

70



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

---

---

FACULTAD DE QUIMICA

**Diseño y Optimización de un Sistema de  
Enfriamiento Combinado para Corrientes  
de Proceso**

T E S I S  
QUE PARA OBTENER  
EL TITULO DE:  
INGENIERO QUIMICO  
P R E S E N T A  
ENRIQUE CASTRO SEPTIEN



Universidad Nacional  
Autónoma de México



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

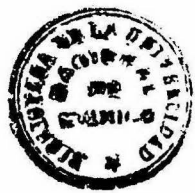
**DERECHOS RESERVADOS ©**  
**PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL**

Todo el material contenido en esta tesis esta 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.



CLAS. Tesis  
ADQ. 1975  
FECHA  
PROC. MT-69



QUIMICA

PRESIDENTE : Prof. Ernesto Ríos Montero  
Jurado Asignado VOCAL : Prof. Roberto Andrade Cruz  
Originalmente SECRETARIO : Prof. Antonio Frías Mendoza  
Según el Tema 1er. SUPLENTE : Prof. Mayo Martínez Khann  
2do. SUPLENTE : Prof. Cutberto Ramírez C.

Sitio donde se desarrolló el Tema:

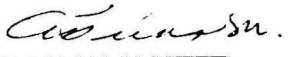
INSTITUTO MEXICANO DEL PETROLEO

SUSTENTANTE; Enrique Castro Septién



---

ASESOR DEL TEMA: Antonio Frías Mendoza



---

A MIS PADRES

A MIS HERMANOS

A MIS COMPAÑEROS Y AMIGOS

A MERCEDES

## I N D I C E

INTRODUCCION	1
CAPITULO I	
Descripción del Sistema propuesto	4
CAPITULO II	
Cambiadores enfriados con aire	
2.1 Generalidades	9
2.2 Módulo A	
2.2.1 Rutina DISA	24
2.2.2 Rutina CATYCO	32
2.2.3 Rutina INTER	36
2.2.4 Rutina EFETE	40
2.2.5 Rutina SAHIO	41
2.2.6 Rutina SAHAO	45
2.2.7 Rutina ASAHI	51
CAPITULO III	
Cambiadores de haz y envolvente	
3.1 Generalidades	57
3.2 Módulo B	

3.2.1	Rutina DISCAM	61
3.2.2	Rutina DIFTE	68
3.2.3	Rutina CPT	72
3.2.4	Rutina HPBELL	76

#### CAPITULO IV

##### Torres de Enfriamiento

4.1	Generalidades	82
4.2	Módulo C	
4.2.1	Rutina DISTO	93
4.2.2	Rutina DISTOC	101

#### CAPITULO V

	Optimización del Sistema de Enfriamiento	108
5.1	Descripción del algoritmo de optimización	110
5.2	Evaluación de Costos	116

	EJEMPLO ILUSTRATIVO	129
--	---------------------	-----

	RESULTADOS	134
--	------------	-----

	CONCLUSIONES	157
--	--------------	-----

APENDICE A	Esquemas y Diagramas	158
------------	----------------------	-----

APENDICE B	Listado del Programa	169
------------	----------------------	-----

	BIBLIOGRAFIA	
--	--------------	--

## I N T R O D U C C I O N

La importancia que tienen los Servicios Auxiliares en la -  
operación de plantas de Refinación y Petroquímica se mani-  
fiesta al considerar que los procesos existentes en éstas  
pueden ser de naturaleza muy variada, al igual que los ---  
equipos y los fluidos procesados en ellas, de aquí, como -  
en todo complejo industrial, no es posible prescindir de -  
una serie de servicios tales como el agua de enfriamiento  
para las diversas corrientes de proceso, para lograr la in-  
tegración y operación satisfactoria de las plantas. Así --  
pues, en la etapa de planeación técnica de una refinería,  
es necesario responder a varias interrogantes, por ejemplo:  
Qué tipo de enfriamiento se va a utilizar? En caso de que  
se disponga de agua: De qué cantidad se va a disponer?; --  
Cuál deberá ser la temperatura de suministro y de retorno  
del agua de enfriamiento en circuito cerrado, con objeto -  
de favorecer la economía en los equipos de intercambio ca-  
lorífico y de la misma torre de enfriamiento?

