Para esto se construyó un diagrama (FIG. 4), donde puede apreciarse que existe un momento en el que la distancia vertical que separa ambas curvas corresponde a la  $\Delta T_{\min}$  establecida. Precisamente la localización de esta  $\Delta T_{\min}$  corresponde al "Pinch" o "cuello de botella" del sistema.

##### 3.1.2. Comprensión del "Pinch".

En la figura 7 aparecen dos curvas compuestas construidas en la misma forma que la Fig. 4.

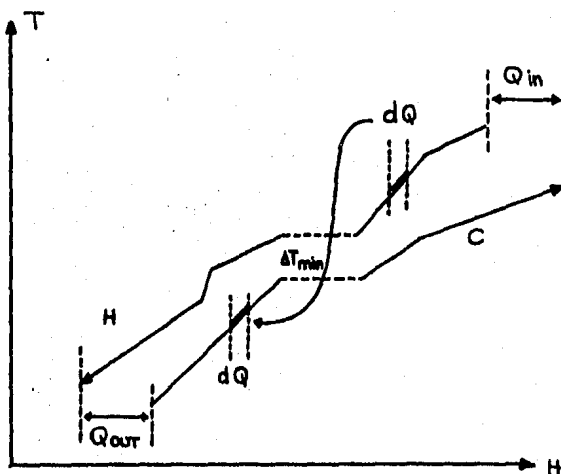


FIG. 7

Un calentamiento equivalente a  $Q_{in}$  es necesario arriba del "Pinch" y un enfriamiento  $Q_{out}$  es requerido debajo del "Pinch". El problema es dividido en dos partes a través del "Pinch", y está cada una balanceada, tomándose en cuenta la  $\Delta T_{min}$  requerida para un buen intercambio (para una  $\Delta T_{min}$ ). Como puede apreciarse, arriba del Pinch toda la corriente caliente queda satisfecha por intercambio, y abajo del Pinch toda la corriente compuesta fría queda también satisfecha por intercambio de calor.

Supongamos ahora que una cantidad  $dQ$  de calor es intercambiada entre la parte superior al "Pinch" de la corriente H, y la parte inferior al "Pinch" de la corriente C. Al hacer esto, estaríamos transfiriendo calor  $dQ$  a través del "Pinch". Ahora, para restablecer el balance de entalpia habrá que suministrar una cantidad de calor  $dQ$  pero a la corriente fría compuesta superior al "Pinch". Este requerimiento de calor no puede ser satisfecho por intercambio ya que se violaría la condición de  $\Delta T_{min}$ , y por lo tanto tiene que ser cubierto por los servicios auxiliares. En otras palabras, los servicios auxiliares de calentamiento se ven aumentados en una cantidad  $dQ$ , y un balance general muestra que también los servicios de enfriamiento se ven aumentados en  $dQ$ .

Otra manera de representar el fenómeno del "Pinch" es construir una "cascada de calor"; de hecho, ésta es la repre-

sentación usada originalmente por Linhoff. Una cantidad de calor  $Q_{in}$  es suministrada al sistema por los servicios auxiliares y fluye hacia abajo por una escalera de temperaturas a través del proceso; el calor suministrado al nivel más alto del proceso satisface los requerimientos de ese nivel. El calor restante fluye al nivel siguiente y así sucesivamente. Al llegar al "Pinch" todo el calor disponible ha sido consumido y el flujo a través del "Pinch" es nulo. Por debajo del Pinch la situación es similar, aunque ahora el calor disponible se acumula. Por lo tanto el calor disponible inmediatamente después del "Pinch" se suma al calor disponible en el nivel inferior siguiente, y así sucesivamente.

Por lo tanto, debajo del Pinch el proceso se convierte en una fuente de calor.

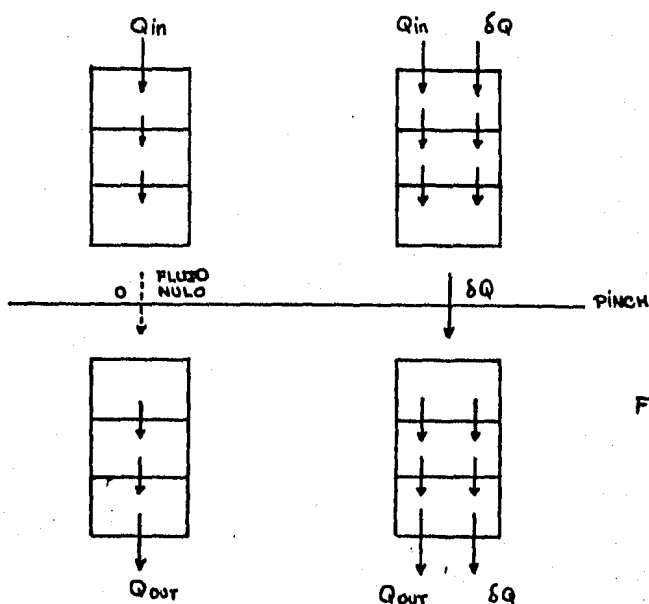


FIG. 8

Si se suministra un calor adicional  $Q$ , para poder cumplir con el balance de energía, esta cantidad  $Q$  debe de fluir hacia abajo por toda la cascada y a través del "Pinch", y por consiguiente se convertirá inmediatamente en calor de desecho.

Un corolario de lo anterior sería: "No usar servicios auxiliares de enfriamiento por encima del Pinch, y no usar servicios auxiliares de calentamiento por debajo del Pinch".

### 3.1.3. Concepto de colocación adecuada.

Se ha demostrado que el calor al sistema debe ser suministrado arriba del "Pinch", ya que de lo contrario no podría reemplazar el uso de servicios auxiliares de calentamiento.

Por consiguiente un generador de potencia (puede ser un ciclo Rankine o una turbina de gas) que deseche calor por encima del "Pinch" está colocado adecuadamente (FIG. 9).

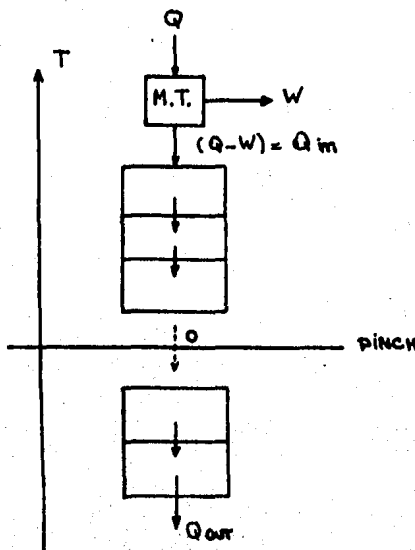


FIG. 8

Otra colocación adecuada del generador de potencia se ilustra en la FIG. 10. En este caso el generador absorbe calor por debajo del "Pinch", calor que de otra manera sería perdiciado.

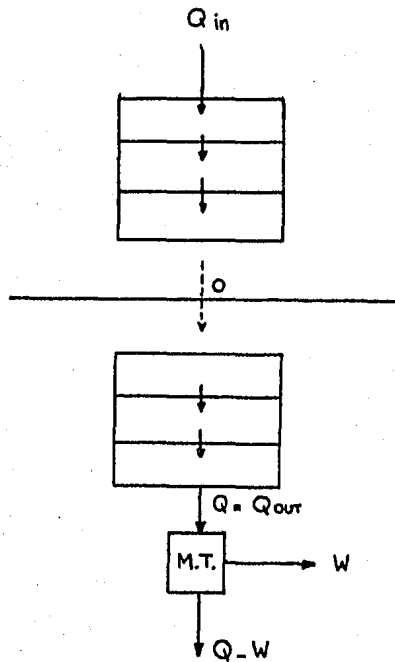


FIG. 10

Una colocación inadecuada de la máquina térmica provocaría que esta deseché calor, a través del Pinch, hacia la parte inferior del sistema. Este desecho no puede entonces ser aprovechado y el uso de servicios auxiliares adicionales para eliminarlo se vuelve inminente. Un ejemplo de colocación inadecuada se muestra en la FIG. 11.

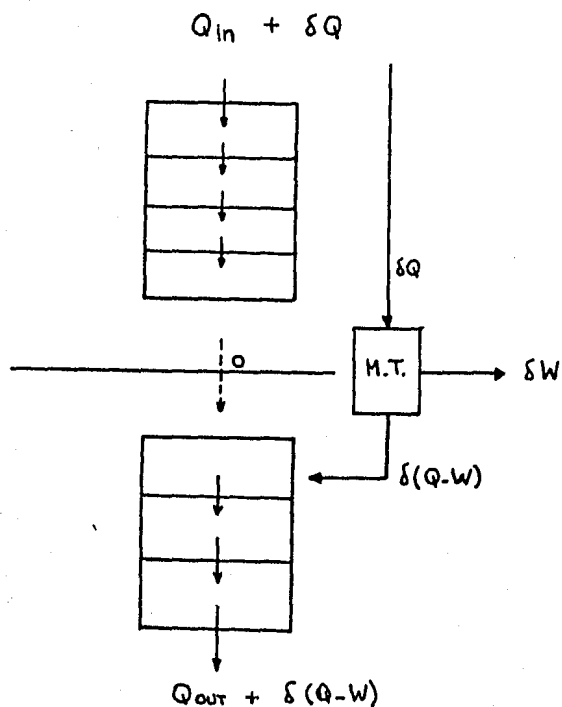


FIG. 11

Una máquina térmica colocada adecuadamente (FIG. 9), transforma el calor en trabajo con una eficiencia de 100%, ya que todo su calor de desecho es aprovechado íntegramente por el proceso. Esta colocación permite generar trabajo (puede ser como energía eléctrica) a costos muy inferiores a los que prevalecen actualmente, puesto que el combustible es aprovechado al máximo.

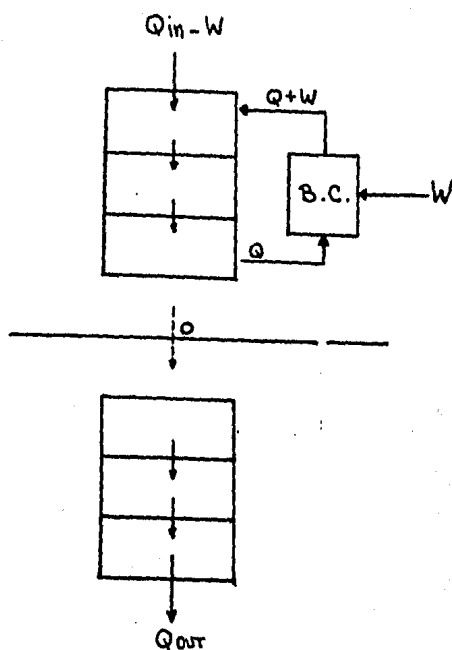


FIG. 12 a

Este concepto de colocación adecuada también se aplica a las llamadas bombas de calor; una bomba de calor es simplemente un dispositivo que absorbe un calor  $Q$ , consume un trabajo  $W$ , y desprende un calor  $Q + W$  a un nivel superior que el calor de entrada  $Q$ . Para que este dispositivo ahorre energía, tiene que absorber calor por debajo del "Pinch" y desprenderlo por arriba del Pinch, tal y como se muestra en la figura 12b. Resulta entonces claro que la localización adecuada de una bomba de calor es a través del Pinch.



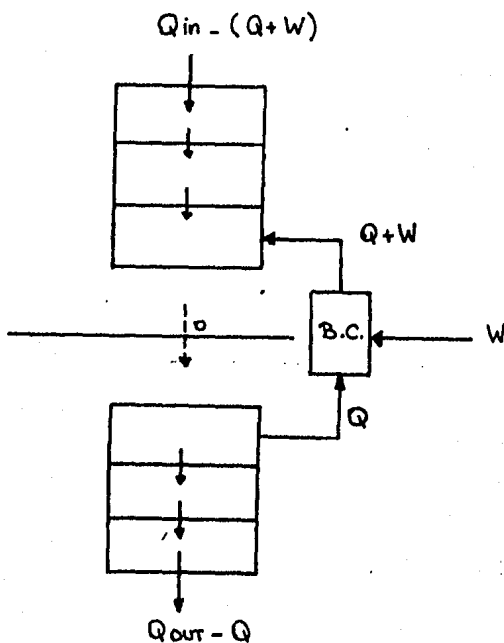


FIG. 12b

### 3.1.4. Problemas con un umbral de temperatura.

Hasta ahora hemos hablado mucho del "Pinch" y aún no hemos aclarado que este fenómeno no se presenta siempre en un problema de síntesis de intercambiadores de calor. Algunos problemas no presentan un "Pinch" hasta que la  $\Delta T_{min}$  especificada es aumentada hasta o por encima de un umbral en el valor de  $\Delta T$  ( $\Delta T_u$ ). A este tipo de problemas se les llama problemas de umbral.

El diseño lógico para un sistema de este tipo consiste en un intercambiador de calor y un calentador auxiliar (FIG. 13).

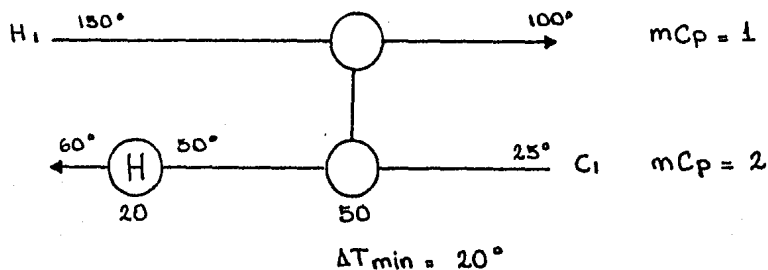
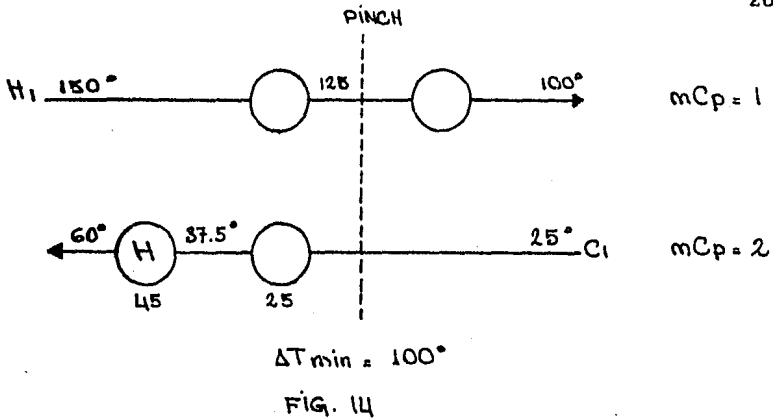


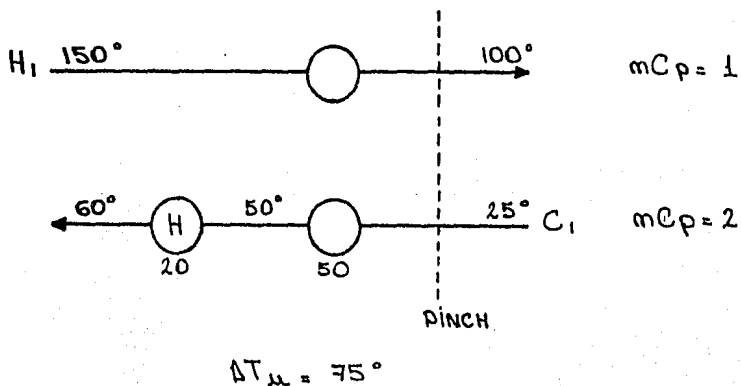
Fig. 13

Como puede apreciarse en el esquema anterior, un solo intercambiador es suficiente para satisfacer la carga térmica de la corriente caliente, y el calentador auxiliar es solo para completar la necesidad de calor de la corriente fría. También es claro que la carga térmica del calentador permanece constante y no es afectada por el valor de  $\Delta T_{\min}$ , siempre y cuando este valor no exceda al gradiente de temperatura mínimo existente en el intercambiador. En nuestro ejemplo este gradiente es igual a  $75^\circ\text{C}$ . Sin embargo, cuando este último supera el valor de  $\Delta T_{\min}$ , como en la FIG. 14, entonces aparece un "Pinch" y es necesario introducir servicios auxiliares de enfriamiento y calentamiento adicionales.



Este aumento en los servicios auxiliares se debe a que ahora el intercambio de calor completo entre ambas corrientes ya no es posible sin violar la condición de  $\Delta T_{\min}$ .

Finalmente, podría presentarse el caso de que la  $\Delta T_{\min}$  fuera igual a  $\Delta T_{\mu}$ . Se ha introducido un Pinch en el sistema, pero las cantidades de servicios auxiliares son iguales que para valores menores de  $\Delta T_{\min}$  (FIG. 15).



### 3.1.5. Pinch de servicios auxiliares.

Hasta ahora hemos supuesto que los servicios auxiliares están disponibles a cualquier temperatura, por extrema que esta sea. Sin embargo ésto no es deseable ya que servicios auxiliares a temperaturas extremas tienen costos extremos. Una manera de que los costos sean menores es introducir los servicios auxiliares en niveles de temperatura intermedios, siempre y cuando se respeten las restricciones impuestas por el Pinch.

Supongamos que, (FIG. 16), un nuevo servicios de calentamiento se introduce en el extremo caliente del sistema; a medida que su carga aumenta se ahorra energía del servicio original y llega un momento en que la carga de este último es ya -- únicamente la suficiente para satisfacer las necesidades de la región más caliente del problema. El resultado es una nueva división, en dos partes, de esta región, o lo que es igual, la creación de un nuevo "Pinch" en el sistema. Esta vez le llamamos Pinch de servicios auxiliares ya que es una consecuencia directa de la introducción de los mismos al sistema.

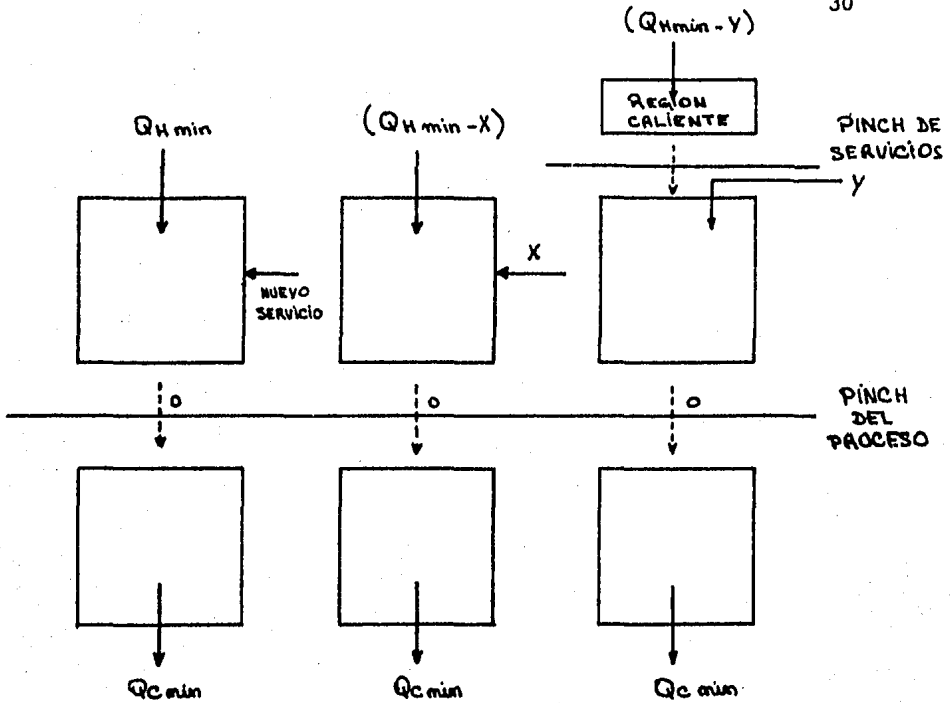


FIG. 16

### 3.2. Manejo y aplicaciones prácticas del Pinch.

#### 3.2.1. Implicaciones del Pinch en el número de equipos.

En el inciso 1.3, se habló un poco acerca de como evaluar el número mínimo de unidades de intercambio de calor, y se llegó a la ecuación

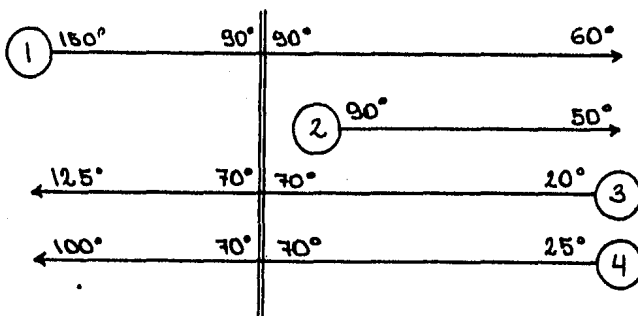
$$U_{min} = N - 1$$

Donde  $N$  es el número de corrientes y  $U_{min}$  es el número mínimo de unidades. También se mencionó que a menudo son incom-

patibles número mínimo de unidades y uso mínimo de servicios auxiliares. Este método nos muestra que la ecuación mencionada no es siempre correcta, y debe ser aplicada individualmente a cada parte del sistema. La ecuación originada es entonces:

$$U_{\min} = U_{\min} \text{ parte caliente} + U_{\min} \text{ parte fría}$$

Lo anterior es aplicado en la FIG. 17. Se evalúa el número mínimo de unidades para la parte caliente y para la parte fría, y después se suman.



$$U_{\min} = 2+1=3$$

$$U_{\min} = 3+1=4$$

$$U_{\min} = 7$$

FIG. 17

Es interesante comparar el valor así obtenido, al valor que se obtiene cuando la ecuación es aplicada al sistema global; de la (primera) forma se obtienen 7 unidades y de la (segunda) forma, que no es correcta, se obtienen 5 unidades. Si vamos un poco más lejos vemos que estas 5 unidades conducen inevitablemente a cruzar el "Pinch".

### 3.2.2. Influencia del Pinch sobre el número de corrientes.

El principal efecto del "Pinch" sobre un proceso es que lo divide virtualmente en dos regiones, parte caliente y parte fría, que son posteriormente tratadas individualmente. Cada región representa entonces un proceso que se maneja como tal, y al trabajar sobre una parte en particular, hay que olvidar por un momento que se trata únicamente de la mitad del sistema general.

#### 3.2.2.1. Número de corrientes en la parte fría del sistema.

Para evitar el uso de servicios auxiliares de calentamiento por abajo del Pinch, cada corriente fría debe ser llevada hasta la temperatura de Pinch por medio de intercambio de calor. Como resultado de lo anterior, una interconexión en el Pinch es requerida por cada corriente fría y esto solo es posible si se cumple la desigualdad:

$$N \text{ c.c.} > N \text{ c.f.}$$

Por otra parte, las temperaturas de ambas corrientes deben ser tales que no se produzca un "cruce". En otras palabras, debe siempre existir un gradiente de temperaturas entre corrientes que permita un intercambio de calor adecuado. Para que lo anterior se cumpla debe cumplirse también la desigualdad:

$$mC_p \text{ (c.c.)} > mC_p \text{ (c.f.)}$$

donde el término  $mC_p$  se refiere al flujo de capacidad calórica.

Ambas desigualdades son discutidas con más profundidad en la parte práctica de este trabajo.

Es importante mencionar que estas desigualdades únicamente son aplicables en el Pinch del sistema.

### 3.2.2.2. Número de corrientes en la parte caliente del sistema.

El fenómeno inverso se presenta en la parte caliente del sistema, donde se necesita una conexión en el Pinch para cada corriente caliente. En esta región deben cumplirse las desigualdades

$$N \text{ (c.c.)} < N \text{ (c.f.)}$$



$$mCp (c.c.) \leq mCp (c.f.)$$

Nuevamente, estas desigualdades únicamente son válidas en el Pinch y serán discutidas a fondo en el ejemplo práctico tratado en este trabajo.

### 3.2.2.3. División de corrientes.

Es evidente que las desigualdades antes mencionadas no siempre se cumplen; para que lo hagan hay que forzar al sistema llevando a cabo una subdivisión de las corrientes originales. Una forma sistemática de dividir corrientes, ya sea en la parte fría o en la parte caliente del sistema, es apegarse al diagrama de flujo ilustrado en la FIG. 18.

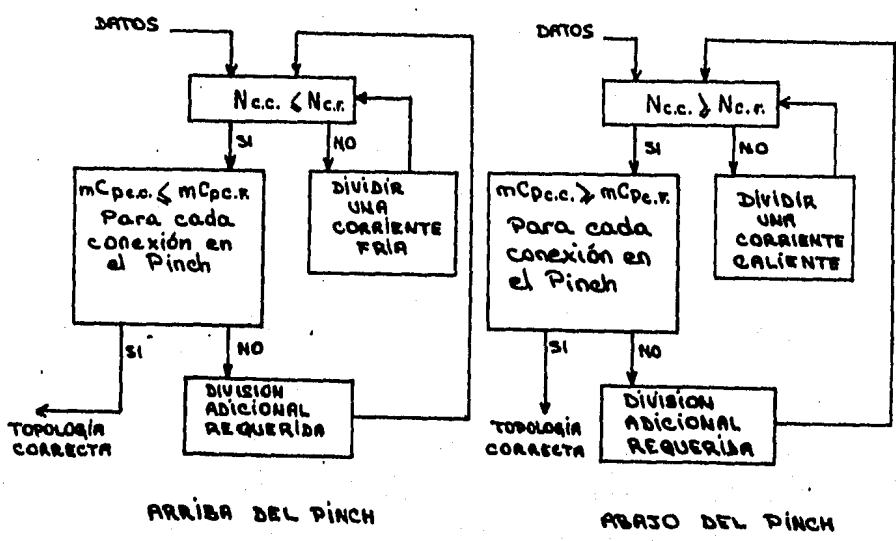


FIG. 18

Sin embargo, podrá verse en la aplicación práctica del método que en ocasiones una división de corrientes, aún cuando se cumplan las desigualdades correspondientes, puede ser de gran utilidad al ocasionar interconexiones que requieran un área de transferencia de calor mucho menor a la que se tiene al conectar las corrientes originales.

#### 3.2.2.4 Integración de servicios auxiliares.

El método de diseño del Pinch abre la posibilidad de integrar las corrientes de servicios auxiliares al sistema de corrientes general.

Específicamente hablando, las corrientes de servicios auxiliares son el vapor de proceso, el vapor de calentamiento y los gases de combustión provenientes de una turbina.

En páginas anteriores se habló de la colocación adecuada de un ciclo Rankine o de una turbina de gas. Esta colocación permite el aprovechamiento de las corrientes de escape de máquinas térmicas, ya sea que se trate de vapor o de gases calientes. Para lograr una verdadera integración del sistema, estas corrientes de desecho se manejan como corrientes que deben ser enfriadas por medio de un intercambio de calor directo con el proceso.