En el presente estudio se enfoca la atención al sistema de  
enfriamiento en circuito cerrado, ya que en la actualidad,  
debido a restricciones tanto económicas como ambientales,  
es el más utilizado, presentando varios aspectos de inte--

rés, tanto desde el punto de vista tecnológico como compu  
tacional.

El sistema de enfriamiento propuesto tiene como objetivo aportar una solución lógica a esas interrogantes, así como establecer una serie de procedimientos de cálculo confiables para el dimensionamiento de los equipos involucrados en el sistema. Consta de los siguientes equipos: Cambiadores de calor enfriados con aire, cambiadores de haz y envolvente, torre de enfriamiento, equipo motriz y accesorios.

En primer lugar, se pretende definir la conveniencia de utilizar cambiadores enfriados con aire en forma combinada con los de haz y envolvente, tomando en cuenta entre otros factores, las condiciones climatológicas del lugar. Posteriormente se optimiza el rango y el acercamiento de la torre de enfriamiento. La forma de decidir el empleo de los enfriadores con aire consiste en determinar la temperatura hasta la cual resulte económico enfriar la corriente de proceso por medio de aire, teniendo presente que el calor residual se remueve por medio de agua. Conviene mencionar que este estudio se efectúa considerando a todos los equipos de intercambio simultáneamente, para

que la optimización sea válida, pues en el complejo se --  
tiene un solo sistema de torres de enfriamiento para to--  
das las plantas.

Debido a la complejidad del problema, el medio para efec-  
tuar estos propósitos es un programa de computadora formado  
por cuatro secciones principales:

Sección de Balances de Materia y Energía.- Aquí se deter-  
mina el consumo de agua en cada enfriador y, a su vez, el  
gasto total manejado por la torre de enfriamiento.

Sección de Diseño de Equipo.- Esta sección está formada -  
por tres bloques de diseño: Cambiadores de calor enfria--  
dos con aire, cambiadores de calor de haz y envolvente y  
torre de enfriamiento.

Sección de Estimación de Costos.- Aquí se determina la in  
versión de los equipos y los costos totales de operación  
con objeto de cuantificar la función objetivo requerida -  
en la sección de optimización.

Sección de Optimización.- En esta sección se inicializa y  
se modifican las variables independientes de la función -  
objetivo para minimizar los costos totales anuales del --  
sistema de enfriamiento.



## C A P I T U L O I

### DESCRIPCION DEL SISTEMA PROPUESTO

El equipo de enfriamiento utilizado en cualquier proceso, debe diseñarse de tal manera que, para un período de depreciación dado del equipo, el fluido de proceso se enfríe a un costo total anual mínimo, con el objeto de obtener un máximo de ganancias.

Existen en la actualidad varios medios para el enfriamiento de las corrientes de proceso, como son: Enfriamiento con aire, enfriamiento con agua, refrigeración al vacío y refrigeración mecánica, por mencionar algunos.

Realizar un estudio sobre los medios de enfriamiento en general sería sumamente extenso y lo cual no es el objetivo de esta tesis, por lo que se hará referencia únicamente a los medios de enfriamiento más utilizados en la industria debido a su alta disponibilidad y su bajo costo: El aire y el agua.

#### Enfriamiento con aire

Cuando el enfriamiento se efectúa con aire, el fluido de proceso pasa a través de bancos de tubos aletados, en --

contacto con una corriente de aire, ya sea en forma inducida o forzada. A los equipos en donde se efectúa este enfriamiento se les conoce como cambiadores enfriados con aire, comunmente denominados Soloaires.

Este tipo de enfriamiento es muy útil, cuando no se dispone o se dispone de poca agua de enfriamiento, o bien, el uso de ésta no es económico. Tiene además una serie de --ventajas, como son:

- 1) Los costos de operación son mucho más bajos que los - que se obtienen cuando se utiliza el agua como medio de - enfriamiento.
- 2) El aire dificilmente corroe o ensucia los tubos aleta-- dos, reduciéndose así los costos de mantenimiento.
- 3) La temperatura de salida del fluido de proceso se con-- trola simplemente regulando la velocidad de los ventilado-- res o bien el arreglo de sus aspas.
- 4) Se pueden enfriar corrientes con niveles de temperatu-- ra bastante elevados (500-600°F), sin tener incrustacio-- nes excesivas, cosa que no se puede obtener con cambiado-- res de haz y envolvente.