Paralelamente, cuando se requiere de agua para calde-

ras o aire para la combustión, puede lograrse un buen precalentamiento de estas corrientes si son manejadas como todas las - otras corrientes de proceso.

### III) APLICACION PRACTICA

## APLICACION PRACTICA

El método de diseño del Pinch es de mucha utilidad en plantas con sistemas de intercambiadores de calor complicados, ya que confiere al diseñador el control absoluto de la configuración que paso a paso se va generando aún en problemas de gran envergadura.

Este es precisamente el caso de una planta de destilación atmosférica, donde el calor de los productos de destilación es aprovechado para calentar el crudo a destilar. De la configuración que se adopte para este calentamiento dependerá el consumo de combustible necesario, y, por consiguiente, la eficiencia general del proceso.

El presente estudio tiene como principal objetivo introducir un método de diseño que debe conducir a ahorros significativos de energía. Se trata en realidad de un análisis preliminar que debe poner en evidencia, a grandes rasgos, las posibilidades de ahorro que trae consigo la localización del Pinch del sistema. Por consiguiente, la ingeniería de detalle del proceso no es por ahora considerada y únicamente se discute la configuración general que puede adoptarse para generar beneficios considerables.

Desde luego, el término ahorro es relativo y la idea de

comparación con otros procesos queda implícita. Es por esto que se parte de un proceso actualmente en funcionamiento para mostrar las ventajas del nuevo arreglo que se obtenga. Para conservar un punto de referencia, cualquier equipo ajeno a la red de intercambiadores de calor es considerado tal y como se encuentra en el proceso original. En otras palabras, las condiciones de operación (temperaturas, presiones y flujos de las corrientes de alimentación y salida) de estos equipos son respetadas y únicamente se altera la configuración de la red de intercambiadores de calor.

El cambio que se pretende hacer a la red original es en este caso considerable; como se trata de la presentación de un nuevo método de diseño, se persiguen resultados impactantes en lo que al ahorro de energía respecta, y esto se consigue borrando del mapa el esquema original de recuperación de energía para reemplazarlo por una configuración totalmente nueva.

Desde luego, cuando se trabaje con procesos ya existentes y en operación, el trabajo se convertirá en una labor de retroalimentación. Por consiguiente, el nuevo obstáculo al que se enfrenta el diseñador es tratar de aprovechar al máximo no solo el calor disponible en el sistema, sino también el equipo ya existente en inventario.

Considerando lo anterior, es preciso definir hasta donde se pretende cambiar el proceso actual. Por supuesto, hay que instalar intercambiadores adicionales que deben contri-

buir a mejorar la eficiencia del arreglo original. Por consiguiente, hace falta un desembolso en bienes de capital para recuperar energía, y la tarea del diseñador consiste en establecer un balance entre la nueva inversión, el ahorro generado, y, por supuesto, el tiempo de recuperación del capital.

Las opciones son entonces numerosas; se puede optar por pequeños cambios que lleven a pequeños ahorros de energía y una recuperación de la inversión a corto plazo, o bien se pueden hacer importantes cambios al esquema original que generen grandes ahorros de energía, pero un mal aprovechamiento del equipo original y una recuperación de la inversión a largo plazo.

Al tratarse de una retroalimentación al arreglo existente, no se espera llegar al esquema de proceso óptimo sino a un esquema subóptimo, en donde se trata de aprovechar, en la medida que resulte conveniente, el equipo ya instalado y así disminuir la inversión subsecuente.

1. ARREGLO ACTUAL DE LOS SISTEMAS DE INTERCAMBIADORES DE CALOR EN PLANTAS DE DESTILACION ATMOSFERICA Y LOCALIZACION DEL PINCH DEL PROCESO.

Si retrocedemos en el tiempo y comparamos los arreglos actuales a arreglos anteriores podremos ver que han aparecido pocas modificaciones, al menos en lo que se refiere al sistema de intercambiadores de calor.

Estos arreglos han subsistido porque dan buenos resultados, y siendo así, al diseñador le ha sido conveniente hacer pequeños cambios y copiar el resto. Podemos decir que estos arreglos son un producto de la heurística y hasta la fecha no ha sido necesario buscar nuevos caminos.

Sin embargo una regla heurística se utiliza cuando no se tienen las herramientas suficientes para prescindir de ella; en el momento en que el lugar de esta regla puede ser ocupado por un método de cálculo exacto, el uso de la misma se vuelve obsoleto, y en algunos casos, peligroso.

El reciente descubrimiento del Pinch es un ejemplo muy claro de lo anterior. No se puede seguir copiando diseños anteriores cuando se dispone de un método de diseño sencillo, corto y eficaz, que conduce a grandes ahorros de energía y de capital. El hacerlo solo provocaría una, enorme pérdida



de dinero y de competitividad del producto en el mercado internacional.

La figura 1 es un esquema simplificado del arreglo comúnmente empleado en estas plantas para recuperar calor.

Si se quiere respetar las condiciones de operación en cada una de las torres, se tienen que conservar las temperaturas de entrada y salida de cada corriente. Por otra parte, se exige que los productos sean entregados a una determinada temperatura. Al desglosar el sistema de la figura 1 en corrientes individuales se obtiene la tabla No. 1.

Para obtener un intercambio de calor efectivo entre las corrientes y para evitar cruces de temperatura entre las mismas, es preciso respetar una diferencia mínima de temperaturas entre corrientes frías y calientes. El criterio de selección de  $\Delta T_{\min}$  es complicado, y requiere de varias iteraciones antes de llegar a su valor óptimo. El diseñador podría observar que a medida que disminuye el valor de  $\Delta T_{\min}$ , disminuyen los requerimientos de servicios auxiliares; sin embargo aumenta el área de contacto necesaria para una transferencia de calor completa. Es entonces preciso establecer un balance entre la energía recuperada y el área de transferencia necesaria para escoger el valor más adecuado de  $\Delta T_{\min}$ . Afortunadamente, este valor oscila por lo general entre  $5^{\circ}\text{C}$  y

FIGURA No.1

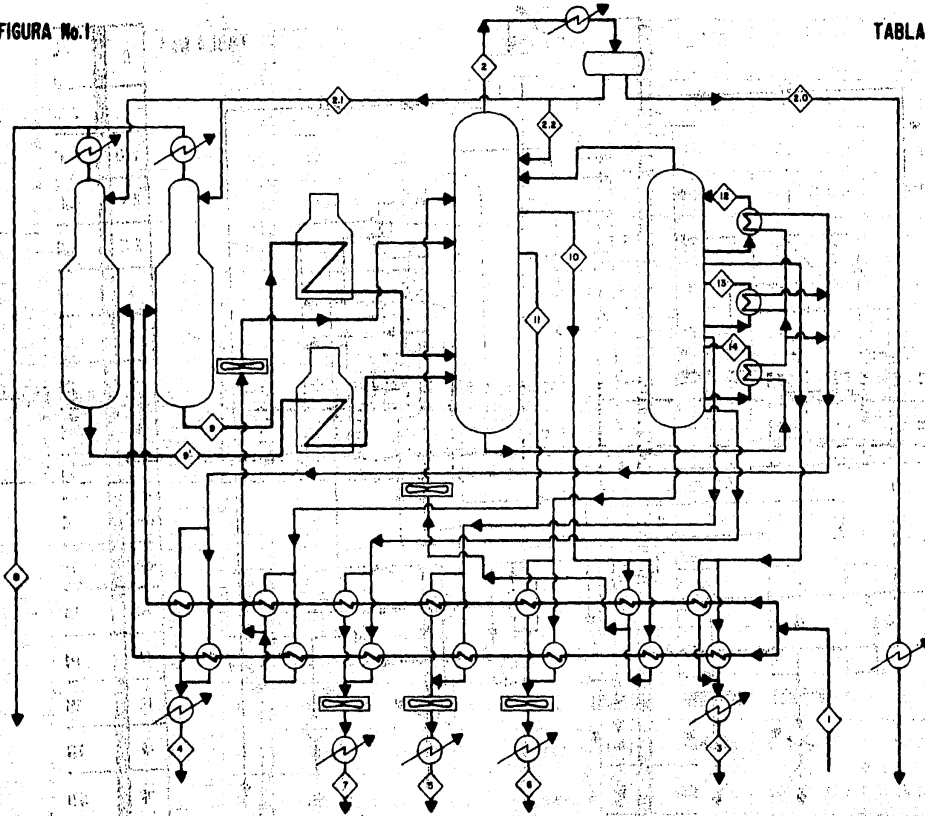


TABLA No.1

C	FLUJO (lb/h)	TE (°F)	TS (°F)	CALOR TOTAL (BTU/h)	mCp (BTU/h °F)
1	2 152 238	68	417	251 590	721
2.0	178 076	303	120	31 812	174
2.1	111 834	303	120	19 982	109
2.2	351 905	303	120	59 384	324
3	153 406	440	120	30 068	94
4	1 156 099	682	363	233 399	732
5	209 140	547	120	53 008	124
6	100 919	428	120	30 053	99
7	138 915	662	120	45 782	84
8-8'	108 832	298	120	26 561	148
9-9'	1 019 881	412	695	226 273	800
10	695 267	381	200	74 398	411
11	144 894	362	325	21 680	92
12	482 296	440	445	15 930	3 186
13	786 206	547	554	22 842	3 283
14	536 679	682	672	14 846	1464

20°C; seleccionar 20°C sería conservador, y seleccionar 5°C sería un poco aventurado. Como a través de este ejemplo se pretende ilustrar hasta donde podría recuperarse calor, y, que a pesar de enormes áreas de transferencia, aún se obtienen beneficios considerables, se seleccionó un valor único de  $\Delta T_{\min} = 20^{\circ}\text{F}$ .

Una vez seleccionado este valor se reducen con él todas las temperaturas de las corrientes calientes. Al hacer esto se asegura que no se presenten cruces de temperatura entre dos corrientes conectadas y, desde luego, se fuerza al sistema a no sobrepasar el límite descrito por  $\Delta T_{\min}$ .

Con las temperaturas corregidas de las corrientes calientes, y con las temperaturas de las corrientes frías se forma una escalera en la que cada peldaño representa un subsistema dentro del arreglo general de intercambio de calor.

Teniendo finalmente definidos los subsistemas de temperatura y las corrientes, se construye el esquema que aparece en la figura 2.

Podría constatar el lector que para todas las corrientes se maneja un flujo de capacidad calorífica,  $mC_p$ , constante. Esta suposición puede ser sumamente peligrosa cuando la corriente en cuestión se presenta en dos fases. En este caso, todas las corrientes con vaporización o condensación, -

21 20 19 18 17 16 15 14 13 12 11 10 9 8 7 6 5 4 3 2 1  
 68 100 180 278 283 305 343 381 412 417 420 440 445 527 542 547 554 608 642 662 672 688

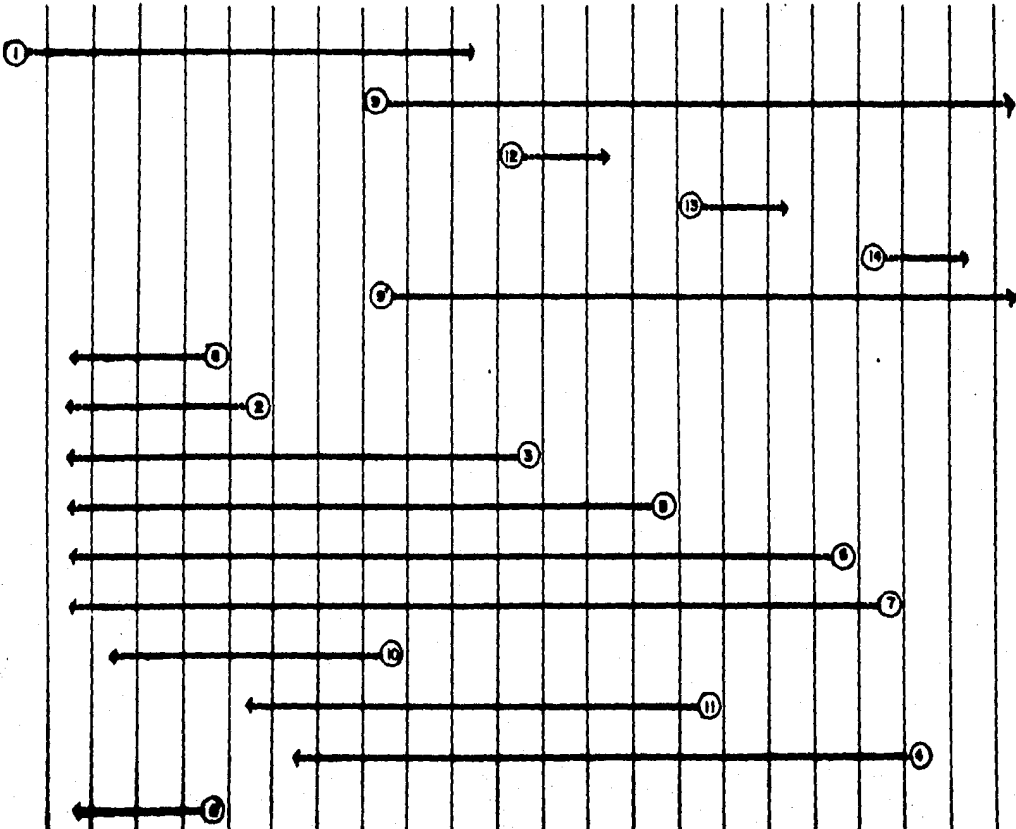


FIG. 2

excepto la de crudo, se encuentran saturadas y el error que se comete al suponer  $mC_p$  constante no es significativo. Para la corriente de crudo despunktado, (9), que no se encuentra originalmente saturada, se construye un diagrama temperatura-entalpía (curva de vaporización) que muestra que dicha suposición tampoco se aleja mucho de la realidad.

### 1.1. Localización del Pinch del sistema:

Una vez definido el problema se procede a la localización del Pinch del sistema de corrientes. Como ya se ha mencionado, esto puede hacerse de diferentes maneras. Sin embargo, cuando se tienen sistemas complicados se recomienda construir una tabla cuyo contenido conduce rápidamente y con seguridad a la localización del "Pinch".

Para construir la tabla 2 se empieza por dibujar las corrientes frías, por un lado, y las calientes por otro, respetando en ambos casos los niveles de temperatura existentes en cada subsistema.

A continuación, en la columna No. 1, se anota el déficit o el excedente de calor, resultante de un balance global en el subsistema, utilizando los signos (+) y (-), respectivamente. En la columna No. 2 se anota para cada intervalo el calor proveniente del subsistema anterior. Así, la cantidad de calor

CORRIENTES Y TEMPERATURA		DEFICIT	CALOR ACUMULADO		FLUJO DE CALOR	
			ENTRA	SALE	ENTRA	SALE
			1	2	3	4
1		36800	0	-36800	268860	232060
2		30540	-36800	-67340	232060	201520
3		17360	-67340	-84700	201520	184160
4		26656	-84700	-111356	184160	157504
5		39150	-111356	-150506	157504	118354
6		27916	-150506	-178422	118354	90438
7		3625	-178422	-182047	90438	86813
8		9495	-182047	-191542	86813	77318
9		41738	-191542	-233280	77318	35580
10		18475	-233280	-251755	35580	17105
11		10180	-251755	-261935	17105	6925
12		1245	-261935	-263180	6925	5680
13		5680	-263180	-268860	5680	0
14		-23664	-268290	-244626	0	23664
15		-15750	-244626	-228876	23664	39414
16		-5434	-228876	-223442	39414	44848
17		-1122	-223442	-222320	44848	45970
18		-3290	-222320	-219030	45970	49260
19		-93688	-219030	-125342	49260	142948
20		-43600	-125342	-81742	142948	186548
21		23072	-81742	-104814	186548	163476

TABLA 2

que sale de un subsistema entra al inmediato inferior, y, para el primer subsistema, se comienza con un cero. Como la columna No. 3 se refiere al calor que sale de un intervalo, se llenará con la diferencia existente entre el valor de la columna No. 2 menos el valor de la columna No. 1.

Habiendo llenado las 3 primeras columnas, hay que localizar el número más bajo de la columna No. 3; este último corresponde al calor mínimo que debe suministrarse al sistema y debe por consiguiente colocarse en la parte superior de la columna No. 4.

Para llenar el resto de las columnas 4 y 5, se repite el mismo procedimiento que se utilizó para las columnas 2 y 3. Al hacer esto, llega un momento en que aparece un cero en la columna No. 5; es precisamente aquí donde aparece el Pinch.

Esta tabla presenta el atractivo adicional de proporcionar el valor de los requerimientos mínimos de servicios auxiliares: el calor  $Q_{in}$  corresponde al primer valor de la columna No. 4 y el calor  $Q_{out}$  corresponde al último valor de la columna No. 5.

En este caso se llegó a los resultados siguientes:

$$Q_{in} = 268\ 860 \quad \text{M BTU/h}$$

$$Q_{out} = 163\ 476 \quad \text{M BTU/h}$$

Pinch: Se localiza entre los subsistemas

13 y 14, lo cual corresponde a 412°F para una corriente que se va a calentar y 432°F para una corriente que se va a enfriar.

Un importante atractivo de este trabajo es la creación de un programa de cómputo (apéndice I), que conduce sin problema alguno a la construcción de este tipo de tabla aún en sistemas sumamente complicados.

## 1.2. Arreglo actual.

Utilizando un esquema como el de la figura 2 aplicado a este caso en particular se llega a la figura 3. Ya en esta figura se ha marcado la localización del Pinch.

Al realizar las conexiones dictadas por la figura 1, se cruza el Pinch en repetidas ocasiones. Este es por lo tanto violado y de ninguna manera podría ser este arreglo el óptimo.

Concretamente hablando cruzan el Pinch el calentamiento de crudo con las corrientes 3, 5, 6, 7, 4 y 11. Por si fuera poco, se enfría el residuo (corriente 4) con agua arriba del Pinch. Todas estas violaciones representan un ahorro potencial de energía de 183686 M BTU/h, lo cual corresponde al 40.6% de la energía suministrada al arreglo actual.

Un pequeño análisis acerca de la manera en que se sumi-



66 100 180 217 283 308 343 381 412 417 420 440 445 527 542 547 554 608 642 662 672 686  
 1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 11 12 13 14 15 16 17 18 19 20 21  
**ARRELO GENERAL DE LA PLANTA DE DESTILACION ATMOSFERICA DE PEMEX EN TULA**

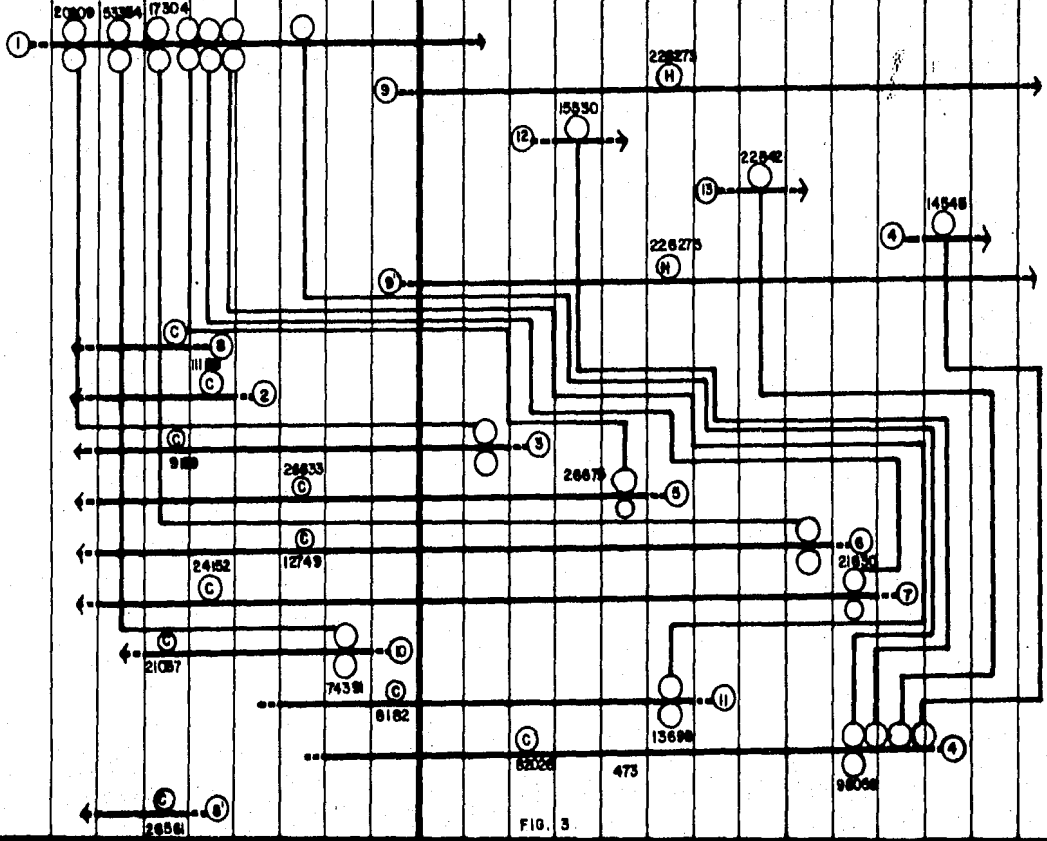


FIG. 3

nistra el calor actualmente muestra que son necesarios dos calentadores a fuego directo, cada uno con una capacidad de - - 226 273 MBTU/h. La suma de estos valores se aleja de la cantidad mínima calculada ( $Q_{in}$ ) por un amplio margen, prueba palpable de que el proceso actual aún puede ser optimizado.

De este esquema saltan a la vista algunas modificaciones directas, como lo son calentar el crudo despuntado con 3, 5, 4, 6, 7 y 11, y calentar por otra parte al crudo original con la corriente 2, y, de ser necesario, con el restante de 3, 4, 5, 6, 7 y 11 pero una vez que se hayan enfriado.

## 2. NUEVOS ARREGLOS:

Aún dividiendo nuestro sistema en dos partes totalmente independientes, una "fría" y una "caliente", la posibilidad de combinaciones entre corrientes es verdaderamente enorme. Por lo tanto, únicamente aparecen aquí los arreglos que nos parecen más adecuados a este caso en particular. De hecho, en todos ellos utilizamos valores muy próximos a  $Q_{in}$  y  $Q_{out}$  y siempre tratamos de usar el menor número de equipos posible. A continuación explicamos de manera más amplia los criterios que se van siguiendo para interconectar las corrientes entre sí.

### 2.1. Parte "caliente" del sistema:

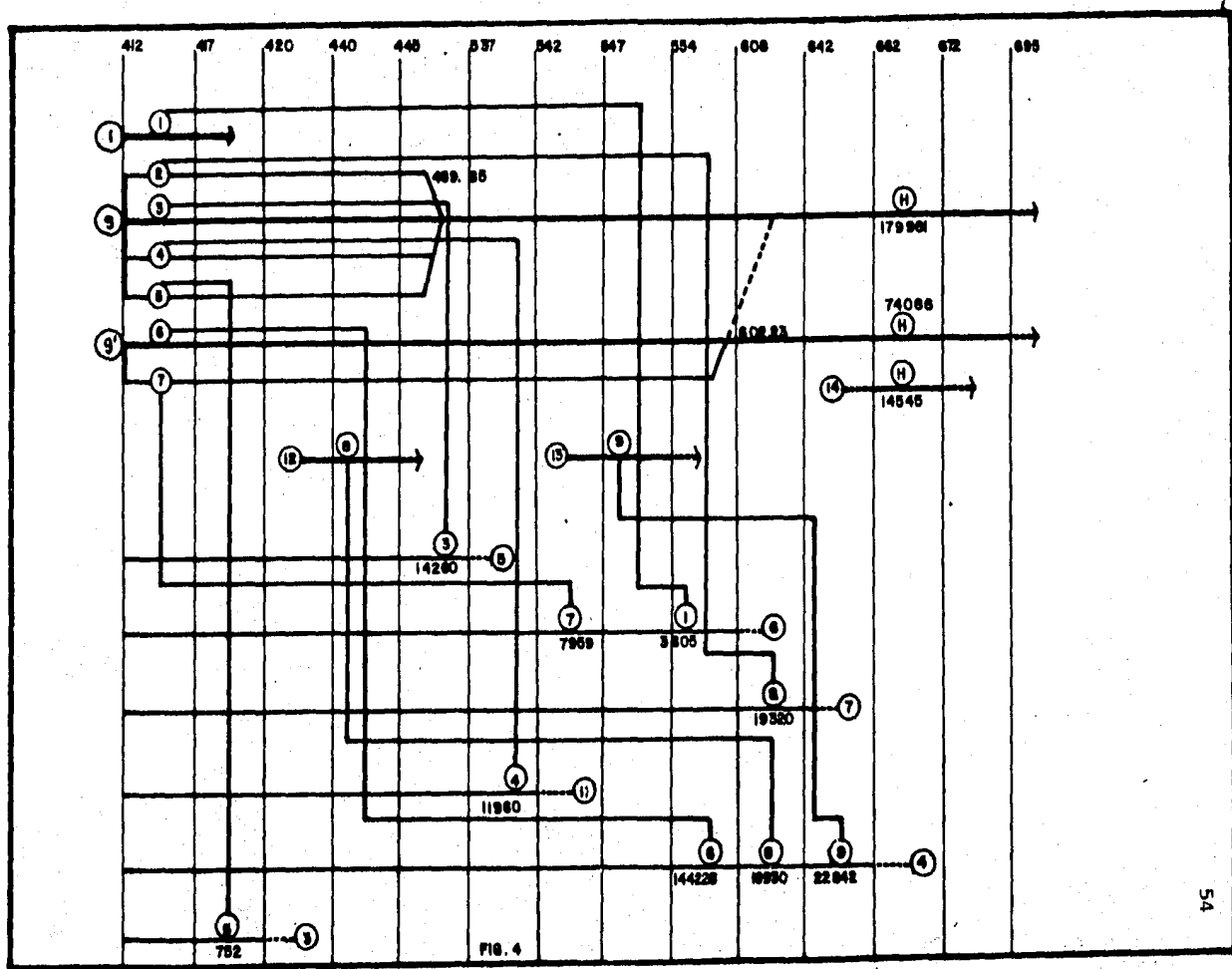
Llamamos parte "caliente" del sistema a toda la parte que queda localizada a la derecha del Pinch. Esta parte será analizada como un sistema de corrientes aislado y totalmente independiente de la parte "fría".

La interconexión de corrientes se empieza de izquierda a derecha (es decir, del Pinch hacia temperaturas mayores), y se avanza de subsistema a subsistema de esta manera. Al interconectar dos corrientes con un cambiador de calor, se anota la carga de este debajo del círculo inferior del símbolo.

Un fenómeno interesante se presenta en esta parte. Nos-

tros queremos recuperar la cantidad máxima de calor de las corrientes calientes para evitar el uso de servicios auxiliares en las corrientes frías. Sin embargo, el número de estas últimas es muy inferior al número de las calientes, y por lo tanto solamente un número de interconexiones igual al número de corrientes frías -para un subsistema en particular- podría llevarse a cabo si quiere respetarse la condición de  $\Delta T_{min}$ . En otras palabras, algunas de las corrientes calientes no pueden conectarse a las corrientes frías puesto que el lugar disponible en el subsistema ya ha sido ocupado por una interconexión anterior, que ha llevado a la corriente fría a una temperatura mayor; ahora, la corriente caliente, no puede ceder su calor sin violar la  $\Delta T_{min}$ .

En este caso harían falta menos corrientes calientes, ó más corrientes frías, para satisfacer los requerimientos de calor en cada subsistema a base de intercambio de calor. Esto se logra dividiendo a las corrientes frías de tal manera que las necesidades de las corrientes calientes quedan cubiertas únicamente por intercambio de calor. Este camino nos conduce a un arreglo como el de la FIG. 4: aquí las corrientes 9 y 9' son separadas en 4 y 2 subcorrientes, respectivamente, que resultan suficientes para cubrir los excedentes de calor de las corrientes calientes.



Desde luego, esta subdivisión no se hace al azar; se sigue un procedimiento que nos asegura que realmente se puede llevar a cabo la división y que esta tiene un sentido. El procedimiento consiste en plantear, para empezar, una ecuación de energía para cada una de las corrientes en cuestión. Esto conduce indiscutiblemente a la regla del Cp de Linnhoff que se planteó en el inciso 3.2.2.3. del segundo capítulo de este trabajo. Sin embargo, hacer este pequeño análisis facilita mucho la comprensión de dicha regla.

Corriente N<sup>o</sup>. 5:      TE = 527°F    TS = 412°F    mCp = 124

Calor cedido por la corriente 5 =  $Q_5$

$$Q_5 = mCp \cdot \Delta T = 14\,260 \text{ MBTU/hr}$$

Se quiere absorber este calor con una subcorriente tomada de las corrientes 9 ó 9'. El Cp de las mismas es:

$$Cp_9 = 0.784 \text{ BTU/lb}^\circ\text{F}$$

Para no violar la condición de  $\Delta T_{\min}$ , la subcorriente empleada para enfriar a la corriente 5 debe calentarse sin rebasar la temperatura de esta última, es decir

$$TE = 527^\circ\text{F}$$

De la misma forma, la temperatura de salida, es decir

$$TS = 412^\circ\text{F}$$

no debe ser menor que la temperatura de inicial de la subcorriente seleccionada. En otras palabras, la subcorriente debe absorber el calor  $Q_5$  den-

tro del intervalo de temperaturas dictado por la corriente 5 . Lo anterior es resumido por las ecuaciones

$$Q_5 = 14260 \text{ MBTU/hr}$$

$$Q_5 = m_{sc5} \cdot C_{p5} \cdot (527-412)$$

$$m_{sc5} = 158.1633 \cdot 10^3 \text{ lb}$$

Siguiendo un tratamiento análogo para cada una de las corrientes calientes que se quieren enfriar por intercambio de calor con las corrientes 9 6 9' , se origina el siguiente sistema:

Corriente 7:  $Q_7 = (mCp)_7 \cdot \Delta T$        $TE = 642^\circ$     $TS = 412^\circ$

$$Q_7 = 19320 \text{ MBTU/hr}$$

$$Q_7 = m_{sc7} \cdot C_{p9} \cdot \Delta T$$

$$m_{sc7} = 107.1429 \cdot 10^3 \text{ lb/h}$$

Corriente 11 :  $Q_{11} = (mCp)_{11} \cdot \Delta T$        $TE = 542^\circ$     $TS = 412^\circ$

$$Q_{11} = 11960 \text{ MBTU/hr}$$

$$Q_{11} = m_{sc11} \cdot C_{p9} \cdot \Delta T$$

$$m_{sc11} = 117.3469 \cdot 10^3 \text{ lb/h}$$

Corriente 3 :  $Q_3 = (mCp)_3 \cdot \Delta T$        $TE = 420^\circ$     $TS = 412^\circ$

$$Q_3 = 752 \text{ MBTU/hr}$$

$$Q_3 = m_{sc3} \cdot C_{p9} \cdot \Delta T$$

$$m_{sc3} = 119.898 \cdot 10^3 \text{ lb/h}$$

Corriente 4 : En este caso en particular se quiere también aprovechar el calor de 4 para calentar las corrientes 12 y 13 .

lera Interconexión 13 - 4 :

Primeramente es preciso analizar si puede llevarse a cabo la interconexión.

La corriente 13 requiere de 22842 MBTU (Tabla 1), y se encuentra comprendida en el rango de temperaturas de - 547° a 554°.

De la corriente 4 conocemos  $TE = 662^\circ$  y  $(mCp)_4 = 732^\circ$ . En caso de que cediera todo el calor requerido por 13 su temperatura bajaría hasta un valor calculable por la ecuación:

$$Q_{13} = 22842 \text{ MBTU/h}$$

$$Q_{13} = 22842 = (mCp)_4 \Delta T$$

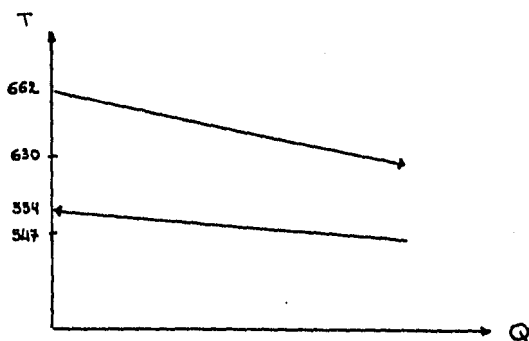
$$\Delta T = TE - TS$$

$$TS = \frac{-Q_{13}}{(mCp)_4} + TE$$

$$TS = 630.8 \text{ }^\circ\text{F}$$

Estas condiciones dan lugar al siguiente diagrama:





Puede apreciarse en el diagrama que la condición de  $\Delta T_{\min}$  se cumple a todo lo largo del intercambio, y por lo tanto este puede llevarse a cabo.

2da. Interconexión 14 - 4 :

Le sigue un procedimiento similar al de la interconexión anterior. Esta vez las condiciones son las siguientes:

$$Q_{12} = 15930 \text{ MBTU/hr}$$

$$TE_{12} = 440^\circ \quad TS_{12} = 445^\circ$$

$$(mCp)_4 = 732$$

$$TE_4 = 630.80^\circ$$

$$TS_4 = 609.03^\circ$$

$$\text{Como } TS_4 > TE_{12}$$

$$\text{y } TE_4 > TS_{12}$$

Entonces puede llevarse a cabo el intercambio de calor sin violar  $\Delta T_{\min}$ .

Aquí podemos hablar ya de una regla general para la interconexión entre una corriente fría, CF, y una corriente caliente, CC:

La interconexión entre estas corrientes solamente puede llevarse a cabo, si se quiere respetar la  $\Delta T_{min}$  imperante, cuando se cumplen las dos desigualdades siguientes:

$$T_{Scc} > T_{Ecf}$$

$$T_{Ecc} > T_{Scf}$$

3a. Interconexión: SC4 — 4

La temperatura de la corriente 4 es ahora, al entrar al intercambiador, 609.03 °F. Por lo tanto aún puede ceder una cantidad de calor  $Q'_4$ :

$$Q'_4 = (mCp)_4 \cdot \Delta T \quad T_{E4} = 609.03^\circ \quad T_S = 412^\circ$$

$$Q'_4 = 144\,228 \text{ MBTU/hr}$$

Siguiendo ahora el camino acostumbrado:

$$Q'_4 = m_{SC4} \cdot Cp_9 \cdot \Delta T \quad T_E = 609.03^\circ \quad T_S = 412^\circ$$

$$m_{SC4} = 938.533 * 10^3 \text{ lb}$$

Corriente No. 6:

1era. Interconexión 1 — 6:

$$Q_1 = m_1 \cdot Cp_1 \cdot \Delta T \quad T_E = 412^\circ \quad T_S = 417^\circ$$

$$TE_6 = 546.89 \text{ } ^\circ \quad TS_6 = 412 \text{ } ^\circ$$

2a. Interconexión  $sc_6$ :

$$Q_6 = 7959 \text{ MBTU/hr}$$

$$msc_6 = 51\,794 \text{ lb}$$

Ahora que conocemos la masa mínima requerida por cada subcorriente, es preciso comprobar si la masa manejada por las corrientes 9 y 9' es suficiente para permitir las divisiones deseadas. Esto se hace con un simple balance de materia:

$$m_{sc5} = 158.1633 * 10^3 \text{ lb}$$

$$m_{sc7} = 107.1429 * 10^3 \text{ lb}$$

$$m_{sc11} = 117.3469 * 10^3 \text{ lb}$$

$$m_{sc3} = 119.898 * 10^3 \text{ lb}$$

$$m_{sc4} = 938.533 * 10^3 \text{ lb}$$

$$m_{sc6} = 51.795 * 10^3 \text{ lb}$$

En la tabla 1 aparece la masa manejada por 9 ó por 9' . Esto es:

$$m_9 = m_{9'} = 1\,019.951 * 10^3 \text{ lb}$$

Suponiendo que  $msc_8 = msc_9 = msc_{10} = 0$

entonces debe cumplirse la siguiente desigualdad:

$$\sum_{i=3}^{11} m_{sci} \ll (m_9 + m_{9'})$$

De lo contrario, no sería correcta la subdivisión deseada.

En este caso se tiene:

$$\sum_{i=3}^{11} m_{sci} = 1492.8791 \cdot 10^3 \text{ lb}$$

$$(m_g + m_{g'}) = 2039.9020 \cdot 10^3 \text{ lb}$$

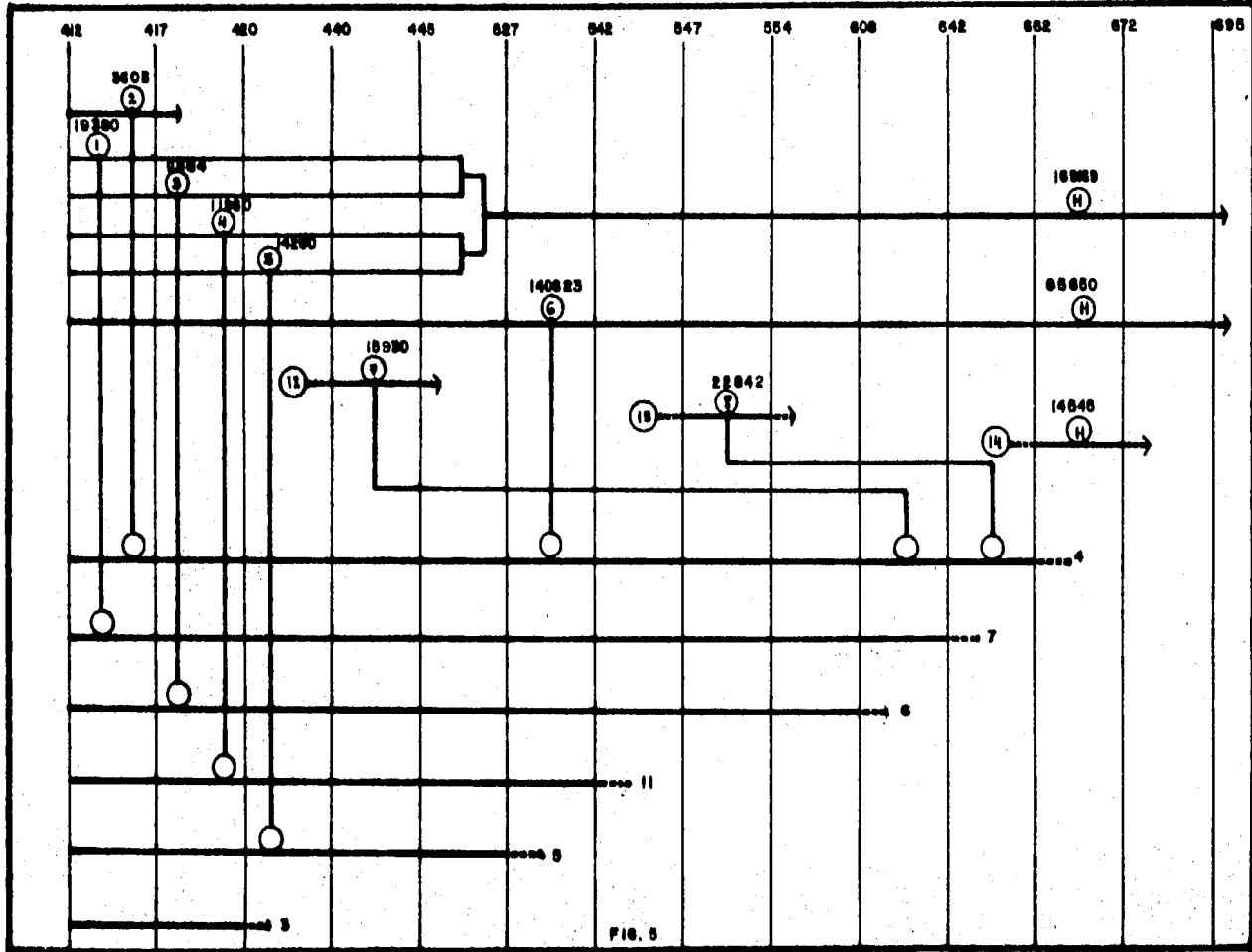
La subdivisión es entonces posible, y como los flujos  $m_{sci}$  son en todos los casos los mínimos necesarios, podrán aumentarse a discreción siempre y cuando se cumpla la desigualdad:

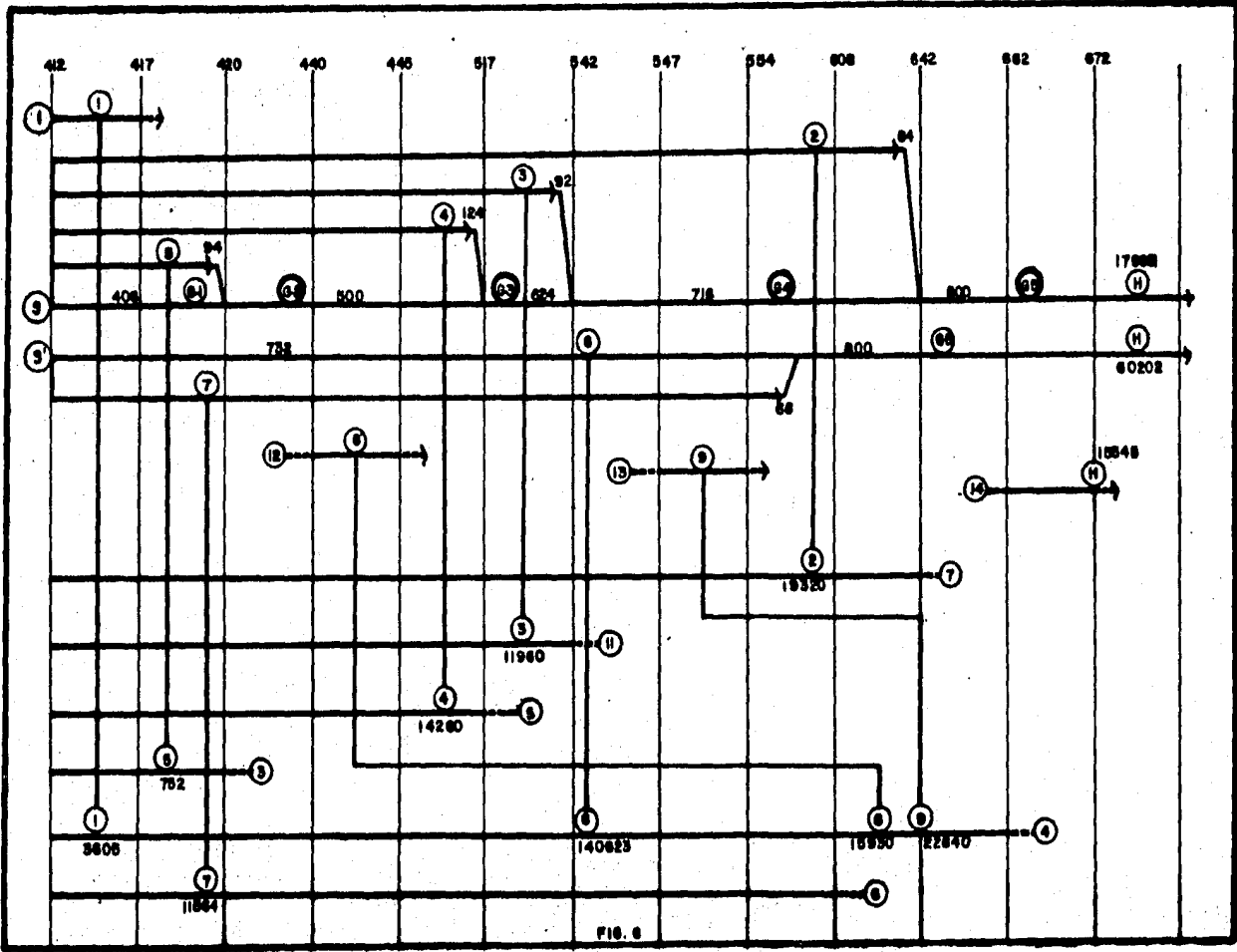
$$\sum_{i=3}^{11} m_{sci} \ll (m_g + m_{g'})$$

Las consideraciones anteriores y los cálculos efectuados dan origen a la FIG. 4. Sin embargo el diseñador puede, aún siguiendo un método similar al anterior, interconectar las corrientes en muchas otras formas que podrían resultar también correctas; ejemplos de esto son las figuras 5 y 6.

Puede observarse que en los arreglos las corrientes 12 y 13 siempre aparecen interconectadas a la corriente 4 ; - aquí se aplicaron conceptos muy importantes y útiles en el momento de realizar la interconexión.

El primer concepto se refiere al orden en que son interconectadas las corrientes: primero se conecta 13 a 4 y después se conecta 12 a 4 . La decisión se toma aplican-



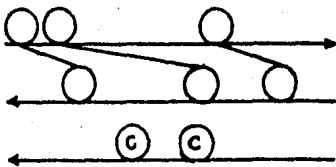


do una de las principales reglas de la transferencia de calor que es que para un mayor gradiente de temperaturas entre las corrientes fría y caliente, se obtiene un más fácil intercambio de calor, y desde luego, es necesaria un área de transferencia menor. Si decidieramos cruzar primero las corrientes 12 y 4 , y después las corrientes 13 y 4 , se corre el riesgo de violar la  $\Delta T_{min}$  con el segundo cruce, ya que la temperatura de 4 ha disminuido a causa del primer cruce. Si la  $\Delta T_{min}$  no es violada, de cualquier manera se comete un error ya que la segunda interconexión va a requerir un área mucho mayor que la necesaria si se siguiera el orden adecuado.

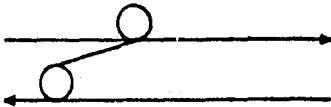
Como regla general, podemos establecer que en casos donde se quieran interconectar dos o más corrientes frías a una sola corriente caliente o vice versa, es mucho más conveniente conectar a la corriente caliente la corriente fría más caliente primero, y la corriente fría menos caliente al final. De esta manera, se mantiene un mayor gradiente de temperaturas entre corrientes durante todo el intercambio de calor.

Pasaremos ahora al segundo criterio empleado. Tanto la corriente 12 como la corriente 13 tienen un flujo de capacidad calorífica mucho más grande que el del resto de las corrientes. Por lo tanto, para suministrarles el calor que necesitan, no será suficiente una sola interconexión con una de las

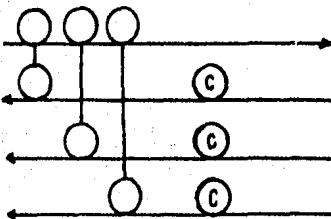
corrientes de bajo flujo de capacidad calorífica si, por supuesto, quiere uno llevarla a cabo dentro de los límites dictados por un único subsistema correspondiente a la localización de la corriente de mayor valor de  $mC_p$ . Para alcanzar el objetivo de usar un número mínimo de unidades de intercambio, por una parte, y saciar las necesidades de calor de las corrientes frías sin usar servicios auxiliares, por otra parte, es preciso aprovechar el calor de subsistemas de mayor energía; puesto que el calor que puede proporcionar la corriente de menor  $mC_p$ , dentro del subsistema, resulta insuficiente para la corriente de mayor  $mC_p$ , hay que traer calor de niveles superiores. No hay que olvidar que el traer calor de niveles inferiores de temperatura no puede hacerse sin violar la  $\Delta T_{min}$ . La figura siguiente ayuda a comprender este concepto:



A1.- Arreglo adecuado. Se usa calor de mayores niveles de energía.



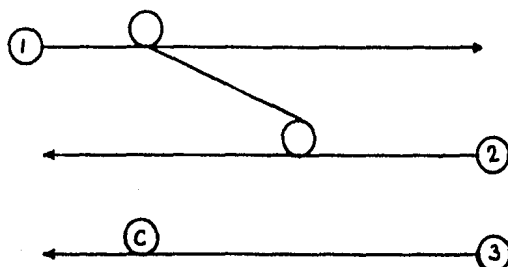
A2.- Arreglo incorrecto. Se viola la  $T_{min}$ .



A3.- Arreglo con demasiados equipos.



Podemos observar que el arreglo A1 solo necesita 2 equipos, es decir un cambiador de calor y un enfriador:



Por el contrario, el arreglo A3 necesita por lo menos 6 equipos, y esto resulta mucho más costoso.

El tercer criterio seguido para conectar las corrientes 12 y 13 a la 4 es en realidad una consecuencia de consideraciones anteriores. Dado el elevado flujo de capacidad calorífica de 12 y 13, se escogió entre las corrientes calientes a la de mayor  $mC_p$  y mayor nivel de temperatura para aprovechar al máximo cada interconexión.

Aunque las ecuaciones anteriores son bastante sencillas, es posible evitar esos pequeños cálculos; precisamente una de las ventajas de manejar un flujo de capacidad calorífica,  $mC_p$ , para cada corriente, reside en la posibilidad de subdividir a las corrientes en forma sistemática.

En la parte caliente del sistema únicamente tienen que

quedar satisfechas las siguientes desigualdades:

$$\begin{array}{l} m_{Cp} (c.F.) \gg m_{Cp}(c.c.) \\ N(c.F.) \gg N(c.c.) \end{array}$$

La segunda desigualdad queda fácilmente cumplida subdividiendo a las corrientes de crudo despuntado. La primera desigualdad es probablemente un poco más delicada en cuanto a su manejo, puesto que el valor de  $m_{Cp} (c.F.)$  puede variar en un amplio rango dependiendo de como se lleve a cabo cada subdivisión.

Si se toma el límite inferior de  $m_{Cp}(c.f.)$ , se cumplirá lo siguiente:

$$m_{Cp}(c.F.) = m_{Cp}(c.c.)$$

A su vez, cumplir esta igualdad equivale a resolver, para cada caso en particular, cada uno de los balances respectivos - planteados en las páginas anteriores. Siguiendo únicamente esta restricción, se genera un arreglo como el que aparece en la figura 6.

En la figura 6 puede apreciarse que, efectivamente, las ecuaciones anteriores o el manejo de flujos de capacidad calorífica iguales para la corriente caliente y la fría generan esquemas muy similares. Las únicas diferencias entre el sistema 4 y el 6 son sólo dos. La primera es la conexión con la corriente 1. De hecho en la fig. 6 se viola la con-

dición de mayor  $mC_p$  en la corriente fría, aunque como en este ejemplo los valores son tan cercanos para ambas corrientes ( 1 y 4 ), puede cometerse este pequeño error. Esto provocará una mayor diferencia de temperaturas al momento de interconectar 4 a 9 , y por consiguiente será necesaria un área de intercambio un poco menor. La segunda diferencia, y quizá la más importante, reside en el número de subdivisiones realizadas: en la fig. 6 se divide a 9 en 5 corrientes, y se conserva una línea a la cual, por ahora, no se le suministrará calor sino hasta el calentamiento final en un horno. Paralelamente, en el esquema de la Figura 4 se divide la corriente 9 en 4 líneas, y por consiguiente, alguna de estas tendrá que manejar un flujo mayor al calculado con las ecuaciones.

Por ahora se ha hablado de manejar un flujo diferente en cada subcorriente. Sin embargo, para esto hace falta un equipo de control un poco más sofisticado que el necesario para manejar flujos iguales por cada una de las líneas generadas: Es mucho más sencillo dividir una corriente en cuatro partes iguales que en cuatro partes, cada una, con un flujo diferente.

Por otra parte, el arreglo hasta ahora considerado necesita grandes áreas de intercambio de calor. Particularmente para la interconexión entre las corrientes 4 y 9 .

Tratando de superar estas dificultades se genera el es-

quema 5.

Una de las corrientes 9 es dividida en cuatro líneas idénticas que manejan flujos superiores a los mínimos necesarios para las interconexiones correspondientes; así, los costos de equipo de control se ven reducidos al igual que los valores de área de intercambio de calor (debido al mayor gradiente de temperaturas en el intercambiador de calor).

La otra corriente 9 es manejada tal cual; como el valor de  $mC_p$  es ahora un poco mayor que los anteriores, la superficie de intercambio necesaria es un poco menor que cuando los valores de  $mC_p$  para ambas corrientes son iguales.

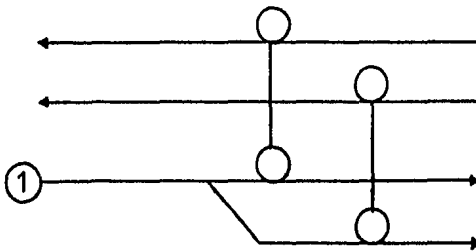
## 2.2. Parte fría del sistema:

Las interconexiones en esta parte del sistema se empiezan a hacer de derecha a izquierda, es decir, desde el Pinch hacia temperaturas menores.

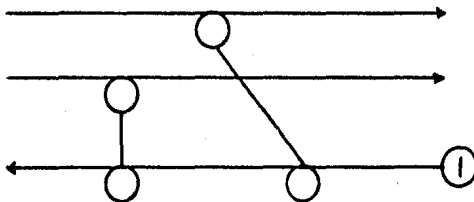
Es importante mencionar que en esta parte fría sucede lo inverso que en la parte caliente, en lo que a la subdivisión de corrientes se refiere. En la parte caliente, la subdivisión se justifica si el número de corrientes frías es menor al número de corrientes calientes. Para no violar la condición de  $\Delta T_{min}$  demostramos en páginas anteriores que es posible y necesario que el número de corrientes frías sea, por lo menos,

igual al número de corrientes calientes; de no ser así, hay que subdividir a las corrientes frías principales.