Este tipo de enfriamiento tiene como desventajas:

- 1) Altos costos de inversión, aproximadamente el doble - que para un cambiador de tubo y coraza (teniendo como material base acero inoxidable), para cumplir el mismo servicio y el triple si el material base es acero al carbón (52\*).
- 2) El área que ocupan estos equipos es considerablemente mayor que la que ocupa un cambiador de haz y envolvente - para el mismo servicio, por lo que se pueden tener problemas de localización en la planta.
- 3) Debido a las características de estos equipos, sus -- costos de instalación son altos.

#### Enfriamiento con agua

Cuando el enfriamiento se efectúa con agua, el fluido de proceso se hace pasar por uno o más cambiadores de calor, ya sea por la coraza o bien por dentro de los tubos, dependiendo del gasto y propiedades del fluido, de la presión de operación y de la calidad del agua de enfriamiento.

Al igual que en los cambiadores enfriados con aire, este tipo de enfriamiento tiene una serie de ventajas con res-

pecto al enfriamiento con aire, entre ellas tenemos:

- 1) Bajos costos de inversión e instalación
- 2) El mantenimiento de estos equipos es más sencillo.

Como desventajas:

- 1) Dependencia de la disponibilidad del agua de enfriamiento.
- 2) Si el agua de enfriamiento es de baja calidad se pueden presentar graves problemas de incrustaciones.
- 3) Se requiere de equipos adicionales como torres de enfriamiento para limitar el gasto de agua.
- 4) Cuando el costo del agua de reposición es elevado, -- los costos de operación en la torre aumentan considerablemente.
- 5) Los costos de bombeo no pueden reducirse cuando la -- temperatura de salida de la corriente de proceso se encuentra por debajo de la temperatura de diseño, ya que si se tienen velocidades bajas se producen incrustaciones en los equipos y en las tuberías.

Al analizar con detenimiento las ventajas y desventajas

de estos dos medios de enfriamiento, se puede llegar a la conclusión de que la combinación adecuada de ambos medios puede ser la solución más económica para el enfriamiento de corrientes de proceso, si se selecciona el tipo de sistema adecuado y teniendo una distribución óptima de la carga térmica por remover en los equipos utilizados en cada corriente.

De aquí que el objetivo del presente estudio es el de proponer un sistema que combine estos dos tipos de enfriamiento de manera tal que el costo total anual para el enfriamiento de "n" corrientes de proceso sea el mínimo, a la vez el de diseñar los principales equipos involucrados en este sistema, tales como: ( fig. 1.1)

- los cambiadores enfriados con aire
- los cambiadores de haz y envolvente
- la torre de enfriamiento

Para lograr esto se desarrollaron varios programas de computación, los cuales se integraron entre sí en forma de Módulos a un programa principal con el cual se diseña y optimiza el sistema de enfriamiento propuesto.

## C A P I T U L O   I I

### CAMBIADORES DE CALOR ENFRIADOS CON AIRE

#### 2.1 Generalidades

Los equipos denominados cambiadores de calor enfriados -- con aire y comunmente conocidos en la industria como Solo aires, fueron utilizados por primera vez en México a mediados de la década de los sesentas, en diversas plantas de Refinación y Petroquímica, en número reducido, Sin embargo, poco a poco estos equipos han ido teniendo mayor aceptación y en la actualidad se cuenta con una gran cantidad de éstos en distintas industrias, especialmente en las procesadoras de petróleo y sus derivados.

El empleo del aire atmosférico como medio de enfriamiento a nivel industrial no es ninguna novedad, como se puede constatar si se da un vistazo retrospectivo a la Europa renacentista del siglo XV, en donde se tenían enormes torres de enfriamiento de tiro natural en las industrias -- textiles. Sin embargo, no fué sino hasta principios de este siglo cuando, con la implementación de tecnología de torres de enfriamiento de tiro mecánico, la aplicación de esta forma de enfriamiento logró nuevos canales y así se observa que en los años cincuentas, en los Estados Unidos

surgen los primeros modelos de estos equipos, que son en realidad una variante de las torres de enfriamiento.