En la parte fría sucede justamente lo contrario. Cuando el número de corrientes calientes es mayor o igual al número de corrientes frías, pueden llevarse a cabo las interconexiones deseadas sin problemas. Esto es fácilmente comprensible si se observa que una interconexión desde un nivel bajo de temperatura, para la corriente fría, hasta un nivel alto de temperatura, para la corriente caliente, puede efectuarse con éxito. En esta caso, el que una corriente fría haya sido previamente interconectada a una primera corriente caliente, no va a impedir que se lleve a cabo una segunda interconexión (hacia la izquierda en el diagrama de arreglos) con otra corriente caliente, aunque esta última se encuentre en el mismo nivel de temperatura que la primera; sí es permitida una conexión de "izquierda a derecha". Los diagramas siguientes ayudan a entender lo anterior:



**B.1** - La subdivisión de la corriente 1 no tiene sentido, puesto que se pueden lograr resultados iguales sin tener que realizarla.



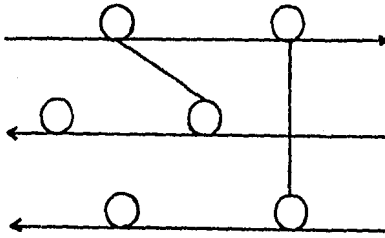
**B.2** - Aquí vemos como evitar la subdivisión de corrientes para lograr resultados similares a los del arreglo anterior.

Pasemos ahora al orden en que deben ser interconectadas las corrientes. Una vez más, el orden seguido es en gran medida el producto de criterios claves y bien definidos; sin embargo, estos son solo criterios y no reglas inquebrantables. Algunos de estos son los siguientes:

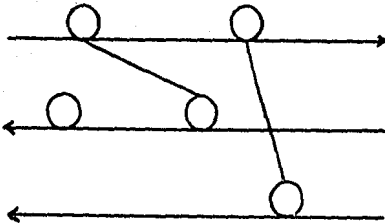
- Se persigue la mayor transferencia de calor (y por lo tanto la mayor carga térmica) posible en cada intercambiador.
- Cuando sea posible, se tratará de disipar todo el calor de una corriente caliente por medio de un intercambiador y sin hacer uso de servicios auxiliares.
- Se tratará siempre de instalar el menor número de equipos necesario.

Como puede verse, estos criterios están en realidad muy íntimamente relacionados. El objetivo del primero es lograr un número mínimo de unidades de transferencia de calor tratando de intercambiar la mayor carga posible en cada equipo.

El segundo criterio busca disipar toda la carga de una corriente en un intercambiador de calor evitando, de ser posible, instalar sobre una misma línea un segundo equipo, es decir un enfriador. De hecho, es preferible un arreglo del tipo C2 a un arreglo del tipo C1 :



C.1  
Es necesario emplear por lo menos 4 equipos



C.2  
Unicamente hacen falta 3 ó 2 equipos en este caso.

Al aplicar los conceptos mencionados para este caso en particular, estos quedarán mucho más claros. Por este motivo, a continuación se explica paso por paso la rutina de diseño seguida.

#### 2.2.1. Primera interconexión:

Se empieza de derecha a izquierda, y se encuentra uno en el primer subsistema después del Pinch. Se presentan seis



primeras opciones de interconexión (FIG. 7) y es preciso seleccionar aquella que mejor se ajuste a los conceptos anteriores.

Para empezar se calcula la máxima carga que puede ceder una corriente caliente. Esta carga corresponde a la corriente de mayor capacidad (mCp), es decir la corriente 4 .

Se calcula entonces:

$$Q_4 = (mCp)_4 \Delta T$$

$$T = 412 - 361$$

$$(mCp)_4 = 732$$

$$Q_4 = 37\ 332 \text{ MBTU/h}$$

En este mismo subsistema la corriente 1 puede absorber únicamente  $Q_1$ ; que es inferior a  $Q_4$  puesto que  $(mCp)_4 > (mCp)_1$ :

$$Q_1 = (mCp)_1 \Delta T$$

$$T = 412 - 361$$

$$(mCp)_1 = 721$$

$$Q_1 = 36771 \text{ MBTU/hr}$$

Esto implica que si queremos realmente aprovechar en esta interconexión todo el calor de 4 , habrá que tomar a 1 desde un nivel menor de temperatura. Por otra parte, si analizamos bien la situación puede verse que existe la posibilidad de cumplir también con el segundo de los criterios recién citados; existe la posibilidad de disipar de un "tirón" todo el calor de

la corriente 4 , y es precisamente lo que hay que hacer, ya que no solo se aprovecha al máximo el equipo empleado, sino que también se origina un mayor gradiente de temperaturas en la siguiente interconexión.

Se calcula entonces el calor total que 4 puede ceder.

Esto es:

$$Q_4 = (mCp)_4 \Delta T$$

$$T = 412 - 343$$

$$Q_4 = 50508 \text{ MBTU/h}$$

Para absorber este calor, 1 debe de tener la siguiente temperatura inicial:

$$Q_4 = Q_1 = (mCp)_1 \Delta T$$

$$T = 412 - TE_1$$

$$50508 = (721)(412 - TE_1)$$

$$TE_1 = 341.9 \text{ } ^\circ\text{F}$$

La corriente 1 se encuentra entonces a 341.9 °F y el calor de 4 ha sido totalmente consumido.

### 2.2.2 Segunda Interconexión:

Nuevamente, se selecciona el arreglo que permita la mayor carga térmica por equipo. En este caso resulta muy útil construir una tabla que se llena de la siguiente manera.

Como ahora las interconexiones son entre corrientes que se encuentran en subsistemas de temperaturas diferentes, es preciso evaluar hasta que punto puede llevarse a cabo la transferencia de calor. Las ecuaciones siguientes tienen este propósito:

$$\begin{aligned} \text{C.F.:} \quad Q_1 &= (mCp)_1 \Delta T_1 \\ T_1 &= 341.94 - TE_1 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{C.C.:} \quad Q_3 &= (mCp)_3 \Delta T_3 \\ T_3 &= 412 - TS_3 \end{aligned}$$

Por balance de calor, tiene que cumplirse:

$$Q_1 = Q_2 = Q$$

Para máxima transferencia de calor, se cumple:

$$TE_1 = TS_3 = T$$

Al resolver el sistema se llega a:

$$T = 331.44 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$TE_1 = 331.44 \text{ } ^\circ\text{F}$$

La forma general de la ecuación sería, usando los subíndices C.F. y C. C. para las corrientes fría y caliente, respectivamente:

$$TE_{CF} = \frac{TS_{C.F.} - \frac{(mCp)_{C.C.} TE_{C.C.}}{(mCp)_{C.F.}}}{\left(1 - \frac{(mCp)_{C.C.}}{(mCp)_{C.F.}}\right)}$$

Empleando esta ecuación se llena la tabla siguiente, en la cual se anota el valor de  $TE_{C.F.}$  resultado de cada arreglo.

Interconexión		$TE_{C.F.}$ °F	mCp
1	3	331.445	94
1	5	327.397	124
1	6	335.7039	59
1	7	332.7096	84
1	10	316.6871	411
1	11	331.7011	92

La interconexión que da lugar al mayor cambio de temperatura y por lo tanto la menos  $(T.E.)_{C.F.}$ , es la 1 - 10 ; esta es la más adecuada y es también la de mayor mCp.

### 2.2.3. 3era. Interconexión:

Nuevamente se construye una tabla similar a la anterior y se selecciona el arreglo que origine la menor temperatura de entrada al equipo para la corriente fría, es decir, la 1 - 5.

Interconexión	(T.E.) <sub>C.F.</sub> °F
1 3	302.3978
1 5	296.8901
1 6	308.1924
1 7	304.1184
1 11	302.7463

La selección más adecuada es la 1 - 11 . Sin embargo, solo es necesario bajar la temperatura de 11 hasta 305°F, así que se tiene en realidad:

$$Q_{11} = (mCp)_{11} (412-305)$$

$$Q_{11} = 9844 \text{ MBTU/hr}$$

$$Q_{11} = (mCp)_1 (316.6871-TE_1)$$

$$TE_1 = 303.033 \text{ °F}$$

Esta selección resulta muy conveniente ya que permite disipar  $Q_{11}$  de un tirón, y el efecto de esta conexión sobre 1 , es muy parecido al efecto de la conexión 1 - 5 , que de acuerdo a la tabla es la mejor. De cualquier manera, para poder comparar diferentes alternativas se construye paralelamente a la FIG. 7 la FIG. 8; en esta última se siguen religiosamente los resultados dictados por la tabla y por consiguiente se efectúa la conexión 1 - 5 .

2.2.4. 4ta. Interconexión:

Para la figura 8 se construye nuevamente la tabla:

Interconexión		T.E. <sub>c.f.</sub> °F
1	3	279.6
1	6	286.6
1	7	281.7
1	10	270.6
1	11	280.1

Se realiza por consiguiente la interconexión 1-10.

2.2.5. 5ta. Interconexión:

Nuevamente aparece una tabla:

Interconexión		T.E. <sub>c.f.</sub> °F
1	3	249.4
1	5	265.2
1	6	258.0
1	7	252.0
1	11	250.0
1	2	204.8

Se selecciona la interconexión 1 - 2.

## 2.2.6. 6a. Interconexión:

La tabla es en este caso:

Interconexión	T.E. <sub>c.f.</sub> °F
1 8	185.8
1 3	173.8
1 5	185.7
1 6	186.4
1 7	177.5
1 10	117.6

1 - 10 es la conexión que parece ser mas conveniente. Sin embargo 10 solamente puede bajar hasta 180°F, y por lo tanto el valor de T.E.<sub>c.f.</sub> se vuelve:

$$T.E._{c.f.} = 153.2 \text{ °F}$$

## 2.2.8. 7a. Interconexión:

La tabla para esta interconexión aparece en la página siguiente.

Interconexión	T.E. <sub>c.f.</sub> °F
1 8	120.7
1 2	-121.9
1 3	114.4
1 5	123.3
1 6	130.1
1 7	119.0
1 11	115.3

Se corrige entonces la interconexión 1-2 de acuerdo al calor que 2 puede aún ceder. El resultado es una temperatura de T.E.<sub>c.f.</sub> = 65.5°. Como este valor es inferior a 68°F, que es la temperatura inicial y por lo tanto mínima de la corriente 1, esta última no es capaz de absorber por completo a 2 y un enfriador adicional será necesario. Siendo así se decide mejor conectar a 1 con 3; ahora se tiene

$$T.E._{c.f.} = 114.4 \text{ °F}$$

Por otra parte se aprecia con este análisis que un pequeño descenso adicional en el valor de T.E.<sub>1</sub> podría provocar la transferencia total del calor de 3. Por lo tanto se considerará aún más conveniente la interconexión 1-11, obteniendo también así un agotamiento de 11 y el descenso deseado. Finalmente, se tiene:

$$T.E._{c.f.} = 139.5 \text{ °F}$$



## 2.2.8. 8a. Interconexión:

Nuevamente, la tabla construida es la siguiente:

Interconexión	T.E.c.f. °F
1 8	103.5
1 3	98.7
1 5	106.8
1 6	115.2
1 7	103.6

Se selecciona por lo tanto la conexión 1-3; como 3 solo puede bajar hasta 100 °F se calcula lo siguiente:

$$\text{T.E.c.f.} = 98.8 \text{ °F}$$

## 2.2.9. 9a. Interconexión:

La tabla es ahora:

Interconexión	T.E.c.f. °F
1 8	52.2
1 5	57.7
1 6	70.9
1 7	57.5

La única interconexión que puede hacerse con éxito es la 1 - 6. Se calcula entonces:

$$T.E.c.f. - 73.3 \text{ } ^\circ F$$

#### 2.2.10. 10a. Interconexión:

Solo resta por efectuar una interconexión, y se lleva a cabo aquella que confiera un mayor gradiente de temperatura , es decir, la 1-7 :

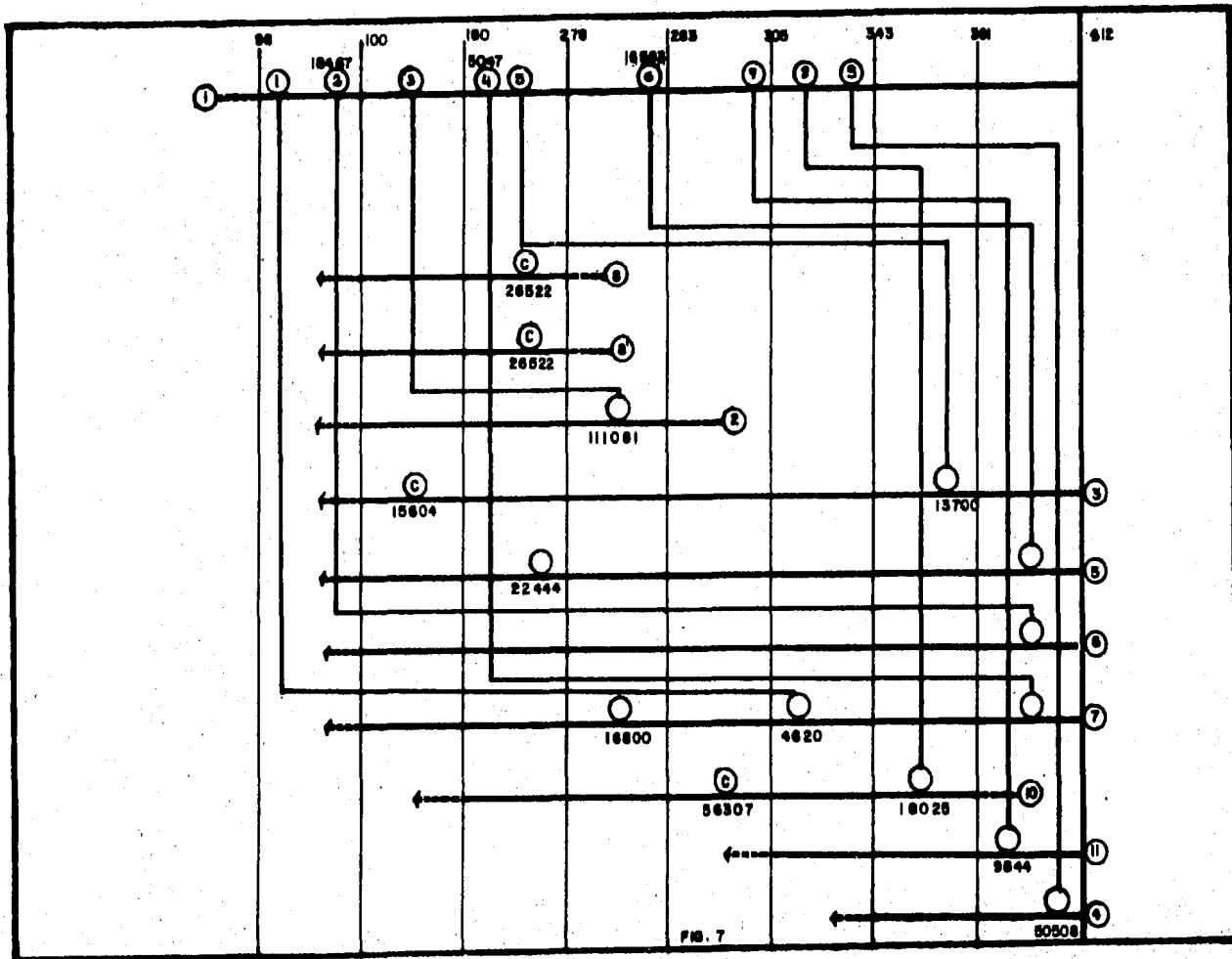
$$T.S. 7 - 366.36 \text{ } ^\circ F$$

#### 2.2.11. Otras Interconexiones:

Seguir los resultados de estas pequeñas tablas de manera religiosa conduce en ocasiones a arreglos que no son óptimos, ya que se limita bastante la intervención directa del ingeniero de proceso. Es preciso aplicar todos los criterios de que se pueda hechar mano; tarea facil cuando se tiene mucha experiencia en este campo, y no tan facil cuando unicamente se conocen unas cuantas reglas nada mas.

De cualquier manera, existen grandes reglas de transferencia de calor de uso general, y , siempre puede usarse el sentido común cuando se trata de llegar a arreglos preliminares.

Reglas de este tipo serían, por una parte , tratar de agotar con un equipo único para evitar instala-



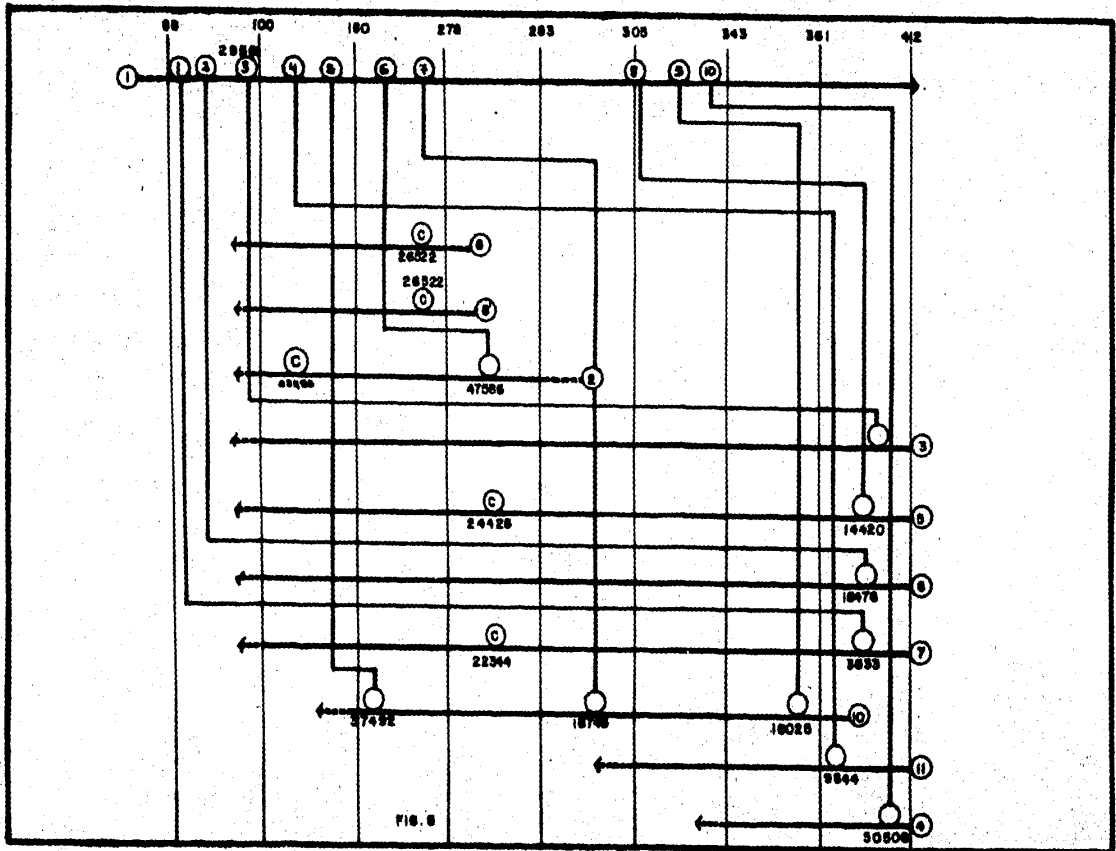
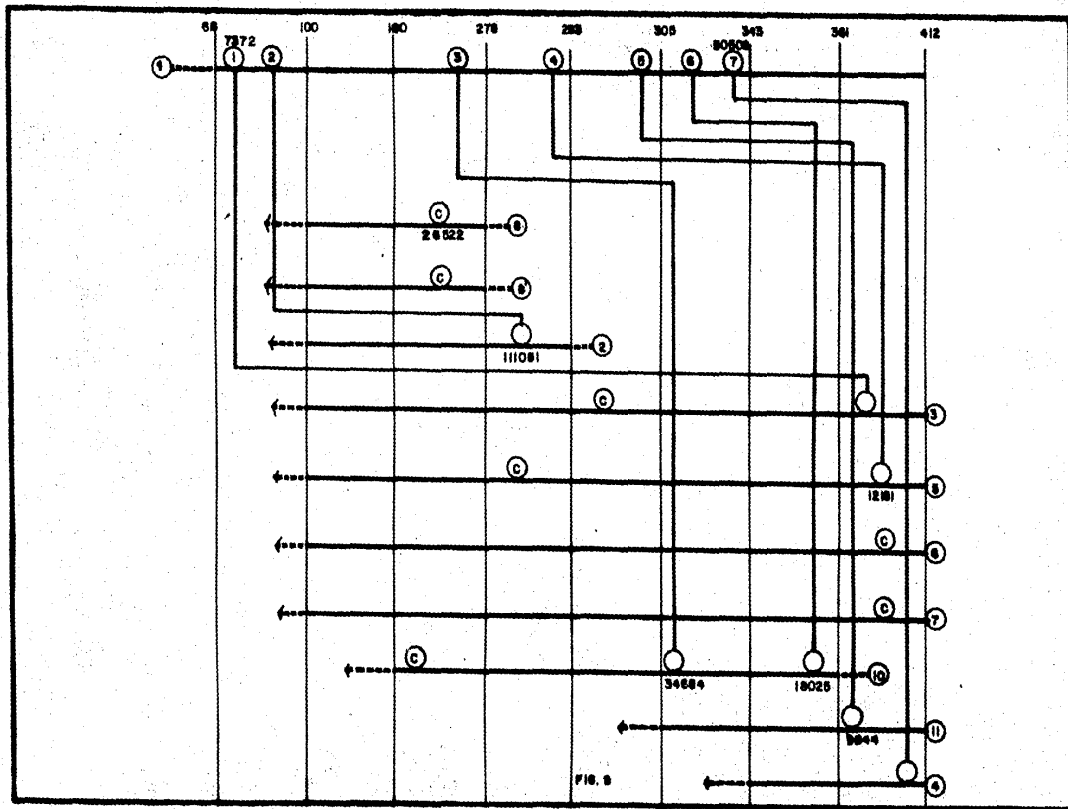


FIG. 5



ciones complicadas, y, por otra parte, procurar mantener gradientes de temperatura elevados para obtener áreas de transferencia de calor tan pequeñas como se pueda.

Aplicando estos criterios se obtienen los arreglos ilustrados en las figuras 7 y 9. En los tres esquemas - hasta ahora construidos se obtienen números de equipos muy similares, y solamente una evaluación económica permite escoger la mejor opción.

### 2.3. Subdivisión de corrientes:

En ninguno de los arreglos anteriores se subdividió una corriente. De hecho, se mencionó que en algunos casos una subdivisión puede no tener sentido, ya que si no tiene como consecuencia una disminución en el número de unidades requeridas, únicamente se verán incrementados los costos del capital sin beneficios considerables a cambio.

Sin embargo, es evidente que una subdivisión de corrientes que genera un número de unidades inferior al que se obtuvo inicialmente, es perfectamente justificable. Esto es precisamente lo que sucede en este caso, y a continuación se crea un nuevo arreglo en el que se hecha mano de varias subdivisiones en la corriente fría.

Al describir técnicamente este método de diseño, se planteó un pequeño diagrama de flujo que de manera sis-

temática sugiere cuando es necesaria una subdivisión. Para esta parte del sistema, las desigualdades que se tienen que verificar en el Pinch son:

$$mCp(c.c.) > mCp(c.f.)$$

$$N(c.c.) > N(c.f.)$$

Al observar la figura 2, se ve que ambas desigualdades se cumplen, aunque la segunda solamente lo hace de manera razonable (la primera apenas es cierta). Puede entonces resultar interesante subdividir a la corriente de crudo para que esta primera desigualdad se cumpla por un margen un poco mayor.

Por otra parte, como se quiere llegar a un número de equipos inferior al que hasta ahora se ha llegado a obtener, es preciso comparar este nuevo arreglo a medida que se vaya generando con los arreglos anteriores. Quizá el esquema de la figura 9 sea el mas indicado para este propósito porque hasta ahora parece ser el menos complicado.

En la figura 9 puede verse que el número de unidades se vería drásticamente reducido si de alguna manera pudiera evitarse el uso de enfriadores en las corrientes 3,5,6,7 y 10. Esto solo es posible si cada una de estas corrientes abandona su última interconexión a su temperatura de entrega; este fenómeno es a su vez posible si cada una de las corrientes con las cuales se lleva a cabo el intercambio entra al intercambiador a

a la temperatura de entrega (afectada por  $\Delta T_{\min}$ ) de la corriente caliente involucrada.

Las consideraciones anteriores equivalen entonces a decir que la corriente fría principal (crudo) ,tiene que ser subdividida en el subsistema correspondiente a la temperatura de entrega de la corriente caliente. Al hacer esta subdivisión no hay que olvidar que no solo se desea llevar a la corriente caliente hasta su temperatura de entrega, sino que también se desea obtener la mayor temperatura posible para la corriente fría; esto es llevar a cada subcorriente hasta la temperatura de Pinch por medio de un solo equipo.