Los cambiadores de calor enfriados por aire se pueden clasificar en tres grupos:

- de tiro inducido
- de tiro forzado
- de tiro natural

Este último carece de importancia en la actualidad debido a que su uso está limitado para transferir cargas térmicas muy pequeñas, de hecho, algunos modelos de combinaires pueden caer dentro de esta clasificación.

En estos equipos el aire se hace pasar a través de un banco de tubos con superficies extendidas (tubos aletados), por los cuales circula el fluido de proceso, al cual se va a reducir su temperatura tanto como se quiera, de acuerdo a las condiciones de proceso, teniendo como límite una temperatura cercana a la de bulbo seco del aire (entre 10 y 15°F). Este aire se impulsa a través del banco de tubos mediante uno o varios ventiladores del tipo axial, que, de acuerdo a su posición en el equipo, suministra el flujo de aire ya sea en forma de tiro forzado o tiro inducido (Fig. 2.1 y 2.2).

La transferencia de calor se efectúa mediante los mecanismos de la convección y conducción, cediendo el fluido de proceso su calor sensible a la corriente de aire que pasa a través del banco en flujo cruzado, ya que el fluido a enfriar entra por la parte superior del banco de tubos y sale por la parte inferior del mismo.

A un banco de tubos se le conoce como sección, siendo ésta de dimensiones variables, de acuerdo a la carga térmica por remover en el equipo. Por lo general las longitudes estandar de tubos aletados son de 8, 10, 12, 16, 20, 24 y 30 pies, el ancho varía de 8 a 16 pies por sección, considerando los canales laterales. Una unidad puede tener una o más secciones.

Las dimensiones máximas de estos equipos están limitadas por el problema de transporte a la planta. Otro de los factores que limita las dimensiones de estos cambiadores es su localización en la planta, de acuerdo al espacio disponible en ella. Por lo general se colocan sobre el "rack" de tuberías, o bien por encima de otros equipos, como en el caso del sistema propuesto en este estudio, en el que se colocan arriba de los cambiadores de calor de tubo y coraza.



Entre mayor longitud tengan, su costo es menor. Las dimensiones de un banco de tubos estandar oscilan entre los 24 y 30 pies de longitud; 8 a 14 pies de ancho y una profundidad de 4 a 6 hileras. Las unidades cuya relación larguancho es de uno, o cercana a la unidad, constan por lo general de un ventilador. Cuando la relación exceda a 1.8 - pueden tener dos o más ventiladores.

En las unidades de tiro forzado el ventilador empuja el aire a través del banco de tubos aletados, mientras que en las unidades de tiro inducido, el ventilador está colocado por encima del banco, ocasionando un flujo de aire a través de los tubos. Se han publicado una serie de artículos (1\*, 3\*, 9\*, 11\*), que mencionan tanto las ventajas como las desventajas de los dos tipos de tiros, de las cuales se mencionarán algunas de las más importantes.

En las unidades de tiro inducido, debido a la posición del ventilador y de la caja de aire, éste va a tener una mejor distribución a través del banco de tubos, además se aumenta de 1-1/2 a 3 veces su velocidad de salida por la succión provocada por el ventilador, eliminándose la posible recirculación de aire caliente a la entrada del equipo. Sin embargo, este tipo de tiro tiene más desventajas que ventajas, entre ellas se tienen:

- 1) Consume más potencia en sus ventiladores (aproximadamente el 10 %), para mover una misma cantidad de aire, ya que éste al pasar por el banco de tubos se calienta, ocupando un mayor volúmen.
- 2) Para que el motor no reciba directamente el flujo de aire caliente, se tienen que colocar flechas y soportes de una mayor longitud, provocando por consiguiente vibraciones indeseables en el equipo.
- 3) Para poder tener espacio disponible para la flecha - del ventilador se tienen que quitar algunos tubos, disminuyendo el área de transferencia del equipo.
- 4) Cuando el equipo requiere de inspección o mantenimiento, ya sea para cambiar algún tubo o limpiar el banco, se tiene que desmontar la mayor parte del equipo resultando por lo tanto costoso.
- 5) Debido a que por lo general los ventiladores son más grandes y su estructura de mayor tamaño, este tipo de enfriadores resulta normalmente más caro que los de tiro -- forzado.

En las unidades de tiro forzado, si bien la distribución del aire no es tan uniforme como en el tiro inducido (aun

que se puede lograr una buena distribución con un buen di  
seño de la caja de aire), el volúmen de aire a manejar pa  
ra un mismo servicio, es menor que en el caso del tiro in  
ducido, teniendo por consiguiente un menor consumo de po  
tencia en los ventiladores.

El tiro forzado es recomendable cuando se enfrían corrien  
tes de proceso demasiado calientes (de 400 a 500°F), ori  
ginando que la temperatura de salida del aire sea elevada  
al grado de poder dañar el ventilador. Otra ventaja que -  
presenta es cuando se requiere cambiar en una unidad un -  
cierto número de secciones, permite un arreglo más econó  
mico y conveniente, ya que el ventilador está localizado  
cerca del nivel del piso y los costos de la estructura --  
son menores. Una desventaja es que son un poco más ruido  
sos que los de tiro inducido.

La mayoría de los autores se inclinan a favor del tiro in  
ducido desde el punto de vista termodinámico, sin embargo,  
al considerar la economía total se inclinan a favor del -  
tiro forzado.

### Diseño y Selección

Los parámetros básicos para el diseño de los cambiadores  
enfriados con aire son:

- 1) El tipo de aleta que se utiliza
- 2) La forma de manejar el volúmen de aire
- 3) La profundidad del banco de tubos, es decir el número de hileras de que conste el equipo
- 4) La potencia de los ventiladores

Estos son algunos de los parámetros que se tienden a optimizar en el sistema de enfriamiento propuesto.

#### Tipo de aletas

Debido a que el aire tiene un volúmen específico 830 veces mayor que el del agua y su calor específico es una cuarta parte que el del agua (0.24 BTU/lb-°F a 60 °F), se encuentra en desventaja para el enfriamiento de una corriente de proceso respecto a ésta. De aquí que para suplir esa deficiencia se utilicen superficies extendidas, o sea tubos -- aletados que ofrecen una mayor área de transferencia de calor.

La transferencia de calor en una superficie extendida depende de la geometría y conductividad de la aleta y la relación que tenga ésta con respecto a la superficie lisa - del tubo.

Existen básicamente dos tipos de tubos aletados:

- a) Tubos con aletas longitudinales

b) Tubos con aletas transversales.

Las aletas longitudinales se usan para cambiadores de tubo concéntrico y para cambiadores de tubo y coraza sin de flectores, en los cuales el fluido por fuera de los tubos es muy viscoso y las condiciones de flujo son a régimen laminar.

Las aletas transversales se usan para el calentamiento o enfriamiento de una corriente por medio de gases en flujo cruzado. La eficiencia de una aleta está dada por la relación entre el calor absorbido por la aleta y el disipado o transmitido al medio ambiente.

Existe una gran variedad de aletas transversales, utilizadas en los cambiadores de calor enfriados con aire y sus características están en función al tipo de servicio que van a efectuar, así como el nivel de temperaturas en que se trabaja el fluido de proceso.

Entre las aletas utilizadas con mayor frecuencia en el diseño de estos equipos se tienen:

1) Aleta tensionada angular

En este tipo de aleta el contacto entre el tubo y la ale-

ta depende de la tensión aplicada durante el proceso de aletado del tubo. Se utilizan cuando se manejan fluidos de proceso cuya temperatura se encuentra entre los 150 - 250°F.

2) Aleta recta tensionada.

Este tipo de aleta se enrolla en espiral sobre la superficie del tubo por medios mecánicos y se utiliza cuando se manejan fluidos de proceso con temperaturas menores a los 300°F.

3) Aleta angular incrustada.

Son aletas enrolladas en espiral con un doblado sobre la base de la misma, aproximadamente igual al ancho del espaciamiento de la aleta. Se utilizan generalmente para temperaturas de proceso entre 350 y 500°F.

4) Aleta extruída.

El tubo bimetálico con aletas extruídas consiste de un tubo interior de material resistente a la corrosión y de un tubo externo, que por lo general es de aluminio, al cual por medios mecánicos dentro del proceso de aletado se forman las aletas a partir del tubo externo y a su vez se logra una perfecta unión mecánica entre ambos tubos. Su aplicación abarca rangos de temperatura entre 500 y 600°F.