El esquema resultante se muestra en la figura 10. La corriente de crudo es dividida de tal manera que las necesidades de 3,5,6 y 7 queden completamente satisfechas. Esto se lograría si para cada interconexión se cumpliera:

$$mCp(c.f.) > mCp(c.c.)$$

Sin embargo, también se desea llevar hasta el Pinch a cada corriente o subcorriente fría, y para lograrlo se tiene que cumplir:

$$mCp(c.c.) \geq mCp(c.f.)$$

Al hacer lo anterior 3,5,6 y 7 unicamente necesitan un intercambiador de calor, y aunque las demás corrientes sí necesitan un enfriador en algún momento, el arreglo



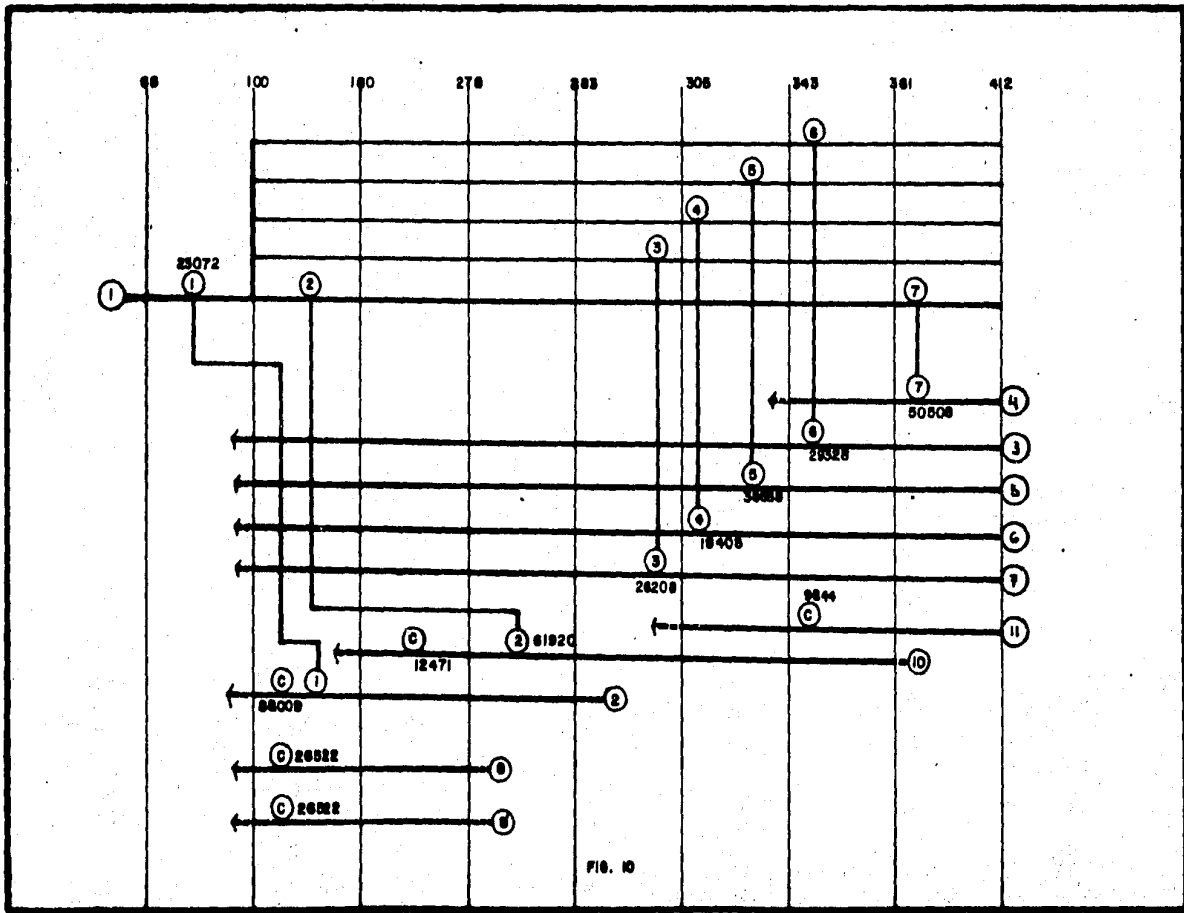


FIG. 10

de la figura 10 contiene un número de equipos inferior a cualquiera de los anteriores. Por lo tanto, representa lo mejor que se ha obtenido hasta aquí en lo que a número de equipos respecta.

A primera vista, el arreglo de la figura 10 parece ser muy conveniente, pero un análisis mas profundo revela que debido a gradientes de temperatura bajos en cada interconexión se obtienen areas de transferencia de calor considerablemente grandes.

Se debe entonces generar una configuración que origine en la medida que sea posible gradientes de temperatura mayores entre las corrientes conectadas.

Para incrementar estos gradientes hay que favorecer la diferencia entre valores de flujos de capacidad calorífica, y para lograrlo es necesaria una subdivisión de la corriente principal de crudo. En el momento de llevar a cabo la división debe tenerse presente que en el Pinch debe respetarse la desigualdad:

$$mCp(c.c.) \geq mCp(c.f.)$$

El intercambio de calor será mas facil en la medida que el margen por el cual se cumple la desigualdad sea mayor. De hecho, esta pequeña regla fué la que se usó en primera instancia para para dividir la corriente de crudo: aunque originalmente el flujo de capacidad calorífica de la corriente 4 era ligeramente superior al de la corriente 1, se efectuó la división para incrementar el

gradiente de temperatura que se establece durante la interconexión correspondiente.

Es importante reiterar que la desigualdad anterior unicamente debe cumplirse en el Pinch del sistema. Si no se cumple en otros puntos del proceso no tiene mayor importancia.

Partiendo de estos últimos conceptos se llega al arreglo que aparece en la figura 11. Aunque el número de equipos es superior al del resto de los arreglos, valores de area menores compensan este inconveniente.



### 3. INTEGRACION DEL VAPOR REQUERIDO POR EL PROCESO Y DEL REQUERIMIENTO TOTAL DE POTENCIA AL SISTEMA GENERAL DE INTERCAMBIO DE CALOR.

Hasta ahora solo se ha hablado de un intercambio de calor entre las corrientes de proceso.

Sin embargo no se ha considerado la posibilidad de integrar al sistema de corrientes el vapor requerido por el proceso y por turbinas que suministrarían la energía para accionar bombas , compresores, etc.

Originalmente, se diseñó una planta aislada con el propósito exclusivo de generar los servicios auxiliares necesarios ; la integración de esta última a la unidad de destilación atmosférica, constituye un nuevo enfoque de gran interés.

#### 3.1. Vapor de Proceso:

El vapor necesario para el proceso es básicamente el que se alimenta a las torres atmosférica y agotadora. Aunque en realidad son necesarias varias corrientes, como las condiciones de alimentación son siempre las mismas puede manejarse un solo flujo compuesto.

La corriente de vapor manejada tiene entonces las características siguientes:

Flujo - 68 401 lb/hr

Temperatura final - 650 °F

Presión final - 43.2 psig

Hg - 1308.6 BTU/lb

Condiciones originales: Agua saturada

Presión atmosférica - 14.69 psi

Temperatura - 212 °F

Hl - 180.2 BTU/lb

Calor necesario - 77 185.7 MBTU/hr

Flujo de capacidad calorífica medio - 176.2

### 3.2. Vapor para energía:

Se requiere energía para accionar todos los equipos indicados en la tabla que se presenta a continuación.

EQUIPO		$\frac{lb}{ft^3}$	Flujo $\left(\frac{ft^3}{h}\right)$	P (psi)	H (ft)	bHP
Bomba de crudo (Carga)	2	55.62	23219.6	442.2	1144.9	1870.6
Bomba de crudo despuntado	2	51.10	23948.5	187.7	528.9	907.4
Bomba de Nafta de despuntadora	2	42.91	4068.4	246.0	825.5	186.8
Bomba de Reflujo de Nafta	1	46.1912	13432.1	71.1	221.7	88.8
Bomba de Nafta de torre atmos.	1	46.1912	5661.9	136.5	425.5	71.8
Bomba de recirculación superior	1	44.5365	19466.9	71.1	229.9	141.7
Bomba de turbosina producto	1	44.8595	6075.1	99.5	319.4	62.9
Bomba de kerosina producto	1	44.0956	3525.9	110.9	362.2	42.4
Bomba de Diesel producto	1	44.3800	9365.8	137.9	447.4	144.0
Bomba de recirculación inferior	1	46.1016	23113.6	65.4	204.3	161.4
Bomba de gasoleo pesado	1	48.0875	3998.5	128.0	383.3	54.6
Bomba de residuo	1	53.7717	12898.1	359.8	963.5	487.4
Compresor de incondensables	1	-----	-----	-----	-----	630.0
						4849.8

La cantidad de vapor necesaria para satisfacer el requerimiento de energía total del proceso se calcula con la ecuación:

$$\frac{2544}{\Delta H * \eta_p} = \frac{\text{lb de vapor}}{\text{hr. HP}}$$

donde:

$\Delta H$  - Caída de entalpia por expansión BTU/lb

$\eta_p$  - Eficiencia politrónica = 0.8

La cantidad de vapor necesaria es por lo tanto una función de la presión hasta la cual se comprime y la presión hasta la cual se expande en la turbina.

Por cuestiones de simplicidad se calcula una "supercorriente" de vapor que debe encargarse de suministrar toda la potencia necesaria al sistema a través de una sola turbina.

Por otra parte, se desea emplear posteriormente el vapor para calentamiento, y, para que esto sea posible, habrá que determinar a que nivel de temperatura se efectúa la transferencia de calor.

En la parte fría del sistema, se ha visto que no es preciso suministrar un calor adicional para calentar el crudo, puesto que las corrientes calientes resultan más que suficientes para esto. El vapor sería útil únicamente para calentar las corrientes frías en la parte caliente del sistema. Sin embargo, en esta parte los



niveles de temperatura son bastante altos y el vapor agotado en la turbina tendría que abandonarla a una temperatura también muy alta.

De hecho, si se analiza detalladamente el diagrama de Mollier para el agua puede verse que las condiciones más adecuadas serían las siguientes:

Vapor de entrada:

Presión - 2 000 psi

Temperatura - 1 200 °F

Vapor de salida:

Presión - 800 psi

Temperatura - 900 °F

Libras de vapor por HP :

H - 150 BTU/lb

Cantidad - 21.2 lb de vapor/ hr.HP

Calor que aún puede ceder el vapor de escape:

- Calor sensible: de 900°F a 527°F

Qs - 270 BTU/lb

- Calor latente: Ql - 700 BTU/lb

Las cifras anteriores presentan dos grandes inconvenientes: el primero, es el nivel de presión al cual los gases dejan la turbina. Esto genera equipos de transferencia demasiado costosos. Por otra parte, no puede pensarse en reducir la presión porque el nivel de temperatura bajaría drásticamente, y la recuperación de calor se vuelve-

vería bastante pobre. De hecho, este es el segundo inconveniente: únicamente se puede calentar a partir de niveles intermedios de temperatura. Estas consideraciones inclinan al diseñador a pensar que sería verdaderamente un desperdicio emplear vapor de 800 psi para calentar corrientes; un mejor uso sería aprovechar primero la presión disponible. Desde luego, después del calentamiento se estaría aún cerca de los 800 psi, sin embargo esto sería en fase líquida y las aplicaciones se vuelven entonces limitadas. Por otra parte, tirar la presión a niveles inferiores no tiene caso.

De cualquier manera, con propósitos de evaluar varias alternativas, más adelante se hace una evaluación un poco detallada de las posibilidades de uso de una turbina de vapor. Sin embargo esta no es la única manera de obtener energía y calor simultáneos en una planta.

Existen diferentes equipos que cumplen con estos propósitos con mayor o menor eficiencia, dependiendo del caso que se presente. La tabla siguiente, tomada de los trabajos más recientes de Bodo Linnhoff, permite establecer una comparación a grandes rasgos entre las diferentes opciones de generación de energía.

SISTEMA	COMBUSTIBLE USADO	POTENCIA GENERADA	CALOR USADO	DESECHO
Calderas con turbinas de vapor	100	4	76	20
Motor de combustión interna con un hervidor con el calor de deshecho.	100	33	22	45
Turbina de gas y hervidor con el calor de deshecho.	100	25	45	30
Turbina de gas con los gases de escape calentando directamente el proceso.	100	25	60	15

Si se decide emplear una turbina de gas para generar trabajo se tendrían las siguientes condiciones de operación:

Gases de entrada: gases de combustión

$$C_p = 0.256 \text{ BTU/lb}^\circ\text{F}$$

$$T = 1\ 500 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$H_1 = 366.6 \text{ BTU/lb}$$

Gases de salida: después de la expansión

$$T = 750 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$H_2 = 174.6 \text{ BTU/lb}$$

Libras de gas por cada HP generado:

16.56 lb/hr.HP

Gasto de gases necesario para generar toda la potencia requerida por el proceso:

G = 80 313 lb/hr

Las condiciones de salida en la turbina de gas son difíciles de predecir, ya que se dispone de poca información acerca de estos equipos. Por esta razón se hace una segunda evaluación que permite tener un mejor panorama de las perspectivas de obtención de potencia:

Gases de entrada:

T = 1500 °F

H1 = 366.6 BTU/lb

Gases de salida:

T = 800 °F

H2 = 187.4 BTU/lb

Libras de gas por HP generado:

17.74 lb/hr.HP

Gasto necesario:

G = 86 058 lb/hr

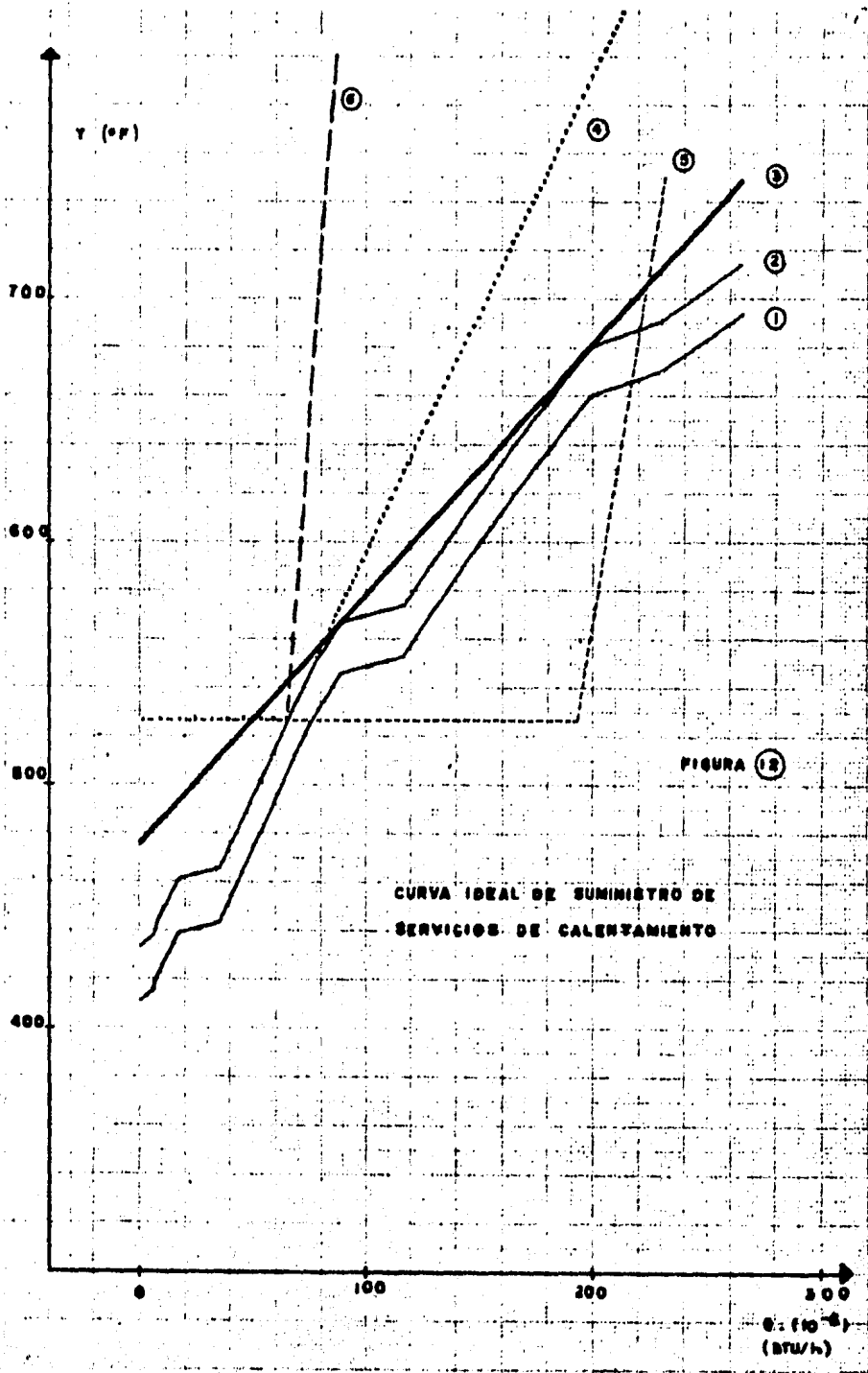
Por lo tanto, hace falta el gasto de gases anterior para poder satisfacer los requerimientos de potencia. Sin embargo, tomando en cuenta que el calor específico de estos gases es bajo también, se puede ver que el flujo de capacidad calorífica es demasiado pequeño, al menos si se le compara al del resto de las corrientes. De hecho, para

que se justifique el uso de estos gases como medio de producción de energía, y posteriormente se pueda obtener un aprovechamiento adecuado de su calor, es necesario que su  $mC_p$  tenga un valor determinado que se estima como a continuación se explica.

Se tiene que construir una curva (fig.12) que indique cuanto calor hay que suministrar por arriba del Pinch a medida que aumenta la temperatura. Para no hacer cálculos adicionales, se usan directamente los valores reportados en la columna 4 de la tabla 2. La curva obtenida es la que aparece a continuación bajo el nombre de figura 12-1.

Breve análisis de la figura 12:

Concretamente, esta figura sirve para que el diseñador conozca la manera óptima de suministrar los servicios auxiliares. Esta curva puede ser parte clave de un diseño, ya que evidentemente el suministro de calor externo a condiciones extremas es mucho mas costoso que el suministro a condiciones intermedias. Mas aún, ¿ porqué llevar a cabo todo el calentamiento arriba de 700 °F cuando éste puede efectuarse por etapas a niveles inferiores de temperatura ? De hecho, el fluido ideal de calentamiento sería aquel que lograra mantenerse siempre arriba de la curva 1 (curva de servicios auxiliares) en una cantidad igual a  $\Delta T_{min}$  , es decir , aquel que siguiera el esquema



indicado por la curva 12-2 (curva del fluido ideal de calentamiento).

Por supuesto, sería fantástico disponer de un fluido con esas características, pero como sería en verdad extraño, hay que limitarse a un fluido con propiedades semejantes a las que representa la curva 12-3. Esta recta se traza de tal manera que tenga la mayor pendiente posible siempre y cuando se mantenga en una cantidad  $\Delta T_{min}$  arriba de la curva 1. Una manera de lograr esto es seleccionar sobre la curva 12-2, aquellos dos puntos que se encuentren mas a la izquierda de la curva 1, y después conectarlos con la recta. La pendiente de todas las curvas 12 es igual a  $1/mC_p$  y por lo tanto se trata de tener el mayor valor posible de inclinación. El problema es que a mayor pendiente, mayor temperatura del medio de calentamiento. Es por consiguiente necesario llegar a un equilibrio entre valor de  $mC_p$  y temperatura inicial de alimentación al sistema.

En este caso, la pendiente de la curva 12-3 es:

$$1/mC_p = 1.035 * E-03$$

$$mC_p = 966$$

En páginas anteriores se estimó que:

$$C_p = 0.256 \text{ BTU/lb}^\circ\text{F}$$

El flujo de gases es por lo tanto:

$$m = 3\,773\,000 \text{ lb/hr}$$

Esta cantidad de gases de combustión podría generar po-

tencia antes de ceder calor al sistema. Esto es, generar trabajo en una turbina de gas y aprovechar los gases de escape para suministrar calor directamente al proceso. Con esta masa de gases y estimando que entran al equipo de expansión a 1500 °F y salen a 750 °F (curva 3), puede calcularse cuanta energía es producida:

$$H (1500^{\circ}\text{F}) = 366.6 \text{ BTU/lb}$$

$$H (750^{\circ}\text{F}) = 174.6 \text{ BTU/lb}$$

Potencia generada:

$$\text{HP} = 227\ 800$$

Si los gases abandonan la turbina a 800 °F entonces la pendiente de la recta sería la siguiente:

$$1/mC_p = 1.31 * E-03$$

$$mC_p = 763.93 \text{ BTU/hr.}^{\circ}\text{F}$$

$$m = 2\ 984\ 170 \text{ lb/hr}$$

Con esta cantidad de gases se producen:

$$\text{HP} = 168\ 217.24$$

Este valor de potencia queda muy por encima de las necesidades del proceso, pero aún así se presentan grandes atractivos que a continuación son discutidos.

Esta potencia sería generada con un 100% de eficiencia ya que todo el calor producto de la combustión del gas es aprovechado por la turbina, primero, y por el proceso después. Es interesante comparar este valor de eficiencia al de 30 % (aprox.) con que la comisión fede-



ral de electricidad produce electricidad. Puede entonces hablarse de vender el exceso producido en esta planta a C.F.E. y obtener utilidades adicionales.

Por otra parte, el flujo de gases que se espera manejar no está fuera de la realidad ya que los hornos actuales emplean aproximadamente 800 000 lb/hr.

El excedente de 87 % de energía puede entonces ser empleado en otras áreas del complejo industrial o puede ser alimentado directamente a la red urbana de electricidad.

Aplicando un análisis similar al caso de turbinas de vapor se obtienen los siguientes resultados:

Calor latente del vapor:

$$Q_l = m \cdot 700 \text{ BTU/hr}$$

Calor sensible del vapor:

$$Q_s = m \cdot C_p \cdot (900 - 527)$$

Debe cumplirse la condición:

$$Q_{in} = 268 \text{ E}06 \text{ BTU/hr}$$

El sistema de ecuaciones generado conduce a:

$$Q_l = 193 \text{ E}06 \text{ BTU/hr}$$

$$Q_s = 75 \text{ E}06 \text{ BTU/hr}$$

La curva construida con estos valores es la 12-5, y las conclusiones no son muy alentadoras ya que todo el calor correspondiente a la fracción de 5 que se encuentre por debajo de la curva 2 no podrá ser aprovechado por el proceso. Esta cantidad es:

$Q = 157 \text{ E06 BTU/hr}$

Las alternativas son entonces las siguientes:

Alternativa 1: FIG 12-6

Esquema de aprovechamiento total del calor.

El enfoque del diseñador es en este caso instalar una turbina con el propósito de aprovechar todo el calor del vapor de escape. Se procura por lo tanto utilizar al máximo calor latente y manejar la menor cantidad posible de vapor.

Calor latente:

$Q_l = 66 \text{ 000 E03 BTU/hr}$

Flujo:

$m = 94 \text{ 290 lb/hr}$

Calor sensible:

$Q_s = 25 \text{ 460 E03 BTU/hr}$

Energía generada:

$HP = 5.732$

El inconveniente de esta opción es que unicamente puede suministrarse calor al proceso por abajo de  $548^\circ\text{F}$ . Por otra parte, solo se produce la potencia necesaria, aunque se haga con una eficiencia muy buena.

Alternativa 2: FIG 12-4

Esquema de suministro de calor a altas temperaturas.

El enfoque del diseñador es aprovechar el vapor

de escape de turbinas para satisfacer toda la demanda del proceso.

Calor sensible:

$$Q_s = 202 \text{ E06 BTU/hr}$$

Flujo:

$$m = 784 \text{ 004 lb/hr}$$

Calor latente:

$$Q_l = 548 \text{ 800 E03 BTU/hr}$$

Calor latente aprovechable:

$$Q_l = 66 \text{ E06 BTU/hr}$$

Energía producida:

$$HP = 47 \text{ 343}$$

El inconveniente de este arreglo es que la energía generada no sea producida con el 100 % de eficiencia ya que se están desperdiciando aproximadamente 483 E06 BTU/hr y no se está haciendo uso del nivel de presión (800 psi) que aún tiene el vapor.

Las cifras anteriores inclinan a pensar que lo más adecuado a las necesidades de este proceso es la instalación de la turbina de gas; se desperdicia muy poco calor y se genera mucha potencia.

Es importante mencionar que el Dr. Linnhoff asevera en sus trabajos más recientes que la venta ó transmisión de energía a la red general se justifica solamente para cantidades superiores a 3 MW, debido a los costos

de las conexiones. Por otra parte, en Gran Bretaña las comisiones de electricidad tienen la obligación de comprar la energía excedente de cualquier compañía paraestatal ó privada.

El inconveniente de la alternativa seleccionada es que el vapor de proceso tendrá que provenir forzosamente de una caldera. Lo que sí podría hacerse es precalentar el agua necesaria para este servicio con las corrientes de proceso para reducir los costos de operación.

Regresando al esquema generado con la instalación de una turbina de gas, este queda representado por la figura 10. En este caso los intercambiadores que emplearían los gases de combustión serían los denominados G1, G2, G3, G4, G5, y G6. Por motivos de comparación con arreglos un poco más convencionales se han dejado ilustrados en esta figura los calentadores que originalmente deberían de utilizarse en sus posiciones respectivas.

En la siguiente sección se estudian los aspectos económicos de esta instalación, aunque dependiendo del fabricante estos varían en un amplio rango.

#### 4. EVALUACION ECONOMICA DE LOS ARREGLOS GENERADOS.

##### 4.1 Base de Costos:

Para poder decidir cual arreglo es economicamente mas viable es necesaria una estimación de la inversión fija requerida en cada caso.

El capital fijo está constituido unicamente por cambiadores de calor y calentadores. Detalles como costo de tubería o equipo de control no han sido tomados en cuenta.

Para evaluar los costos de cambiadores de calor de manera aproximada se emplea la correlación siguiente:

$$\text{COSTO } \$/\text{ft}^2 - (555218.3562(\text{Area}(\text{ft}^2))^{**}-0.5980505)$$

Para evaluar el area es preciso partir de un valor del coeficiente global de transferencia de calor Ud. Como primera aproximación se usaron valores de Ud promedio reportados en tablas en la literatura concerniente a este tema. El uso de factores de incrustación importantes ocasiona coeficientes bajos y conservadores; Esto debe generar areas de transferencia de calor también conservadoras y por encima de las que se calcularían por métodos más exactos.

Lo anterior no representa problema alguno, ya que lo que se intenta es unicamente establecer una comparación económica entre los nuevos procesos y los anteriores. Por este motivo, el proceso prevalesciente es evaluado

con el mismo método y la comparación está bien fundamentada.

Los costos de servicios auxiliares son calculados a partir de la siguiente base:

COMBUSTOLEO (PC- 17 250 BTU/lb)	12 984 \$/m <sup>3</sup> 5.92 \$/lb
AGUA ENFRIAMIENTO (70-115°F)	14 \$/m <sup>3</sup> 14 E-03 \$/l
Energía eléctrica	6 \$/KW.hr

El costo de los calentadores a fuego directo representa una importante fracción de la inversión fija, y se calcula a partir de las correlaciones siguientes:

Partes Nacionales- 2 393 685 + 1 023 185 (MMBTU/hr)  
(Moneda Nacional)

Partes importadas- 63 829 + 13 492 (MMBTU/hr)  
(Dolares)

Las correlaciones anteriores son vigentes hasta enero de 1984, y un factor de escalación de 1.8 se aplica a las partes nacionales. El costo total del equipo se obtiene sumando , en moneda nacional, el resultado obtenido con ambas correlaciones.

Para las partes importadas, la paridad con que se pasa de dolar a Moneda Nacional es de 242 pesos por un dolar.