### 5) Aleta recta incrustada

La aleta se fija mediante un devanado a las ranuras labradas en la pared del tubo, quedando firmemente adheridas. Esta aleta es adecuada para temperaturas altas, aproximadamente del orden de 650°F. Si no existe una buena unión entre la arista de la aleta y la canal del tubo, habrá -- una pérdida de presión en la unión, ocasionando una resistencia a la transferencia de calor.

En ciertos casos, la posibilidad de corrosión del tubo no permite el empleo de este tipo de aletas, por lo que se tiene que recurrir a las aletas extruídas.

Es muy importante la buena fabricación de este tipo de tubos, ya que si no se realiza una buena unión (presión de - contacto) entre la aleta y el tubo, así como una buena limpieza en el tubo antes de adherir la aleta, la resistencia térmica que ofrece la aleta puede ser hasta de 0.002, provocando inclusive una menor transferencia de calor que si se utilizaran tubos lisos.

La relación de superficie de tubo aletado a tubo liso varía de acuerdo al tipo de aleta, a su tamaño, espesor, número de aletas por pulgada, así como del diseño específico de cada fabricante.

Generalmente el diámetro exterior de los tubos es de una pulgada, aunque para servicios cuyo fluido es viscoso o bien un gas, se emplean tubos de 1.5 pulgadas de diámetro externo. La altura de las aletas varía de 0.5 a 0.625 de pulgada, el número usual de aletas por pulgada oscila entre 7 y 11 y el espaciamiento entre los tubos varía desde 1.5 a 2.5 pulgadas, teniendo siempre un arreglo triangular. El material de las aletas puede ser de acero, cobre o bien aluminio, que es el más económico y el más utilizado.

El banco de tubos aletados, al igual que el haz de tubos lisos en un cambiador de calor de tubo y coraza están unidos en sus extremos por dos cabezales que tienen como función la alimentación a los tubos del fluido de proceso -- que se desea enfriar.

Los cabezales que se tienen para estos equipos son:

- Cabezal con tapa plana separable (de placa)
- Cabezal de tipo de caja forjada
- Cabezal de placas soldadas
- Cabezal redondo

Básicamente se utilizan dependiendo de la presión de diseño. Para los cabezales de placa cubierta en los que se -- utilizan empaques es necesario quitar la placa para tener



acceso a los tubos. Generalmente este tipo de cabezales - se emplea cuando se tienen fluidos incrustantes y que se requiere de una limpieza frecuente. Este tipo de cabeza-- les son poco prácticos para presiones de diseño arriba de 400 PSIG.

El cabezal tipo caja tiene tornillos que taponan ambos ex tremos de los tubos, teniendo cada tubo sus respectivos - tornillos. Esto proporciona acceso individual a cada tubo con el fin de dar limpieza, reajustar el tubo y taponear éste en caso de fugas. Estos cabezales son los más comu-- nes y tienen una presión de diseño máxima de 3000 PSIG. - Los bancos de tubos aletados por lo general tienen un ex-- tremo flotante, el cual se desliza sobre el mismo para -- absorber la dilatación.

Para servicios con pasos múltiples que tengan temperatu-- ras de entrada de proceso del orden de 350° a 400°F y una reducción de temperatura hasta de 200° a 250°F a través - de los pasos, deben tener cabezales divididos horizontal-- mente para relevar los esfuerzos que se ocasionen de tubo a tubo entre las hileras.

La mayoría de las unidades requieren varios pasos y una - distribución uniforme del fluido en cada paso. En algunas

ocasiones el número de hileras no coincide con el número - de pasos de tal manera que tiene que hacerse una distribu- ción adecuada de tubos para cada paso.

Forma de manejar el volúmen de aire:

La efectividad de estos equipos depende básicamente de la manera que se haga pasar el aire de enfriamiento a través del banco de tubos. Esto va a depender principalmente del diseño de la cámara de aire y de los ventiladores utiliza- dos en el equipo.

La caja o cámara de aire es el espacio intermedio entre el ventilador y el banco de tubos. Tiene como principal obje- tivo el distribuir el aire a la superficie efectiva del -- banco.