Los coeficientes de transferencia de calor fueron tomados del libro de D. Kern. Estos aparecen en la tabla siguiente.

Sustancias orgánicas ligeras: Gasolina, kerosina, Nafta.

Sustancias orgánicas pesadas: Gasoleo frío, petroleo crudo, asfaltos, aceites calientes.

Sustancias orgánicas medias: Kerosina, Gasoleo caliente, aceites calientes.

FLUIDO CALIENTE	FLUIDO FRIO	Ud
S.O.L.	Agua	75-150
S.O.M.	Agua	50-125
S.O.P.	Agua	5- 75
S.O.L.	S.O.L.	40-75
S.O.M.	S.O.M.	20-60
S.O.P.	S.O.P.	10-40
S.O.P.	S.O.L.	30-60
S.O.L.	S.O.P.	10-40

#### 4.2. Costo del arreglo actual:

Como se mencionó en páginas anteriores, los costos del arreglo actual y los de las nuevas configuraciones son evaluados empleando los mismos criterios.

Para empezar se calcula en cada equipo el valor de  $\Delta T_{mi}$ . Con el valor de  $U_d$  correspondiente se calcula un área, y, finalmente se estima el costo. Cuando el valor del área es superior a 5 000 ft<sup>2</sup> entonces se divide entre el menor número posible para forzar a que el equipo cumpla con este requisito (área 5000ft<sup>2</sup>).

Una vez que se conoce el costo de cada cambiador se estima el costo de los calentadores, cuando son necesarios, y se calcula también el consumo de combustible ó agua de enfriamiento, según el caso.

Todos los resultados quedan plasmados en la tabla T-3.



EQUIPO	T <sub>jm</sub>	U <sub>d</sub>	Calor Q + 10 <sup>-3</sup>	Area	114 TABLA T - 3
					Costo de los equipos
	°F		BTU/hr	ft <sup>2</sup>	Moneda Nacional
Crudo-Turbosina	233	50	20 909	2 000	17 840 E03
Crudo-Recirculación	181	50	53 354	5 895	27 550 E03
Crudo-Gasoleo pesado	277	30	17 304	2 082	18 130 E03
Crudo-Kerosina	214	50	26 676	2 493	19 490 E03
Crudo-Diesel	271	30	21 620	2 659	20 000 E03
Crudo-Recirculación	209	50	13 698	1 311	15 050 E03
Crudo-Fondos	233	30	98 056	8 417	31 790 E03
Recirculacion-Fondos	5.46	30	14 545	88 797	324 751 E03
Recirculacion-Fondos	94.1	30	22 842	8 091	31 283 E03
Recirculacion-Fondos	173	30	15 930	3 069	13 997 E03
Agua-Nafta	103	100	26 561	2 579	13 040 E03
Agua-Nafta	103	100	26 561	2 579	13 040 E03
Agua-Nafta	104	100	111 158	10 688	52 960 E03
Agua-Turbosina	73	100	9 159	1 255	9 772 E03
Agua-Kerosina	114	100	26 633	2 336	12 540 E03
Agua-Gasoleo pesado	115	75	12 749	1 478	10 440 E03
Agua-Diesel	137	75	24 152	2 351	12 580 E03
Agua-Recirculación	133	100	21 037	1 582	10 720 E03
Agua-Recirculación	276	100	8 182	296	5 468 E03
Agua-Fondos	344	40	82 026	5 961	27 670 E03
Dos Calentadores a fuego directo			226 273		2 338 E06
-----					Consumo de servicios auxiliares
-----					
Agua de enfriamiento					7 738 E03 1b/h
Combustoleo					26 234 1b/h

**COSTO DEL ARREGLO ACTUAL:****Capital fijo:**

3 026 130 E03 \$

**Servicios auxiliares:****-Agua de enfriamiento:**

393 810 E03 \$/año

**-Combustible:**

1 230 020 E03 \$/año

#### 4.3. Costo de los nuevos arreglos:

Para estimar el costo de cada una de las configuraciones presentadas se sigue, una vez mas, el mismo procedimiento.

Los resultados son plasmados en tablas numeradas de acuerdo a la figura que representan; por ejemplo, los costos del arreglo de la figura 7 quedan contenidos en la tabla T-7.

A continuación se presentan las tablas correspondientes a cada una de las figuras que aparecen en este trabajo.

EQUIPO	T <sub>lm</sub>	U <sub>d</sub>	Calor Q x 10 <sup>-3</sup>	Area	TABLA T - 4
					Costo de los equipos
	°F		BTU/hr	ft <sup>2</sup>	Moneda Nacional
Crudo-Gasoleo pesado	182	60	3 605	330	5 711 E03
Crudo-Diesel	20	60	19 320	16 100	62 439 E03
Crudo-Kerosina	20	60	14 260	11 883	46 528 E03
Crudo-Recirculación	20	60	11 960	9 967	34 018 E03
Crudo-Turbosina	20	60	752	627	7 393 E03
Crudo-Fondos	21	40	144 228	171 700	640 752 E03
Crudo-Gasoleo pesado	20	60	7 959	6 633	28 882 E03
Recirculacion-Fondos	197	40	15 930	2 022	11 836 E03
Recirculacion-Fondos	116	40	22 842	4 923	16 926 E03
Un Calentador a fuego directo					1 384 E06
					=====
					Consumo de Combustible
					=====
Combustoleo					15 572 lb/hr

EQUIPO	T <sub>lm</sub>	U <sub>d</sub>	Calor Q x 10 <sup>-3</sup>	Area	TABLA T - 5
					Costo de los equipos
	°F		BTU/hr	ft <sup>2</sup>	Moneda Nacional
Crudo-Fondos	20	40	3 605	4 506	16 330 E03
Crudo-Diesel	66	60	19 320	4 879	16 870 E03
Crudo-Recirculacion	47	60	11 960	4 241	15 940 E03
Crudo-Kerosina	39	60	14 260	6 094	27 910 E03
Crudo-Gasoleo pesado	68	60	11 564	2 834	13 560 E03
Crudo-Fondos	32	40	140 263	109 862	374 E06
Recirculación-Fondos	197	40	15 930	2 022	11 836 E03
Recirculación	116	40	22 842	4 923	16 926 E03
Un Calentador a fuego directo					1 387 E06
					Σ 1 881 E06
					Consumo de Combustible
Combustoleo					15 613 lb/hr

TABLA T - 6

EQUIPO	T <sub>lm</sub>	U <sub>d</sub>	Calor Q x 10 <sup>-3</sup>	Area	Costo de los equipos
					Moneda Nacional
	°F		BTU/hr	ft <sup>2</sup>	
Crudo-Fondos	20	40	3 605	4 506	16 334 E03
Crudo-Turbosina	20	60	752	626	7 388 E03
Crudo-Kerosina	20	60	14 260	11 883	46 528 E03
Crudo-Recirculación	20	60	11 960	9 966	34 017 E03
Crudo-Diesel	20	60	19 320	16 100	62 439 E03
Crudo-Fondos	20	40	140 623	175 779	646 827 E03
Crudo-Gasoleo Pesado	32	60	11 564	6 023	27 783 E03
Recirculación Fondos	197	40	15 930	2 022	11 836 E03
Recirculación Fondos	116	40	22 842	4 923	16 926 E03
Un calentador					1 384 E06
<b>Total</b>					<b>Σ 2 254 E06</b>
					*****
					Consumo de Combustible
					*****
Combustoleo					15 572 lb/hr

TABLA T - 7

EQUIPO	T <sub>lm</sub>	U <sub>d</sub>	Calor Q * 10 <sup>-3</sup>	Area	Costo de los equipos
					Moneda Nacional
	°F		BTU/hr	ft <sup>2</sup>	
Crudo-Diesel	275	50	4 620	336	5 750 E03
Crudo-Gasoleo pesado	145	30	18 467	4 245	15 947 E03
Crudo-Nafta	33	50	111 081	67 322	234 737 E03
Crudo-Diesel	145	50	5 047	696	7 710 E03
Crudo-Turbosina	70	50	13 700	3 914	15 435 E03
Crudo-Kerosina	59	50	16 583	5 621	27 023 E03
Crudo-Recirculación	56	50	9 844	3 337	14 477 E03
Crudo-Recirculación	29	50	18 025	12 431	47 379 E03
Crudo-Fondos	20	30	50 508	84 180	298 446 E03
Agua-Nafta	103	100	26 822	2 575	13 044 E03
Agua-Nafta	103	100	26 522	2 575	13 044 E03
Agua-Turbosina	98	100	15 604	1 592	10 752 E03
Agua-Kerosina	104	100	22 444	2 158	12 150 E03
Agua-Diesel	110	100	16 800	1 527	10 573 E03
Agua-Recirculación	172	100	56 307	3 274	14 336 E03
<b>Total</b>					<b>740 838 E03</b>
=====					
Consumo de agua					
=====					
Agua de enfriamiento					3 649 E03 lb/hr

TABLA T - 8

EQUIPO	T <sub>lm</sub>	U <sub>d</sub>	Calor Q *10 <sup>-3</sup>	Area	Costo de los equipos
					Moneda Nacional
	°F		BTU/hr	ft <sup>2</sup>	
Crudo-Diesel	338	50	3 833	227	4 914 E03
Crudo-Gasoleo pes.	146	30	18 476	4 218	15 906 E03
Crudo-Turbosina	103	50	29 561	5 740	27 251 E03
Crudo-Recirculación	229	50	10 094	882	8 480 E03
Crudo-Recirculación	65	50	37 492	11 536	45 977 E03
Crudo-Nafta	26	50	47 586	36 605	131 483 E03
Crudo-Recirculación	43	50	18 746	8 719	32 238 E03
Crudo-Kerosina	55	50	14 420	5 244	26 279 E03
Crudo-Recirculación	29	50	18 025	12 431	47 380 E03
Crudo-Fondos	20	30	50 508	84 180	317 856 E03
Agua-Nafta	103	100	26 522	2 575	13 044 E03
Agua-Nafta	103	100	26 522	2 575	13 044 E03
Agua-Kerosina	109	100	24 428	2 241	12 336 E03
Agua-Diesel	131	100	22 344	1 706	110 550 E03
Agua-Nafta	55	100	63 495	11 544	46 000 E03
Total					753 245 E03
-----					
Consumo de agua					
-----					
Agua de enfriamiento					3 630 E03 1b/hr



EQUIPO	$T_{lm}$	$U_d$	Calor Q $\times 10^{-3}$	Area	TABLA T - 9
					Costo de los equipos
	$^{\circ}F$		BTU/hr	$ft^2$	Moneda Nacional
Crudo-Turbosina	319	50	7 372	462	6 539 E03
Crudo-Nafta	55	50	111 081	40 393	136 800 E03
Crudo-Recirculación	35	50	34 608	19 776	67 820 E03
Crudo-Recirculación	62	50	9 844	3 175	14 190 E03
Crudo-Recirculación	60	50	18 025	6 008	27 760 E03
Crudo-Fondos	20	30	50 470	84 117	317 800 E03
Crudo-Kerosina	61	50	12 257	4 019	15 600 E03
Agua-Turbosina	121	100	21 902	1 810	11 320 E03
Agua-Kerosina	103	100	22 320	2 167	12 170 E03
Agua-Gasoleo pes.	145	75	18 408	1 693	11 020 E03
Agua-Diesel	145	100	26 208	1 807	11 310 E03
Agua-Recirculación	143	100	21 491	1 503	10 510 E03
Agua-Nafta	103	100	26 522	2 575	13 040 E03
Agua- Nafta	103	100	26 522	2 575	13 040 E03
Total					668 969 E03
					-----
					Consumo de agua
					-----
Agua de enfriamiento					3 630 E03 lb/hr

EQUIPO	T <sub>lm</sub>	U <sub>d</sub>	Calor Q *10 <sup>-3</sup>	Area	TABLA T - 10 <sup>123</sup>
					Costo de los equipos
	°F		BTU/hr	ft <sup>2</sup>	Moneda Nacional
Crudo-Nafta	200	50	23 072	2 307	12 480 E03
Crudo-Recirculación	119	50	61 920	10 407	34 610 E03
Crudo-Diesel	20	50	26 208	26 208	96 790 E03
Crudo-Gasoleo pesado	20	30	18 408	30 608	103 100 E03
Crudo-Kerosina	20	50	38 688	38 688	134 400 E03
Crudo-Turbosina	20	50	29 328	29 328	101 300 E03
Crudo-Fondos	59	30	50 508	28 536	100 200 E03
Agua-Recirculación	285	100	9 844	345	5 815 E03
Agua-Recirculación	122	100	12 471	1 022	8 997 E03
Agua-Nafta	91	100	88 009	9 671	33 610 E03
Agua-Nafta	102	100	26 522	2 600	13 100 E03
Agua-Nafta	102	100	26 522	2 600	13 100 E03
<b>Total</b>					<b>657 502 E03</b>
					=====
					Consumo de Agua
					=====
Agua de Enfriamiento					3 630 E03 lb/hr

TABLA T - 11

EQUIPO	T <sub>lm</sub>	U <sub>d</sub>	Calor Q *10 <sup>-3</sup>	Area	Costo de los Equipos	
					Moneda	Nacional
	°F		BTU/hr	ft <sup>2</sup>		
Crudo-Nafta	64	50	73 332	23 000	82 353	E03
Crudo-Kerosina	36	50	37 840	21 000	79 396	E03
Crudo-Recirculación	74	50	52 740	14 000	49 698	E03
Crudo-Diesel	42	50	24 080	11 000	45 107	E03
Crudo-Fondos	47	30	50 508	36 000	130 610	E03
Crudo-Recirculación	20	50	4 590	5 000	17 032	E03
Crudo-Turbosina	21	50	4 590	5 000	17 032	E03
Agua-Nafta	58	100	37 749	7 000	29 514	E03
Agua-Recirculación	134	100	21 651	2 000	11 785	E03
Agua-Diesel	39	100	2 128	545	6 988	E03
Agua-Kerosina	27	100	848	314	5 598	E03
Agua-Gasoleo pesado	145	75	18 408	1 693	11 021	E03
Agua-Turbosina	130	100	24 738	1 903	11 551	E03
Agua-Recirculación	261	100	5 254	201	4 679	E03
Agua-Nafta	103	100	26 522	2 575	26 089	E03 (2)
<b>Total</b>					<b>528 450</b>	<b>E03</b>
					-----	
					Consumo de Agua	
					-----	
Agua de enfriamiento					3 630	E03 1b/hr

#### 4.4. Aspectos económicos de la instalación de una turbina de gas:

Para llegar a resultados cercanos a la realidad se selecciona un fabricante específico de turbinas de gas y se estiman los costos anuales en páginas posteriores. Por lo pronto , aquí se continua con las predicciones originales acerca de su operación.

Energía total generada:

227 800 HP

Energía útil:

Generalmente sólo un 65% de la potencia generada es aprovechado por el compresor. El trabajo disponible es entonces unicamente un 35% del total:

79 730 HP

Precio de esta energía en el mercado:

2 825.29 E06 \$/año

Costo del combustible necesario:

Gases de combustión - 3 773 000 lb/hr

Exceso de aire: 100 lb de aire / lb de combustible

Combustible - 37 356 lb/hr

Costo del combustible:

1 751.51 E06 \$/año

## 5. Selección del arreglo óptimo:

### 5.1. Mejor arreglo en la parte caliente:

Indiscutiblemente, el mejor arreglo para esta región del proceso es el de la figura 5.

Costo del equipo:

1 881.83 E06 \$

Número de equipos:

9 unidades

Únicamente se espera emplear un horno. El costo de combustible es:

732 037 E03 \$/año

\* Todos los costos son evaluados para una operación de 330 días al año las 24 horas del día.

### 5.2. Mejor arreglo en la parte fría:

Como puede apreciarse, para esta región del proceso se presentan dos grandes alternativas. Puede optarse por un arreglo cercano al más económico y no tan complicado de operar, ó bien puede optarse por el arreglo más barato aunque sea un poco complicado.

#### 5.2.1. Arreglo mas sencillo:

El arreglo de parte fría que dá lugar al esquema

de proceso menos complicado, sin dejar de ser económico, es el de la figura 9. Los costos son los siguientes:

Costo del equipo:

671 279 E03 \$

Número de equipos:

14 unidades

El consumo de agua en los enfriadores tiene un costo de:

183 673 E03 \$/año

#### 5.2.2. Arreglo menos costoso:

La configuración que genera los costos mas bajos es la que aparece en la figura 11. Sin embargo, el esquema al que se llega no es tan sencillo como el anterior. Los costos son en éste caso:

Costo del equipo:

528 450 E03 \$

Número de equipos:

16 unidades

Para este arreglo el consumo de agua en sus 9 enfriadores tiene un costo de:

183 673 E03 \$/año

### 5.3. Utilización de turbinas de gas:

En este inciso se discute la posibilidad de eliminar el uso de calentadores mediante la instalación de turbinas de gas.

La instalación de estos equipos solo tiene consecuencias directas sobre la parte caliente del proceso. Para lograr el máximo aprovechamiento de los gases de escape, es preciso adoptar la configuración de la figura 6. De lo contrario, el rango de temperaturas en el cual es transferido el calor resulta insuficiente, y la corriente de escape no basta para satisfacer toda la demanda.

Al instalar las turbinas de gas, se suprime el uso de los hornos, pero tienen que emplearse cambiadores de calor adicionales de elevado costo.

A grandes rasgos, los aspectos económicos son los siguientes:

Se suprime el horno:

- 1 384 130 E03 \$

Se suprime su combustible:

-730 115 E03 \$/año

Se produce energía por:

-2 825 290 E03 \$/año

Se consume combustible en las turbinas:

1 751 510 E03 \$/año

Si se selecciona un fabricante específico de turbinas los resultados son los siguientes:

#### DATOS GENERALES

MARCA: Brown Boveri U.S.  
MODELO: Tipo 9  
Nº DE UNIDADES: 2  
COSTO INSTALADAS: 3 231 336 E03 \$

#### DATOS TECNICOS

POTENCIA: 35.4 MW  
CONSUMO DE COMBUSTIBLE: 0.291 Kg/KW.hr  
EFICIENCIA: 28.9 %  
RELACION DE PRESIONES: 9.0  
FLUJO MASICO DEL ESCAPE: 163 Kg/seg  
TEMPERATURA DEL ESCAPE: 950 °F

Considerando una depreciación a 15 años, los costos son:

Turbinas:

3 231 336 E03 \$

Cambiadores adicionales:

500 000 E03 \$



TABLA DE DIFERENCIAS TECNICAS

ENTRE EL METODO CLASICO Y EL METODO DEL PINCH

ESQUEMA ORIGINAL

ESQUEMA SUGERIDO

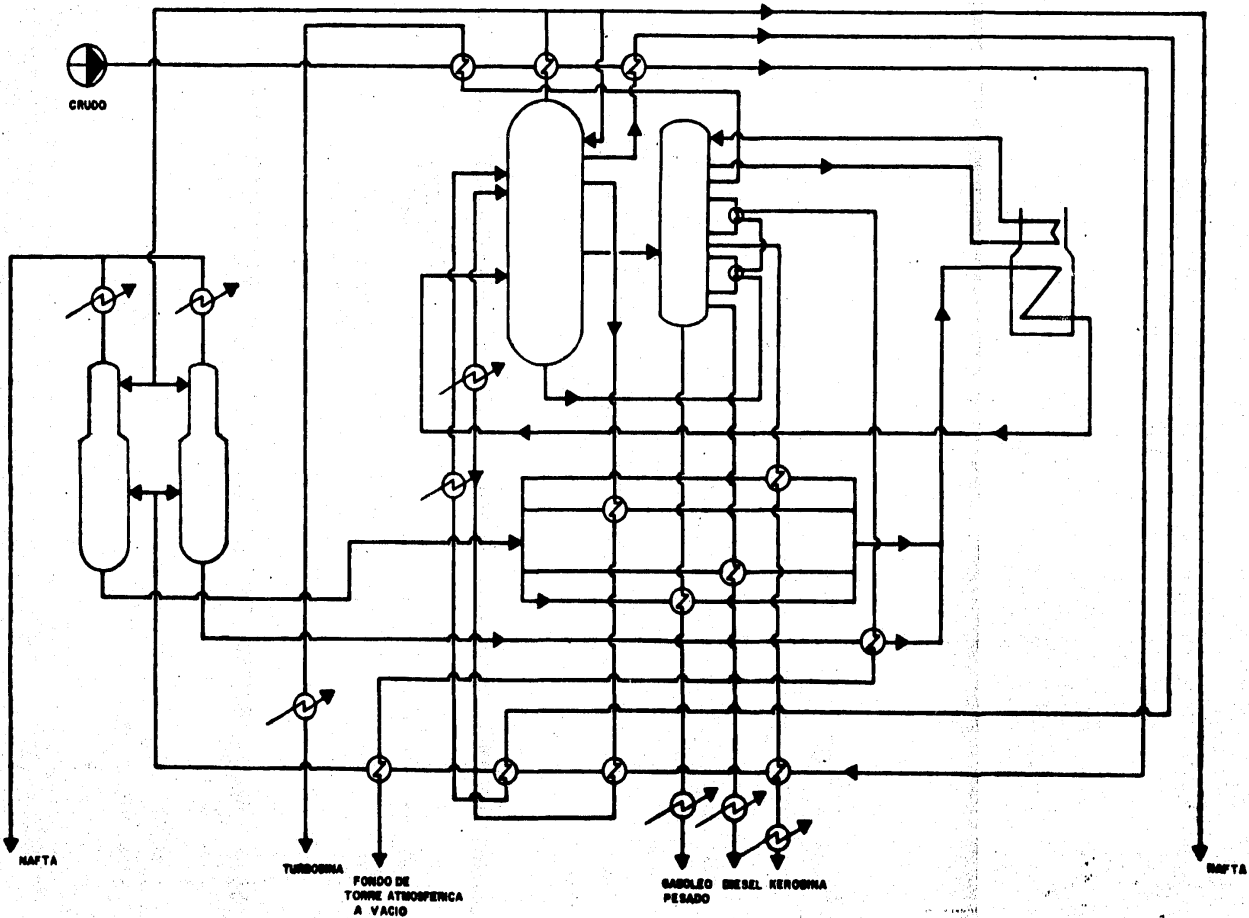
Método de diseño	Método clásico descrito en el apéndice B.	Método de diseño del Pinch descrito en este trabajo.
Acercamiento mínimo de temperaturas	Un criterio de uso común para establecer los acercamientos mínimos es el proporcionado por W.L.Nelson en su libro "Petroleum Refinery Engineering". Este relaciona un factor R dado por el cociente del peso del menor de los 2 fluidos y el peso del fluido en mayor cantidad, a los años en que se deprecia el equipo para obtener el valor de $\Delta T_{min}$ en cada una de las conexiones tratadas individualmente.	Se emplea un valor de $\Delta T_{min}$ constante para todas las conexiones. El valor de $\Delta T_{min}$ es el óptimo ya no para cada conexión sino para el proceso global. Este se determina aplicando el método varias veces con diferentes valores de $\Delta T_{min}$ y calculando para cual de ellos se obtiene una recuperación de la inversión fija en un tiempo razonable.
Áreas de transferencia	Valores de $\Delta T_{min}$ relativamente altos originan áreas de transferencia de calor relativamente bajas.	Los valores de $\Delta T_{min}$ obtenidos por este método son relativamente bajos y por consiguiente las áreas de transferencia de calor son relativamente altas.
Conexiones que violan el concepto de Pinch	El método de síntesis no prevé la localización del Pinch y al violarlo no puede llegarse a una recuperación óptima de la energía disponible. En este caso 6 conexiones violan el Pinch.	El método de diseño localiza el Pinch del sistema e impide que este sea violado. Al ser así, puede llegarse a la máxima recuperación de calor para un proceso determinado. Otra ventaja más del método es que quedan perfectamente definidos los límites de recuperación de calor para un valor dado de $\Delta T_{min}$ .
Ahorro de energía relativo	Las violaciones al Pinch desaprovechan un ahorro potencial equivalente a la cantidad de calor involucrado en dichas conexiones. En este caso se habla de 183 MMBTU/h.	Al no ser violado el Pinch se recupera la máxima cantidad de calor para un valor dado de $\Delta T_{min}$ . En este caso se recuperan 183 MMBTU/h más que con el arreglo original; esto representa un 40.6 % del total.
Principales diferencias y flexibilidad del proceso	Los arreglos obtenidos suelen ser bastante diferentes. En este caso no se aprovecha el calor de la nafta de domos y el crudo despunktado es alimentado directamente a los hornos. El manejo del crudo por 2 líneas con fiere al proceso mucha flexibilidad.	Por este método se llega en ocasiones a arreglos totalmente diferentes de los prevaescientes. El método puede ser aplicado más allá de la red de intercambiadores de calor y conducir a procesos verdaderamente novedosos. En este caso las principales diferencias residen en el aprovechamiento del calor de las nafas de domos y el calentamiento de crudo despunktado en intercambiadores antes de alimentarlo al horno. La existencia de este último confiere al proceso aún bastante flexibilidad.

	ARREGLO ACTUAL	ARREGLO OPTIMO	ARREGLO CON TURBINA DE GAS
Método de diseño	Método convencional (apéndice B)	Método de diseño del Pinch	Método de diseño del Pinch
<b>COSTOS FIJOS</b>			
Parte caliente		(-) 1 881 000 E03	(-) 4 601 336 E03
Parte fría		(-) 671 279 E03	(-) 671 279 E03
Total	(-) 3 026 130 E03	(-) 2 552 279 E03	(-) 5 272 615 E03
<b>COSTOS DE OPERACION</b>			
Combustible	(-) 1 230 020 E03	(-) 732 037 E03	(-) 2 130 000 E03
Agua de enfriamiento	(-) 393 810 E03	(-) 183 673 E03	(-) 183 673 E03
Depreciación	(-) 302 613 E03	(-) 255 228 E03	(-) 527 262 E03
Venta de la energía generada			(+) 3 364 416 E03
TOTAL	(-) 1 926 443 E03	(-) 1 170 938 E03	(+) 523 481 E03
AHORRO		755 505 E03	2 449 924 E03

Notas:

- 1) El equipo se depreció a 10 años linealmente. Este tiempo es el usado para equipo de plantas petroquímicas.
- 2) Los costos operacionales están en \$/año. Se consideró una operación de 24 hrs. diarias durante 330 días al año.

NUEVO ESQUEMA DE PROCESO SUGERIDO



#### **IV) CONCLUSIONES Y RESULTADOS**

## CONCLUSIONES Y RESULTADOS

No importa lo elegante que pueda ser un proceso. Hoy en día todo se mide con dinero, y a través de este estudio se consigue finalmente un ahorro potencial de muchos miles de pesos.

El ahorro por concepto de costo de equipo es:

473 020 E03 \$

El ahorro anual que se logra por concepto de servicios auxiliares es de:

708 120 E06 \$/año

El origen de estos ahorros reside principalmente en la eliminación de uno de los dos hornos usados originalmente en la planta. Esto era fácil de preveer desde un principio, ya que los calentadores a fuego directo no solo son excesivamente caros, sino que también son los únicos equipos que consumen combustible. Por otra parte, se muestra con este estudio que al reducir el calentamiento externo también se reduce el enfriamiento externo.

Uno de los aspectos más interesantes de este trabajo es la perspectiva de producción de energía en exceso con un 100 % de eficiencia. Al instalar turbinas de gas con el propósito mixto de generar trabajo y calor, se está hablando ya de una verdadera integración del proceso que conduce al aprovechamiento absoluto del combustible

quemado.

De hecho, estas ideas abren las puertas hacia la integración ya no solo de un proceso aislado; puede ya y debe ya hablarse de la integración de diferentes procesos, de la operación conjunta de plantas diversas con un único objetivo de aprovechamiento total de los recursos disponibles. Los deshechos de una planta se convierten en materia prima de otra, al menos en lo que a la energía respecta. Por lo pronto, la creación de convenios entre Petróleos Mexicanos y Comisión Federal de Electricidad parece ser el primer paso hacia la verdadera optimización de la planta productiva del país.

## A P E N D I C E      A

GUIA PARA LA UTILIZACION DEL  
PROGRAMA P.L.P.

---

---

JUAN JOSE DE PABLO LASTRA.- División de Ingeniería de Hornos  
Instituto Mexicano del Petroleo

PATRICK MARC BOUILLOUD .- División de Ingeniería Económica  
Instituto Mexicano del Petroleo

1.- Breve Descripción:

El programa P.L.P. permite calcular la localización del Pinch en sistemas de corrientes, así como los requerimientos mínimos de calentamiento y enfriamiento. Esto se logra mediante la construcción de una tabla similar a la que se emplea en el ejemplo desarrollado en este trabajo para localizar el Pinch.

Los únicos datos necesarios son los que harían falta si la tabla se construyera a mano. Por lo tanto, sólo es preciso conocer para cada corriente su valor de flujo de capacidad calorífica , su temperatura inicial , y su temperatura de entrega. Desde luego, es necesario fijar de antemano el valor del acercamiento mínimo de temperaturas que se desee emplear para llevar a cabo los cálculos.

Generalmente pueden suponerse valores de  $mC_p$  constantes. Sin embargo esta aproximación no siempre es correcta, y para cálculos un poco mas precisos el programa ofrece una segunda opción en lo que a los datos necesarios se refiere.



Esta segunda opción permite al usuario alimentar pares de datos de temperatura y entalpia diferentes y para cada una de las corrientes de que consta el sistema general.

## 2.- Dimensionamiento de Memoria:

### 2.1- Para datos de $mC_p$ constantes:

En este caso se alimentan, como se mencionó con anterioridad, los valores para cada corriente de  $mC_p$ , Temperatura inicial, y Temperatura de entrega. El número total de datos de temperatura equivale por consiguiente al doble del número total de corrientes. El número de intervalos será por consiguiente igual al número total de corrientes menos uno.

Tomando en cuenta lo anterior, y refiriéndose a la lista de variables que aparece en el programa resulta muy sencillo reservar la memoria requerida por las mismas.

### 2.2- Para datos de temperatura entalpia:

Las consideraciones anteriores también son válidas para este caso, con la variante de que ahora el número de datos de temperatura será mucho mayor que antes ya que para cada corriente se tiene mucho mas de un par de datos de temperatura. A su vez, el número de intervalos de temperatura será también mucho mayor.

Lo anterior se debe a que el tramo de corriente comprendido entre cada par de temperaturas es en realidad ma-

nejado como una corriente aislada y con un valor de  $mC_p$  constante a lo largo del intervalo que se calcula a partir de los datos originales de temperatura contra entalpia.

### 3.- Lectura de Datos:

#### 3.1- Para datos de $mC_p$ constantes:

En este caso se alimentan , en formato libre , los siguientes datos:

- Primera línea: Número de corrientes calientes, número de corrientes frías, valor de  $T_{min}$  , valor de indicador de lectura (0 en este caso).
- Segunda línea: Valor de  $mC_p$ , temperatura inicial de la corriente , temperatura de entrega de la corriente. Se alimentan primero las corrientes calientes y luego las frías, cada una en una línea.

#### 3.2- Para pares de datos de temperatura entalpia:

En este caso se alimentan, en formato libre, los siguientes datos :

- Primera línea: Exactamente igual que en el caso anterior, - con la diferencia de que ahora el indicador de lectura vale 1.
- Líneas siguientes: En una primera línea se alimenta el número de pares de datos así como el valor

del flujo másico de la corriente I.  
Esto se repite para cada una de las corrientes frías.

Una vez hecho esto, se alimenta en cada línea un par de datos temperatura-entalpía de todas las corrientes frías.

Cuando se alimentaron ya todos los pares de datos, se repite el proceso anterior pero ahora para las corrientes calientes.

#### 4.- Resultados:

El programa P.L.P. arroja los siguientes resultados:

##### 4.1- Temperaturas originales:

Todas las temperaturas originales alimentadas son impresas en orden de aparición.

##### 4.2- Temperaturas corregidas:

Las temperaturas son corregidas y ordenadas para poder determinar la existencia de los intervalos de temperatura.

##### 4.3- Intervalos:

El número de intervalos es determinado, así como el gradiente de temperatura imperante en cada uno de ellos.

#### 4.4- Balance de calor en cada intervalo:

Se lleva a cabo un balance de calor en cada uno de los intervalos. Se proporciona el calor que puede intercambiar cada corriente en el intervalo y se establece finalmente el balance general de calor al término del mismo.

#### 4.5- Flujos de calor:

Se determina el flujo de calor a través de cada intervalo y se determina la localización del -- Pinch siempre y cuando exista.

#### 4.6- Localización del Pinch del sistema:

Se proporciona la localización exacta del Pinch del sistema. Se proporciona también la temperatura en el Pinch y se establecen los requerimientos mínimos de enfriamiento y calentamiento del sistema de corrientes.

#### 4.7- Tabla general de resultados:

Todos los resultados anteriores quedan comprendidos en una tabla similar a la que aparece en la literatura.

### 5.- Ejemplo:

La efectividad del programa es ilustrada mediante la aplicación del programa . Esto se logra llevando a cabo

una corrida para un ejemplo reportado en la literatura bajo el nombre de Test Case N°2. Los resultados son exactamente iguales a los reportados , con la ventaja de que la capacidad y exactitud del programa permiten cálculos sumamente largos y complicados cuando se trata de sistemas con un número de corrientes elevado. Por otra parte, el programa -- ofrece al usuario la opción de alimentar datos de temperatura contra entalpia y esto permite llegar a resultados mucho mas exactos de los que habitualmente se obtienen.

ECDA\*AMLRAM(1),JUANJO(1R)

```

1  GLOB SIPPI AE CORR PROGR
2  OPRT: S AMLRAM, JUANJO
3  OFTN: ISHDF TPF8, JUANJO
4  C ::::::::::::::::::::::::::::::::::::::::::::
5  C
6  C PROGRAMA DE CALCULO DE SERVICIOS AUXILIARES MINIMOS
7  C
8  C ::::::::::::::::::::::::::::::::::::::::::::
9  C
10 C PROGRAMA CREADO POR JUAN JOSE DE PABLO LASTRA Y PATRICK BOUILLAUD
11 C INSTITUTO MEXICANO DEL PETROLEO
12 C H(1,1) = FLUJO DE CAP. CALORIFICA DE LA CORRIENTE I
13 C H(1,2) = TEMPERATURA INICIAL DE LA CORRIENTE CALIENTE I
14 C H(1,3) = TEMPERATURA DE ENTREGA DE LA CORRIENTE CALIENTE I
15 C C(1,1) = CAPACIDAD CALORIFICA DE LA CORRIENTE FRIA I
16 C C(1,2) = TEMPERATURA INICIAL DE LA CORRIENTE FRIA I
17 C C(1,3) = TEMPERATURA DE ENTREGA DE LA CORRIENTE FRIA I
18 C INDIC = INDICADOR PARA EL TIPO DE DATOS ALIMENTADOS
19 C      ** INDIC=0 >>> SE ALIMENTA MCP CONSTANTE
20 C      ** INDIC=1 >>> SE ALIMENTAN DATOS DE TEMPERATURA-ENTALP.
21 C T(J) = TEMPERATURA AL INICIO DEL INTERVALO J
22 C DT(J) = GRADIENTE DE TEMPERATURA EN EL INTERVALO J
23 C Q(1,J) = CALOR CEDIDO O GANADO POR LA CORRIENTE I EN EL INTERV. J
24 C QAC(J) = CALOR ACUMULADO POR CORRIENTES FRIAS EN EL INTERV. J
25 C QAH(J) = CALOR ACUMULADO POR LAS CORRIENTES CALIENTES EN EL INTERV. J
26 C DEF(J) = DEFICIT DE CALOR EN EL INTERVALO J
27 C OUTP(J) = SALIDA DE CALOR DEL INTERVALO J
28 C QINP(J) = ENTRADA DE CALOR AL INTERVALO J
29 C HF1(J) = FLUJO DE CALOR DE ENTRADA AL INTERVALO J
30 C HF0(J) = FLUJO DE CALOR DE SALIDA DEL INTERVALO J
31 C NH = NUMERO DE CORRIENTES CALIENTES
32 C NC = NUMERO DE CORRIENTES FRIAS
33 C DTM = DIFERENCIA MINIMA DE TEMPERATURAS ENTRE CORRIENTES
34 C DATC(I) = NUMERO DE DATOS DE TEMP-ENT DE LA CORRIENTE FRIA I
35 C DATH(I) = NUMERO DE DATOS TEMP Y ENTALP. DE CORRIENTE CALIENTE I
36 C FMC(I) = FLUJO MASICO DE LA CORRIENTE I
37 C FMH(I) = FLUJO MASICO DE LA CORRIENTE CALIENTE I
38 C TEC(I,J) = DATO NUMERO J DE TEMPERATURA PARA LA CORRIENTE CAL. I
39 C EC(I,J) = DATO J DE ENTALPIA CORRESPONDIENTE PARA CORRIENTE CAL. I
40 C TEH(I,J) = DATO J DE TEMPERATURA PARA LA CORRIENTE FRIA I
41 C EHI(I,J) = DATO J DE ENTALPIA CORRESPONDIENTE PARA CORRIENTE FRIA I
42 C SUND = CONTADOR EMPLEADO PARA IDENTIFICAR INICIO DE CICLO DE CALCULO
43 C LSD = CONTADOR EMPLEADO PARA IDENTIFICAR FINAL DE CICLO DE CALCULO
44 C SDATH = NUMERO TOTAL DE PARES DE DATOS (T VS. H) PARA CORRIENTES CAL.
45 C SOATC = NUMERO TOTAL DE PARES DE DATOS (T VS. H) PARA CORRIENTES FRIAS
46 C DIMENSION H(2,3), C(2,3), T(8), DT(8), Q(14,8), QAC(8)
47 C DIMENSION QAH(8), DEF(8), OUTP(8), QINP(8), HF1(8), HF0(8), TSC(8)
48 C DIMENSION DATC(8), DATH(8), HC(8), MH(8)
49 C DIMENSION TEC(8,8), TEH(8,8), EC(8,8), EH(8,8)
50 C READ (5,*), NH, NC, DTM, INDIC
51 C WRITE (6,77)
52 C 77 FORMAT (1H1,/)
53 C PRINT ** DATOS GENERALES DEL SISTEMA DE CORRIENTES *
54 C PRINT ** ----- *
55 C WRITE (6,603) NH, NC, DTM
56 C 603 FORMAT (1H1,/,/, 10X, 'CORRIENTES CALIENTES =', I2, /,
57 C >10X, 'CORRIENTES FRIAS =', I2, /,
58 C >10X, 'DIFERENCIA MINIMA DE TEMPERATURAS =', F8.1, /, /)
59 C IF (INDIC.EQ.0) GO TO 849

```

b  
JAI

A-8

```

60      DO 30 I=1,NC
61      READ (5,*) DATC(I),HC(I)
62      DO 36 J=1,DATC(I)
63      READ (5,*) TEC(I,J),EC(I,J)
64      36 CONTINUE
65      SDATC=SDATC+DATC(I)
66      30 CONTINUE
67      DO 31 I=1,NH
68      READ (5,*) DATH(I),MH(I)
69      DO 37 J=1,DATH(I)
70      READ (5,*) TEH(I,J),EH(I,J)
71      37 CONTINUE
72      SDATH=SDATH+DATH(I)
73      31 CONTINUE
74      DO 32 K=1,NC
75      SUMD=LSD+1
76      LSD=SUMD+DATC(K)-1
77      DO 33 J=SUMD,LSD-1
78      M=J+1
79      C(J,1)=MC(K)*(EC(K,M)-EC(K,J))/(TEC(K,M)-TEC(K,J))
80      C(J,2)=TEC(K,J)+1,0
81      C(J,3)=TEC(K,M)+1,0
82      33 CONTINUE
83      WRITE (6,900) SUMD,LSD,K
84      900 FORMAT (///,130(' '),/,10X
85      >,'LAS CORRIENTES FRIAS DE ',I2,' A ',I2,' SE REFIEREN A TRAMOS'
86      >,'//10X,'TOMADOS DE LA CORRIENTE FRIA GENERAL ',I2)
87      32 CONTINUE
88      SUMD=0
89      LSD=0
90      DO 34 K=1,NH
91      SUMD=LSD+1
92      LSD=SUMD+DATH(K)-1
93      DO 35 J=SUMD,LSD-1
94      ME=J+1
95      H(J,1)=MH(K)*(EH(K,M)-EH(K,J))/(TEH(K,M)-TEH(K,J))
96      H(J,2)=TEH(K,J)+1,0
97      H(J,3)=TEH(K,M)+1,0
98      35 CONTINUE
99      WRITE (6,901) SUMD,LSD,K
100     901 FORMAT (///,130(' '),/,10X
101     >,'LAS CORRIENTES CALIENTES DE ',I2,' A ',I2,' SON TRAMOS DE'
102     >,'//10X,'LA CORRIENTE CALIENTE GENERAL ',I2)
103     34 CONTINUE
104     NH=(SDATH-1)/2
105     NC=(SDATC-1)/2
106     GO TO 950
107     949 DO 1 I=1,NH
108     1 READ (5,*)(H(I,J),J=1,3)
109     DO 3 I=1,NC
110     3 READ (5,*)(C(I,J),J=1,3)
111     950 K=1
112     DO 5 I=1,NH
113     DO 6 J=2,3
114     TSC(K)=H(I,J)+1,0
115     T(K)=TSC(K)-DTM
116     WRITE (6,901) K,TSC(K)
117     901 FORMAT (10X,'TEMPERATURA ',I2,'= ',F5.1)
118     K=K+1
119     6 CONTINUE

```

```

120      5 CONTINUE
121      DO 2 I=1,NH
122      DO 4 J=2,3
123      H(I,J)=H(I,J)-DTM
124      4 CONTINUE
125      2 CONTINUE
126      NP=(NH+1)*2
127      NI=NP-1
128      K=1
129      DO 7 I=1,NC
130      DO 8 J=2,3
131      T(K)=C(I,J)*1.0
132      WRITE (6,602) K,T(K)
133      602 FORMAT (10X,'TEMPERATURA ',I2,'=' ,F5.1)
134      K=K+1
135      8 CONTINUE
136      7 CONTINUE
137      WRITE (6,606)
138      606 FORMAT (///,20X,'TEMPERATURAS CORREGIDAS PARA INTERVALOS',/)
139      DO 10 J=1,NP
140      K=1
141      DO 9 I=1,NP
142      IF (T(K).GT.T(K+1)) GO TO 63
143      COPIA=T(K)
144      T(K)=T(K+1)
145      T(K+1)=COPIA
146      9 K=K+1
147      9 CONTINUE
148      10 CONTINUE
149      DO 49 I=1,NP
150      WRITE (6,600) I,T(I)
151      600 FORMAT (10X,'TEMPERATURA ',I2,'=' ,F5.1)
152      49 CONTINUE
153      WRITE (6,663)
154      663 FORMAT (///,20X,'VALOR DEL GRADIENTE DE TEMPERATURA EN CADA INTERVA
155      >LO',/)
156      DO 11 I=1,NI
157      DT(I)=T(I)-T(I+1)
158      WRITE (6,639) I,DT(I)
159      639 FORMAT (10X,'DIFERENCIA DE TEMPERATURA EN EL INTERVALO ',
160      >I2,'=' ,F5.1)
161      11 CONTINUE
162      NI=NP-1
163      K=1
164      DO 12 J=1,NI
165      WRITE (6,701) J
166      701 FORMAT (11I,///,2X,I27(10'),///,45X,'000 INTERVALO ',
167      >I2,' 000')
168      DO 13 I=1,NC
169      WRITE (6,702) I,C(I,2),C(I,3)
170      702 FORMAT (///,15X,'>>>','CORRIENTE FRIA ',I2,' CON TEMPERATURA DE '
171      >,F5.1,' A ',F5.1)
172      IF ((C(I,3).GE.T(J)).AND.(C(I,2).LE.T(J+1))) GO TO 100
173      WRITE (6,660) I,J,T(J),T(J+1)
174      660 FORMAT (///,10X,'NO EXISTE LA CORRIENTE ',I2,
175      >' EN EL INTERVALO ',I2,' COMPRENDIDO ENTRE LAS TEMPS. '
176      >,F5.1' Y ',F5.1)
177      GO TO 13
178      100 0(I,J)=C(I,1)+DT(J)
179      0AC(J)=0AC(J)+0(I,J)

```

5  
511

A-10



```

180 WRITE (6,642) I,J,0(I,J),QAC(J),DT(J),I,C(I,1)
181 642 FORMAT (///,10X,'CALOR DE LA CORRIENTE FRIA ',I2,
182 >' EN EL INTERVALO ',I2,' = ',F9.1//,10X,
183 >'CALOR ACUMULADO POR CORRIENTES FRIAS EN ESTE INTERVALO',
184 >' = ',F9.1//,10X,
185 >'DIFERENCIA DE TEMPERATURAS EN EL INTERVALO= ',F5.1,
186 >/,10X,'MCP DE ',I2,' = ',F5.1)
187 13 CONTINUE
188 DO 14 I=1,NH
189 WRITE (6,704) I,H(I,2),H(I,3)
190 704 FORMAT (///,10X,'<<< ',CORRIENTE CALIENTE ',I2,
191 >'CON TEMPERATURA CORREGIDA DE ',F5.1,' A ',F5.1)
192 IF (H(I,2).GE.T(J)).AND.(H(I,3).LE.T(J+1)) GO TO 200
193 WRITE (6,703) I,J,T(J),T(J+1)
194 703 FORMAT (///,10X,'NO EXISTE LA CORRIENTE CALIENTE ',
195 >I2,' EN EL INTERVALO ',I2,
196 >' COMPRENDIDO ENTRE LAS TEMPS. ',F5.1,' Y ',F5.1)
197 GO TO 14
198 200 Q(I,J)=H(I,1)+DT(J)
199 QAH(J)=QAH(J)+Q(I,J)
200 WRITE (6,643) I,J,0(I,J),QAH(J),DT(J),I,H(I,1)
201 643 FORMAT (///,10X,'CALOR DE LA CORRIENTE CALIENTE ',
202 >I2,' EN EL INTERVALO ',I2,' = ',F9.1,
203 >/,10X,'CALOR ACUMULADO POR CORRIENTES CALIENTES EN ESTE INTERVALO',
204 >' = ',F9.1//,10X,
205 >'DIFERENCIA DE TEMPS. EN EL INTERVALO = ',F5.1//,
206 >10X,'MCP DE ',I2,' = ',F5.1)
207 14 CONTINUE
208 DEF(J)=QAC(J)-QAH(J)
209 OUTP(J)=QINP(J)-DEF(J)
210 QINP(J+1)=OUTP(J)+1.0
211 IF (J.EQ.1.0) GO TO 210
212 IF (OUTP(J).LT.HF) GO TO 210
213 GO TO 123
214 210 HF=OUTP(J)+1.0
215 123 WRITE (6,645) J,QAC(J),QAH(J),DEF(J),QINP(J),OUTP(J),HF
216 645 FORMAT (///,10X,'* * * BALANCE GRAL. DE CALOR EN INTERVALO ',
217 >I2,///,10X,'CALOR ACUMULADO DE CORRIENTES FRIAS = ',F9.1//,10X,
218 >'CALOR ACUMULADO DE CORRIENTES CALIENTES = ',F9.1//,
219 >10X,'DEFICIT DE CALOR = ',F9.1//,10X,
220 >'ENTRADA DE CALOR = ',F9.1//,10X,'SALIDA DE CALOR = ',
221 >F9.1//,10X,'POSIBLE FLUJO INICIAL DE CALOR = ',F9.1//,127(' *'))
222 12 CONTINUE
223 HFI(1)=HF*(-1.0)
224 WRITE (6,647)
225 647 FORMAT (1H1,///,45(' *'),' DATOS DE FLUJO DE CALOR ',40(' *'))
226 DO 15 J=1,NI
227 WRITE (6,705) J
228 705 FORMAT (///,45(' *'),' INTERVALO ',I2,2X,40(' *'))
229 HFO(J)=HFI(J)-DEF(J)
230 HFI(J+1)=HFO(J)+1.0
231 WRITE (6,651) J,HFI(J),HFO(J),HFI(J+1)
232 651 FORMAT (///,20X,'FLUJO DE CALOR EN EL INTERVALO ',I2,
233 >///,10X,'FLUJO DE ENTRADA = ',F9.1//,10X,
234 >'FLUJO DE CALOR DE SALIDA = ',F9.1//,10X,
235 >'FLUJO DE CALOR AL SIGUIENTE INTERVALO = ',F9.1)
236 IF (HFO(J).EQ.0.1) GO TO 759
237 GO TO 15
238 759 WRITE (6,760)
239 760 FORMAT (///,130(' *'),///,130(' *'),///,130(' *'),//

```

(FP 9

```

240 >45(' '), ' PINCH DEL SISTEMA ',55(' '),/,130(' '),
241 >/,130(' '),)
242 15 CONTINUE
243 WRITE (6,636)
244 636 FORMAT (1H1,//////)
245 DO 25 J=1,N1
246 IF (HFO(J).EQ.0) GO TO 512
247 25 CONTINUE
248 GO TO 613
249 512 K=J+1
250 PRINT *, '-----'
251 PRINT *, ' LOCALIZACION DEL PINCH DEL SISTEMA '
252 PRINT *, '-----'
253 M=J
254 WRITE (6,513) K,M,T(K)
255 N=N1+1
256 HF=HF*(-1,0)
257 WRITE (6,514) HFO(N),HF
258 513 FORMAT (////,10X,'EL PINCH SE ENCUENTRA ENTRE LOS INTERVALOS',I2,
259 >'-',I2,///,10X,'EL TEMPERATURA DEL PINCH ES = ',F5,1)
260 514 FORMAT (////,10X,'REQUERIMIENTOS MINIMOS DE ENFRIAMIENTO= ',F15,5,///
261 >10X,'REQUERIMIENTOS MINIMOS DE CALENTAMIENTO= ',F15,5,1H1,////)
262 1H=HF*(-1,0)
263 GO TO 618
264 613 PRINT *, ' .....'
265 PRINT *, ' NO TIENE PINCH ESTE SISTEMA '
266 PRINT *, ' .....'
267 618 WRITE (6,699)
268 699 FORMAT (1H1,///,20X,' TABLA GENERAL DE RESULTADOS',///)
269 PRINT *, '-----'
270 PRINT *, 'TEMPERATURA DEFICIT CALOR ACUMULADO FLUJO DE CALOR'
271 PRINT *, ' ENTRA SALE ENTRA SALE'
272 PRINT *, '-----'
273 WRITE (6,535)
274 535 FORMAT (/)
275 DO 26 M=1,N1
276 WRITE (6,536) T(M),DEF(M),QINP(M),OUTP(M),HFI(M),HFO(M)
277 536 FORMAT (5X,F5,1,4X,F7,1,2X,F7,1,2X,F7,1,2X,F7,1,
278 >/)
279 PRINT *, '.....'
280 WRITE (6,539)
281 539 FORMAT(/)
282 26 CONTINUE
283 N=N1P
284 WRITE (6,533) T(N)
285 533 FORMAT (T6,F4,1)
286 END
287 QMAP,S AHLRAM1,JUANJO
288 IN TPF4,JUANJO
289 END
290 QXOT AHLRAM1,JUANJO
291 2.,2.,20.,0
292 2.,150.,60.
293 6.,190.,60.
294 2.,5.,20.,125.
295 3.,25.,100.
296 END
297 QFIN

```

b  
INF

CORRIENTES CALIENTES = 8  
CORRIENTES FRIAS = 2  
DIFERENCIA MINIMA DE TEMPERATURAS = 20.0

TEMPERATURA 1= 150.0  
TEMPERATURA 2= 60.0  
TEMPERATURA 3= 90.0  
TEMPERATURA 4= 60.0  
TEMPERATURA 5= 20.0  
TEMPERATURA 6= 125.0  
TEMPERATURA 7= 25.0  
TEMPERATURA 8= 100.0

TEMPERATURAS CORREGIDAS PARA INTERVALOS

TEMPERATURA 1= 130.0  
TEMPERATURA 2= 125.0  
TEMPERATURA 3= 100.0  
TEMPERATURA 4= 70.0  
TEMPERATURA 5= 40.0  
TEMPERATURA 6= 40.0  
TEMPERATURA 7= 25.0  
TEMPERATURA 8= 20.0

VALOR DEL GRADIENTE DE TEMPERATURA EN CADA INTERVALO

DIFERENCIA DE TEMPERATURA EN EL INTERVALO 1= 3.0  
DIFERENCIA DE TEMPERATURA EN EL INTERVALO 2= 25.0  
DIFERENCIA DE TEMPERATURA EN EL INTERVALO 3= 30.0  
DIFERENCIA DE TEMPERATURA EN EL INTERVALO 4= 30.0  
DIFERENCIA DE TEMPERATURA EN EL INTERVALO 5= 0.0  
DIFERENCIA DE TEMPERATURA EN EL INTERVALO 6= 15.0  
DIFERENCIA DE TEMPERATURA EN EL INTERVALO 7= 5.0