El funcionamiento del ventilador se ve afectado directamen- te por la altura de la caja de aire, ya que si ésta es pe- queña, la distancia entre el ventilador y el banco de tu- bos será mínima por lo que la distribución del flujo del - aire será incorrecta, disminuyendo la eficiencia del equi- po. Si por el contrario, se escoge una altura demasiado -- grande, la potencia del ventilador tendrá que ser aumenta- da para vencer la caída de presión, aumentando entonces -- los costos de operación. De aquí que existe una temperatu-

ra óptima para la caja de aire, la cual está en función - del área de flujo del banco y del gasto de aire manejado. Por lo general en equipos de tiro forzado se colocan los ventiladores a una distancia aproximada de  $1/2$  a  $3/4$  del diámetro del ventilador y en tiro inducido de  $1/3$  del diámetro con respecto al haz de tubos.

Los ventiladores más utilizados como se mencionó anteriormente, son los de tipo axial, ya que pueden manejar grandes volúmenes de aire ocasionando relativas pequeñas caídas de presión, dependiendo de las dimensiones del ventilador, número de aspas y arreglo de las mismas. Generalmente constan de 4 a 6 aspas, las cuales pueden ser de -- aluminio, plástico moldeado, plástico laminado, acero al carbón, acero inoxidable, monel o bien resinas sintéticas. Los diámetros estandar de estos ventiladores varían de 5 a 14 pies.

Se debe de tratar que el área de flujo cubierta por los - ventiladores en una sección sea como mínimo el 40 % del - área de flujo del banco de tubos.

La eficiencia mecánica de estos ventiladores es de aproximadamente 65 %, mientras que la del impulsor es de 95 %.

Los ventiladores de flujo axial pueden mover un volúmen - determinado de aire cuando la velocidad de rotación y el arreglo de las aspas es constante. Así se puede obtener - una variación en el flujo de aire, ajustando el ángulo de las aspas del ventilador, así como la velocidad de rota-- ción. El ángulo de las aspas del ventilador puede ser fi-- jo o ajustable, ya sea en forma automática o manual.

Los impulsores de los ventiladores son básicamente de dos tipos:

- Motor eléctrico con bandas múltiple en V (Fig. 2.3)
- Motor eléctrico con reductor de velocidad (Fig. 2.4)

El empleo de las bandas en V resulta más económico que el de reductor de velocidad, pero también requiere de aten-- ción adicional.

El eje del motor se puede conectar directamente al venti-- lador, pero solo cuando se trate de diámetros pequeños.

Las bandas en V se utilizan generalmente con ventiladores menores de 10 pies y motores de 20 HP como máximo. Para - ventiladores grandes y motores con más de 25 HP es prefe-- rible utilizar reductores de velocidad de ángulo recto.

### 2.2.1 Rutina DISA

#### Objetivo y generalidades

Esta rutina, que también recibe el nombre de Módulo A como parte integral del sistema, tiene por objetivo el diseñar los cambiadores de calor enfriados con aire.

Para efectuar el diseño de estos equipos en el sistema -- propuesto, se desarrolló un programa por computadora, el que se integró posteriormente al sistema en forma de rutina, dejando la posibilidad que este módulo pueda funcio--nar en forma independiente, dando así mayor flexibilidad al sistema propuesto. Este módulo a su vez está integrado por una serie de rutinas necesarias para el diseño de estos equipos.

La secuencia de cálculo de esta rutina, está basada en -- los métodos propuestos por Edward Cook (5\*), Krauz Kern - (6\*), NGPSA (7\*) y Briggs-Young (12\*), entre otros. Esta metodología fué seleccionada después de haber realizado - una revisión bibliográfica adecuada y se encontró que los resultados obtenidos por ésta son bastante satisfactorios y confiables.

La rutina DISA está dividida básicamente en tres seccio--

nes que son:

1) Inicialización de las variables de control y proposición de la geometría del equipo, aunados a un balance general de materia y energía.

2) Balance hidráulico

3) Balance termodinámico

enlazados entre sí por una serie de criterios de diseño y métodos de convergencia necesarios.