5  
111

.....  
\*\*\* INTERVALO 1 \*\*\*

>>>CORRIENTE FRIA 1 CON TEMPERATURA DE 20.0 A 125.0

NO EXISTE LA CORRIENTE 1 EN EL INTERVALO 1 COMPRENDIDO ENTRE LAS TEMPS. 130.0 Y 125.0

>>>CORRIENTE FRIA 2 CON TEMPERATURA DE 25.0 A 100.0

NO EXISTE LA CORRIENTE 2 EN EL INTERVALO 1 COMPRENDIDO ENTRE LAS TEMPS. 130.0 Y 125.0

<<< CORRIENTE CALIENTE 1 CON TEMPERATURA CORREGIDA DE 130.0 A 40.0

CALOR DE LA CORRIENTE CALIENTE 1 EN EL INTERVALO 1 = 10.0  
CALOR ACUMULADO POR CORRIENTES CALIENTES EN ESTE INTERVALO = 10.0  
DIFERENCIA DE TEMPS. EN EL INTERVALO = 5.0  
MCP DE 1 = 2.0

<<< CORRIENTE CALIENTE 2 CON TEMPERATURA CORREGIDA DE 70.0 A 40.0

NO EXISTE LA CORRIENTE CALIENTE 2 EN EL INTERVALO 1 COMPRENDIDO ENTRE LAS TEMPS. 130.0 Y 125.0

\*\*\* BALANCE GRAL. DE CALOR EN INTERVALO 1

CALOR ACUMULADO DE CORRIENTES FRIAS = .0  
CALOR ACUMULADO DE CORRIENTES CALIENTES = 10.0  
DEFICIT DE CALOR = -10.0  
ENTRADA DE CALOR = 10.0  
SALIDA DE CALOR = 10.0  
POSIBLE FLUJO INICIAL DE CALOR = 10.0

\*\*\* INTERVALO 2 \*\*\*

>>>CORRIENTE FRIA 1 CON TEMPERATURA DE 20.0 A 125.0

CALOR DE LA CORRIENTE FRIA 1 EN EL INTERVALO 2 = 62.5  
CALOR ACUMULADO POR CORRIENTES FRIAS EN ESTE INTERVALO = 62.5  
DIFERENCIA DE TEMPERATURAS EN EL INTERVALO = 25.0  
MCP DE 1 = 2.5

>>>CORRIENTE FRIA 2 CON TEMPERATURA DE 25.0 A 100.0

NO EXISTE LA CORRIENTE 2 EN EL INTERVALO 2 COMPRENDIDO ENTRE LAS TEMPS. 125.0 Y 100.0

<<< CORRIENTE CALIENTE 1 CON TEMPERATURA CORREGIDA DE 130.0 A 40.0

CALOR DE LA CORRIENTE CALIENTE 1 EN EL INTERVALO 2 = 50.0  
CALOR ACUMULADO POR CORRIENTES CALIENTES EN ESTE INTERVALO = 50.0  
DIFERENCIA DE TEMPS. EN EL INTERVALO = 25.0  
MCP DE 1 = 2.0

<<< CORRIENTE CALIENTE 2 CON TEMPERATURA CORREGIDA DE 70.0 A 40.0

NO EXISTE LA CORRIENTE CALIENTE 2 EN EL INTERVALO 2 COMPRENDIDO ENTRE LAS TEMPS. 125.0 Y 100.0

P

2/1

\*\*\* BALANCE GRAL. DE CALOR EN INTERVALO 2

CALOR ACUMULADO DE CORRIENTES FRIAS = 62.5  
CALOR ACUMULADO DE CORRIENTES CALIENTES = 50.0  
DEFICIT DE CALOR = 12.5  
ENTRADA DE CALOR = 10.0  
SALIDA DE CALOR = -2.5  
POSIBLE FLUJO INICIAL DE CALOR = -2.5

\*\*\* INTERVALO 3 \*\*\*

>>>CORRIENTE FRIA 1 CON TEMPERATURA DE 20.0 A 125.0

CALOR DE LA CORRIENTE FRIA 1 EN EL INTERVALO 3 = 75.0  
CALOR ACUMULADO POR CORRIENTES FRIAS EN ESTE INTERVALO = 75.0  
DIFERENCIA DE TEMPERATURAS EN EL INTERVALO = 30.0  
MCP DE 1 = 2.5

>>>CORRIENTE FRIA 2 CON TEMPERATURA DE 25.0 A 100.0

CALOR DE LA CORRIENTE FRIA 2 EN EL INTERVALO 3 = 90.0  
CALOR ACUMULADO POR CORRIENTES FRIAS EN ESTE INTERVALO = 165.0  
DIFERENCIA DE TEMPERATURAS EN EL INTERVALO = 30.0  
MCP DE 2 = 3.0

<<< CORRIENTE CALIENTE 1 CON TEMPERATURA CORREGIDA DE 130.0 A 40.0

CALOR DE LA CORRIENTE CALIENTE 1 EN EL INTERVALO 3 = 60.0  
CALOR ACUMULADO POR CORRIENTES CALIENTES EN ESTE INTERVALO = 60.0  
DIFERENCIA DE TEMPS. EN EL INTERVALO = 30.0  
MCP DE 1 = 2.0

<<< CORRIENTE CALIENTE 2 CON TEMPERATURA CORREGIDA DE 70.0 A 40.0

NO EXISTE LA CORRIENTE CALIENTE 2 EN EL INTERVALO 3 COMPRENDIDO ENTRE LAS TEMPS. 100.0 Y 70.0

\*\*\* BALANCE GRAL. DE CALOR EN INTERVALO 3

CALOR ACUMULADO DE CORRIENTES FRIAS = 165.0  
CALOR ACUMULADO DE CORRIENTES CALIENTES = 60.0  
DEFICIT DE CALOR = 105.0  
ENTRADA DE CALOR = -2.5  
SALIDA DE CALOR = -107.5  
POSIBLE FLUJO INICIAL DE CALOR = -107.5

\*\*\* INTERVALO 4 \*\*\*

>>>CORRIENTE FRIA 1 CON TEMPERATURA DE 20.0 A 125.0

CALOR DE LA CORRIENTE FRIA 1 EN EL INTERVALO 4 = 75.0  
CALOR ACUMULADO POR CORRIENTES FRIAS EN ESTE INTERVALO = 75.0  
DIFERENCIA DE TEMPERATURAS EN EL INTERVALO= 30.0  
MCP DE 1 = 2.5

>>>CORRIENTE FRIA 2 CON TEMPERATURA DE 25.0 A 100.0

CALOR DE LA CORRIENTE FRIA 2 EN EL INTERVALO 4 = 90.0  
CALOR ACUMULADO POR CORRIENTES FRIAS EN ESTE INTERVALO = 165.0  
DIFERENCIA DE TEMPERATURAS EN EL INTERVALO= 30.0  
MCP DE 2 = 3.0

<<< CORRIENTE CALIENTE 1 CON TEMPERATURA CORREGIDA DE 130.0 A 40.0

CALOR DE LA CORRIENTE CALIENTE 1 EN EL INTERVALO 4 = 60.0  
CALOR ACUMULADO POR CORRIENTES CALIENTES EN ESTE INTERVALO = 60.0  
DIFERENCIA DE TEMPS. EN EL INTERVALO = 30.0  
MCP DE 1 = 2.0

<<< CORRIENTE CALIENTE 2 CON TEMPERATURA CORREGIDA DE 70.0 A 40.0

CALOR DE LA CORRIENTE CALIENTE 2 EN EL INTERVALO 4 = 240.0  
CALOR ACUMULADO POR CORRIENTES CALIENTES EN ESTE INTERVALO = 300.0  
DIFERENCIA DE TEMPS. EN EL INTERVALO = 30.0  
MCP DE 2 = 8.0

\*\*\* BALANCE GRAL. DE CALOR EN INTERVALO 4

CALOR ACUMULADO DE CORRIENTES FRIAS = 165.0  
CALOR ACUMULADO DE CORRIENTES CALIENTES = 300.0  
DEFICIT DE CALOR = -135.0  
ENTRADA DE CALOR = +107.5  
SALIDA DE CALOR = 27.5  
POSIBLE FLUJO INICIAL DE CALOR = -107.5

\*\*\* INTERVALO 5 \*\*\*

>>>CORRIENTE FRIA 1 CON TEMPERATURA DE 20,0 A 125,0

CALOR DE LA CORRIENTE FRIA 1 EN EL INTERVALO 5 = .0  
CALOR ACUMULADO POR CORRIENTES FRIAS EN ESTE INTERVALO = .0  
DIFERENCIA DE TEMPERATURAS EN EL INTERVALO= .0  
MCP DE 1 = 2,5

>>>CORRIENTE FRIA 2 CON TEMPERATURA DE 25,0 A 100,0

CALOR DE LA CORRIENTE FRIA 2 EN EL INTERVALO 5 = .0  
CALOR ACUMULADO POR CORRIENTES FRIAS EN ESTE INTERVALO = .0  
DIFERENCIA DE TEMPERATURAS EN EL INTERVALO= .0  
MCP DE 2 = 3,0

<<< CORRIENTE CALIENTE 1 CON TEMPERATURA CORREGIDA DE 130,0 A 40,0

CALOR DE LA CORRIENTE CALIENTE 1 EN EL INTERVALO 5 = .0  
CALOR ACUMULADO POR CORRIENTES CALIENTES EN ESTE INTERVALO = .0  
DIFERENCIA DE TEMPS. EN EL INTERVALO = .0  
MCP DE 1 = 2,0

<<< CORRIENTE CALIENTE 2 CON TEMPERATURA CORREGIDA DE 70,0 A 40,0

CALOR DE LA CORRIENTE CALIENTE 2 EN EL INTERVALO 5 = .0  
CALOR ACUMULADO POR CORRIENTES CALIENTES EN ESTE INTERVALO = .0  
DIFERENCIA DE TEMPS. EN EL INTERVALO = .0  
MCP DE 2 = 8,0

\*\*\* BALANCE GRAL. DE CALOR EN INTERVALO 5

CALOR ACUMULADO DE CORRIENTES FRIAS = .0  
CALOR ACUMULADO DE CORRIENTES CALIENTES = .0  
DEFICIT DE CALOR = .0  
ENTRADA DE CALOR = 27,5  
SALIDA DE CALOR = 27,5  
POSIBLE FLUJO INICIAL DE CALOR = -107,5



\*\*\* INTERVALO 6 \*\*\*

>>>CORRIENTE FRIA 1 CON TEMPERATURA DE 20.0 A 125.0

CALOR DE LA CORRIENTE FRIA 1 EN EL INTERVALO 6 = 37.5  
CALOR ACUMULADO POR CORRIENTES FRIAS EN ESTE INTERVALO = 37.5  
DIFERENCIA DE TEMPERATURAS EN EL INTERVALO= 15.0  
MCP DE 1 = 2.5

>>>CORRIENTE FRIA 2 CON TEMPERATURA DE 25.0 A 100.0

CALOR DE LA CORRIENTE FRIA 2 EN EL INTERVALO 6 = 45.0  
CALOR ACUMULADO POR CORRIENTES FRIAS EN ESTE INTERVALO = 82.5  
DIFERENCIA DE TEMPERATURAS EN EL INTERVALO= 15.0  
MCP DE 2 = 3.0

<<< CORRIENTE CALIENTE 1 CON TEMPERATURA CORREGIDA DE 130.0 A 40.0

NO EXISTE LA CORRIENTE CALIENTE 1 EN EL INTERVALO 6 COMPRENDIDO ENTRE LAS TEMPS. 40.0 Y 25.0

<<< CORRIENTE CALIENTE 2 CON TEMPERATURA CORREGIDA DE 70.0 A 40.0

NO EXISTE LA CORRIENTE CALIENTE 2 EN EL INTERVALO 6 COMPRENDIDO ENTRE LAS TEMPS. 40.0 Y 25.0

U

\*\*\* BALANCE GRAL. DE CALOR EN INTERVALO 6

CALOR ACUMULADO DE CORRIENTES FRIAS = 82.5  
CALOR ACUMULADO DE CORRIENTES CALIENTES = .0  
DEFICIT DE CALOR = 82.5  
ENTRADA DE CALOR = 27.5  
SALIDA DE CALOR = -55.0  
POSIBLE FLUJO INICIAL DE CALOR = -107.5

\*\*\* INTERVALO 7 \*\*\*

>>>CORRIENTE FRIA 1 CON TEMPERATURA DE 20.0 A 125.0

CALOR DE LA CORRIENTE FRIA 1 EN EL INTERVALO 7 = 12.5  
CALOR ACUMULADO POR CORRIENTES FRIAS EN ESTE INTERVALO = 12.5  
DIFERENCIA DE TEMPERATURAS EN EL INTERVALO= 5.0  
MCP DE 1 = 2.5

>>>CORRIENTE FRIA 2 CON TEMPERATURA DE 25.0 A 100.0

NO EXISTE LA CORRIENTE 2 EN EL INTERVALO 7 COMPRENDIDO ENTRE LAS TEMPS. 25.0 Y 80.0

<<< CORRIENTE CALIENTE 1 CON TEMPERATURA CORREGIDA DE 130.0 A 40.0

NO EXISTE LA CORRIENTE CALIENTE 1 EN EL INTERVALO 7 COMPRENDIDO ENTRE LAS TEMPS. 25.0 Y 20.0

<<< CORRIENTE CALIENTE 2 CON TEMPERATURA CORREGIDA DE 70.0 A 40.0

NO EXISTE LA CORRIENTE CALIENTE 2 EN EL INTERVALO 7 COMPRENDIDO ENTRE LAS TEMPS. 25.0 Y 20.0

\*\*\* BALANCE GRAL. DE CALOR EN INTERVALO 7

CALOR ACUMULADO DE CORRIENTES FRIAS = 12.5  
CALOR ACUMULADO DE CORRIENTES CALIENTES = 0  
DEFICIT DE CALOR = 12.5  
ENTRADA DE CALOR = -55.0  
SALIDA DE CALOR = -67.5  
POSIBLE FLUJO INICIAL DE CALOR = -107.5

.....

\*\*\*\*\* DATOS DE FLUJO DE CALOR \*\*\*\*\*

\*\*\*\*\* INTERVALO 1 \*\*\*\*\*

FLUJO DE CALOR EN EL INTERVALO 1  
FLUJO DE ENTRADA = 107,5  
FLUJO DE CALOR DE SALIDA = 117,5  
FLUJO DE CALOR AL SIGUIENTE INTERVALO = 117,5

\*\*\*\*\* INTERVALO 2 \*\*\*\*\*

FLUJO DE CALOR EN EL INTERVALO 2  
FLUJO DE ENTRADA = 117,5  
FLUJO DE CALOR DE SALIDA = 105,0  
FLUJO DE CALOR AL SIGUIENTE INTERVALO = 105,0

\*\*\*\*\* INTERVALO 3 \*\*\*\*\*

FLUJO DE CALOR EN EL INTERVALO 3  
FLUJO DE ENTRADA = 105,0  
FLUJO DE CALOR DE SALIDA = ,0  
FLUJO DE CALOR AL SIGUIENTE INTERVALO = ,0

\*\*\*\*\*  
\*\*\*\*\*  
\*\*\*\*\* PINCH DEL SISTEMA \*\*\*\*\*  
\*\*\*\*\*

\*\*\*\*\* INTERVALO 4 \*\*\*\*\*

FLUJO DE CALOR EN EL INTERVALO 4

FLUJO DE ENTRADA = .0  
FLUJO DE CALOR DE SALIDA = 135.0  
FLUJO DE CALOR AL SIGUIENTE INTERVALO = 135.0

\*\*\*\*\* INTERVALO 5 \*\*\*\*\*

FLUJO DE CALOR EN EL INTERVALO 5

FLUJO DE ENTRADA = 135.0  
FLUJO DE CALOR DE SALIDA = 135.0  
FLUJO DE CALOR AL SIGUIENTE INTERVALO = 135.0

\*\*\*\*\* INTERVALO 6 \*\*\*\*\*

FLUJO DE CALOR EN EL INTERVALO 6

FLUJO DE ENTRADA = 135.0  
FLUJO DE CALOR DE SALIDA = 52.5  
FLUJO DE CALOR AL SIGUIENTE INTERVALO = 52.5

\*\*\*\*\* INTERVALO 7 \*\*\*\*\*

FLUJO DE CALOR EN EL INTERVALO 7

FLUJO DE ENTRADA = 52.5  
FLUJO DE CALOR DE SALIDA = 40.0  
FLUJO DE CALOR AL SIGUIENTE INTERVALO = 40.0

P

311

-----  
LOCALIZACION DEL PINCH DEL SISTEMA  
-----

EL PINCH SE ENCUENTRA ENTRE LOS INTERVALOS 4- 3

EL TEMPERATURA DEL PINCH ES = 70,0

REQUERIMIENTOS MINIMOS DE ENFRIAMIENTO= 40,00000

REQUERIMIENTOS MINIMOS DE CALENTAMIENTO= 107,500001

9  
PHI

TABLA GENERAL DE RESULTADOS

TEMPERATURA	DEFICIT	CALOR ACUMULADO		FLUJO DE CALOR	
		ENTRA	SALE	ENTRA	SALE
130.0	-10.0	.0	10.0	107.5	117.5
125.0	12.5	10.0	-2.5	117.5	105.0
100.0	105.0	-2.5	-107.5	105.0	.0
70.0	-135.0	-107.5	27.5	.0	135.0
40.0	.0	27.5	27.5	135.0	135.0
40.0	82.5	27.5	-55.0	135.0	52.5
25.0	12.5	-55.0	-67.5	52.5	40.0

20.0  
DATA IGNORED - IN CONTROL MODE

QFIN  
QFIN IN ADD FILE - IGNORED

## A P E N D I C E    B

## APENDICE B

En esta sección del trabajo se describe brevemente como es un método de diseño de redes de intercambiadores convencional; al decir convencional, nos referimos a un método no muy sofisticado, sin mayores complicaciones y de uso común en firmas de ingeniería. El propósito de lo anterior es proporcionar al lector un punto de comparación que permita comprender cuales son las diferencias y las ventajas de la aplicación de lo propuesto en este -- trabajo.

El primer paso es, al igual que en este estudio, - definir claramente el problema. Se distingue a las corrientes frías de las calientes, y se establecen las temperaturas de entrada y salida de todas ellas.

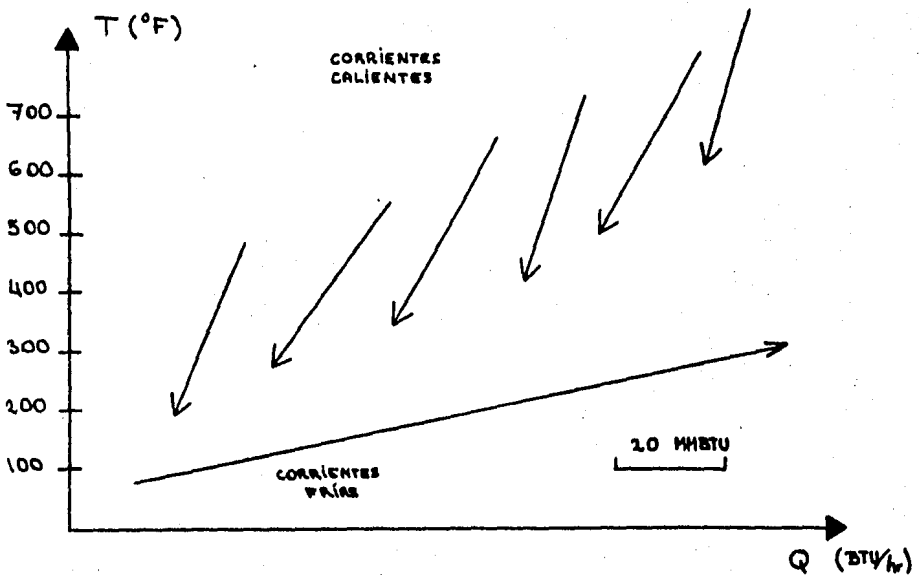
Una vez definido el problema, se pasa a la selección de interconexiones entre corrientes. La manera en - que esto se lleva a cabo es puramente heurística y se basa en la experiencia de los diseñadores para este tipo - de tareas. A continuación se esboza cuál es la secuencia obedecida comunmente para generarlas.

#### 1) Construcción de un diagrama de contenido de calor

Se construye un diagrama de temperatura contra ca rga térmica , en el cuál son representadas todas



las corrientes calientes y frías. En este caso en particular, unicamente se tiene una corriente fría que es la de crudo. Para hacer esto, se traza primero la corriente fría en el rango de temperatura correspondiente. La extensión horizontal de dicho trazo dependerá de su carga térmica, y su ubicación en el eje de las abscisas queda determinada por el diseñador, ya que dicha escala es solamente relativa. A medida que se genera el diagrama, se intenta ir colocando a las corrientes calientes de tal manera que se observe un cierto orden entre las temperaturas de las mismas. La figura que se obtendría es similar a la que aparece a continuación.



## 2) Selección de conexiones corriente/corriente

Sobre el diagrama construido, se decide paso a paso cual conexión es la más adecuada en cada instante. La decisión se toma teniendo presentes las reglas heurísticas existentes y, desde luego la experiencia del diseñador. Las principales reglas fueron enunciadas en las páginas 14 y 15 del trabajo; la estrategia de búsqueda correspondiente es la EB-3. Los motivos que dieron lugar a la creación de dichas reglas son en realidad sencillos y están al alcance de cualquiera. Por ejemplo, RH-1 establece que una conexión conveniente es aquella entre la corriente caliente con mayor temperatura de entrada y la corriente fría con mayor temperatura final. Es fácil intuir que lo que se pretende es aprovechar las corrientes calientes con mayores niveles de temperatura para suministrar a la corriente fría su calentamiento final, es decir cuando esta ya no está en realidad tan fría.

La restricción principal en este caso es evitar cruces de temperatura, y para ello se fija un valor de  $T_{min}$  generalmente demasiado conservador (oscila entre 50°F y 80°F dependiendo del servicio, aunque existe una tendencia a disminuir estos valores).

Otra restricción aplicable en cualquier método es evitar la separación de corrientes, ya que esto acarrea un incremento en los costos debido a equipo de control y una instalación mas complejos. Sin embargo esto puede dar también al proceso una mayor flexibilidad; por esta razón la corriente de crudo es dividida en dos líneas en el esquema original. En el nuevo método la separación de corrientes se hace más en base a posibilidades de recuperación de energía que a criterios de flexibilidad en la operación de la planta. Por consiguiente el ahorro en servicios auxiliares que se obtiene es considerable.

### 3) Selección de la red que permita las conexiones deseadas:

Una vez seleccionadas las interconexiones deseadas es preciso traducir lo representado en el diagrama anterior a un diagrama de flujo del proceso, y verificar que efectivamente se puedan llevar a cabo ya en la realidad. En este paso es de particular importancia la experiencia del ingeniero de proceso ya que es el quién finalmente decide si la configuración generada es práctica y conveniente.

**V) BIBLIOGRAFIA**

## BIBLIOGRAFIA:

- 1- N.Nishida, Y.A.Liu y L.Lapidus  
"Studies in chemical process design and synthesis."  
AIChE Journal Vol.23, # 1, enero 1977  
Pag. 77-92
  
- 2- V.Cena, C.Mustacchi y F.Natali  
"Synthesis of heat exchange networks: a non iterative approach"  
Chemical Engineering Science Vol.32, 1977  
Pag. 1227-1231
  
- 3- B.Linnhoff y J.R.Flower  
"Synthesis of heat exchanger networks"  
AIChE Journal Vol.24, # 4, julio 1978  
Pag. 633-654
  
- 4- T.Umeda, J.Itoh y K.Shiroko  
"Heat exchange system synthesis"  
Chemical Engineering Progress Vol.74, # 7  
julio 1978, Pag. 70-76
  
- 5- J.R.Flowers y B. Linnhoff  
"Thermodynamic analysis in the design of process networks"  
Computers and Chemical Engineering Vol.3, 1979  
Pag. 283-291

- 6- B.Linnhoff y J.A.Turner  
"Simple concepts in proces synthesis give ener-  
gy savings 'elegant designs"  
The Chemical Engineering, diciembre 1980  
Pag. 743-746
  
- 7- N.Nishida, G.Stephanopoulos y A.W.Westerberg  
"A review of process synthesis"  
AICHE Journal Vol.27, # 3, mayo 1981  
Pag. 321-349
  
- 8- P.W.Townsend y B.Linnhoff  
"Designing total energy systems by sistematic  
methods"  
The Chemical Engineering, marzo 1982  
Pag. 91-97
  
- 9- B.Linnhoff y P.W.Townsend  
"Designing total energy systems"  
Chemical Engineering progress, julio 1982  
Pag.72-80
  
- 10- B.Linnhoff y E.Hindmarsh  
"The pinch design method for heat exchange  
networks"  
Chemical Engineering Science Vol.38, # 5 1983  
Pag. 745-763

- 11- J.Cerda, A.W.Westerberg, D.Mason y B.Linnhoff  
"Minimum utility usage in heat exchange network synthesis"  
Chemical Engineering Science Vol.38, # 3 1983  
Pag. 373-387
  
- 12- B.Linnhoff  
"Energy targets clarify scope for better heat integration"  
Process Engineering, marzo 1983  
Pag. 29-33
  
- 13- B.Linnhoff y D.R.Vredeveld  
"Pinch technology has come of age"  
Chemical Engineering Progress, julio 1984  
Pag. 33-40
  
- 14- B.Linnhoff y R.Smith  
"Design of flexible plant"  
AIChE National Meeting, Houston Tx  
marzo 24-28 1985
  
- 15- B.Linnhoff y T.N. Tjoe  
"Pinch technology retrofit: setting targets for existing plant"  
AIChE National meeting, Houston Tx  
marzo 24-28

Articulos presentados en la reunion anual de investigaci3n del I.CHEM. Abril 1964

17- B.Linnhoff y S.Parker

"Heat exchanger networks with process modifications"

18- D.W.Townsend y B.Linnhoff

"Surface area targets for heat exchanger networks"

19- S.Ahmad y B.Linnhoff

"Overall cost targets for heat exchanger networks"

20- T.N.Tjoe y B.Linnhoff

"Heat exchanger network retrofits"

21- R.J.Morton y B.Linnhoff

"Individual process improvements in the context of site-wide interactions"



**Libros:**

- Kern D.Q.  
Procesos de transferencia de calor  
Cia Editorial Continental S.A de C.V.  
Mexico .1982
  
- Perry R. y Chilton C.  
Manual del ingeniero químico  
Mc Graw-Hill  
Quinta edición
  
- Smith J.M. y Van Ness H.C.  
"Introduction to chemical engineering thermo-  
dynamics"  
International Student Edition  
Tercera edición
  
- Swift K.D.  
Plantas de vapor: arranque, prueba y operación  
Cia Editorial Continental S.A. de C.V.  
Primera edición en español