#### Descripción y criterios básicos

La rutina comienza inicializando una serie de variables - proporcionadas por el programa principal como son: El número de hileras por cambiador, el arreglo de los tubos, - longitud de tubos, velocidad de superficie del aire a través del banco de tubos, temperatura del aire a la entrada del cambiador y el coeficiente global de transferencia de calor supuesto, por mencionar algunos.

Posteriormente, por medio de un balance de materia y energía relaciona estas variables de la siguiente manera:

$$QSA = WA * CPA * DTA \quad (1.G1)$$

$$QSA = US * AO * LMTD \quad (1.G2)$$

$$\text{LMTD} = \frac{(\text{TT}^1 - \text{TSA}) - (\text{TT}^2 - \text{TEA})}{\ln \frac{(\text{TT}^1 - \text{TSA})}{(\text{TT}^2 - \text{TEA})}} * \text{FT} \quad (1.63)$$

El área de transferencia por sección está dada por:

$$\text{AO} = \frac{\text{PI} * \text{DO} * \text{LTUB} * \text{NTH} * \text{R}}{12} \quad (1.64)$$

y el área de flujo:

$$\text{AF} = \text{LTUB} * \text{W} = \frac{\text{NTH} * \text{PITCH} * \text{LTUB}}{12} \quad (1.65)$$

Despejando NTH de (G.5) y sustituyendo en (G.4)

$$\text{AO} = \frac{\text{PI} * \text{DO} * \text{R} * \text{AF}}{\text{PITCH}} \quad (1.66)$$

Por otro lado se tiene que el área de flujo desde el punto de vista hidráulico está expresada por:

$$\text{AF} = \frac{\text{SCFM}}{\text{FV}} = \frac{\text{WA}}{60 * \text{DENA} * \text{FV}}$$

donde a condiciones estandar (60°F y 1 atmósfera)

$$\text{DENA} = 0.075 \text{ lb/pie}^3$$

$$\text{CPA} = 0.24 \text{ BTU/lb } ^\circ\text{F}$$

se tiene

$$AF = \frac{WA}{4.5 * FV} \quad (1.G7)$$

Igualando (G.1) con G.2)

$$0.24 * WA * DTA = US * AO * LMTD \quad (1.G8)$$

Resolviendo esta ecuación para LMTD/DTA en (G.8) y sustituyendo el valor de AO y WA de (G.8) y (G.9) respectivamente, se tiene:

$$LMTD = \frac{1.8 * PITCH}{PI * DO * US} * \frac{VF}{R} \quad (1.G9)$$

expresión con la cual se estima un dimensionamiento del equipo inicial.

Con la ecuación (G.3) y la rutina EFETE se calculan una serie de valores de LMTD en un rango amplio de temperaturas de salida del aire.

Posteriormente procede a calcular el área de transferencia en el equipo con la ecuación (G.2), así como el flujo de aire y el área de flujo del cambiador, mediante:

$$AF = \frac{SCFM}{FV} \quad (1.G10)$$

y calcula la caída de presión del aire al pasar a través



del banco de tubos, utilizando para ello varias correlaciones, entre ellas la reportada por Briggs-Young (13\*)

$$DPA = \frac{3.24 * R * VM^{1.725} * FS}{10^3 * DEN} \quad (1.G12)$$

$$ASP = DPA/FTFA \quad (1.G13)$$

Si la caída de presión excede a la recomendada, se disminuye el número de hileras, o bien se reduce la velocidad del aire. En caso de que se encuentre por debajo de la -- permisible, se calcula el coeficiente externo (HAO) por medio de la rutina SAHAO.

Subsecuentemente se calcula la caída de presión del fluido en los tubos, utilizando para ello la rutina ASAHI. Hecho esto, calcula el coeficiente interno por medio de la rutina SAHIO, para que finalmente, teniendo la suma de -- las resistencias, proceda a calcular el coeficiente global.

$$UC = 1./(1./HIO + 1./HAO + RM + RDT + RA) \quad (1.G14)$$

Si el coeficiente global calculado (UC) es igual o ligeramente mayor al coeficiente supuesto (US), (de acuerdo a -- una tolerancia fijada), se puede dar por concluido el diseño del equipo. En caso de que el coeficiente calculado esté por debajo del supuesto, o en el caso contrario, que

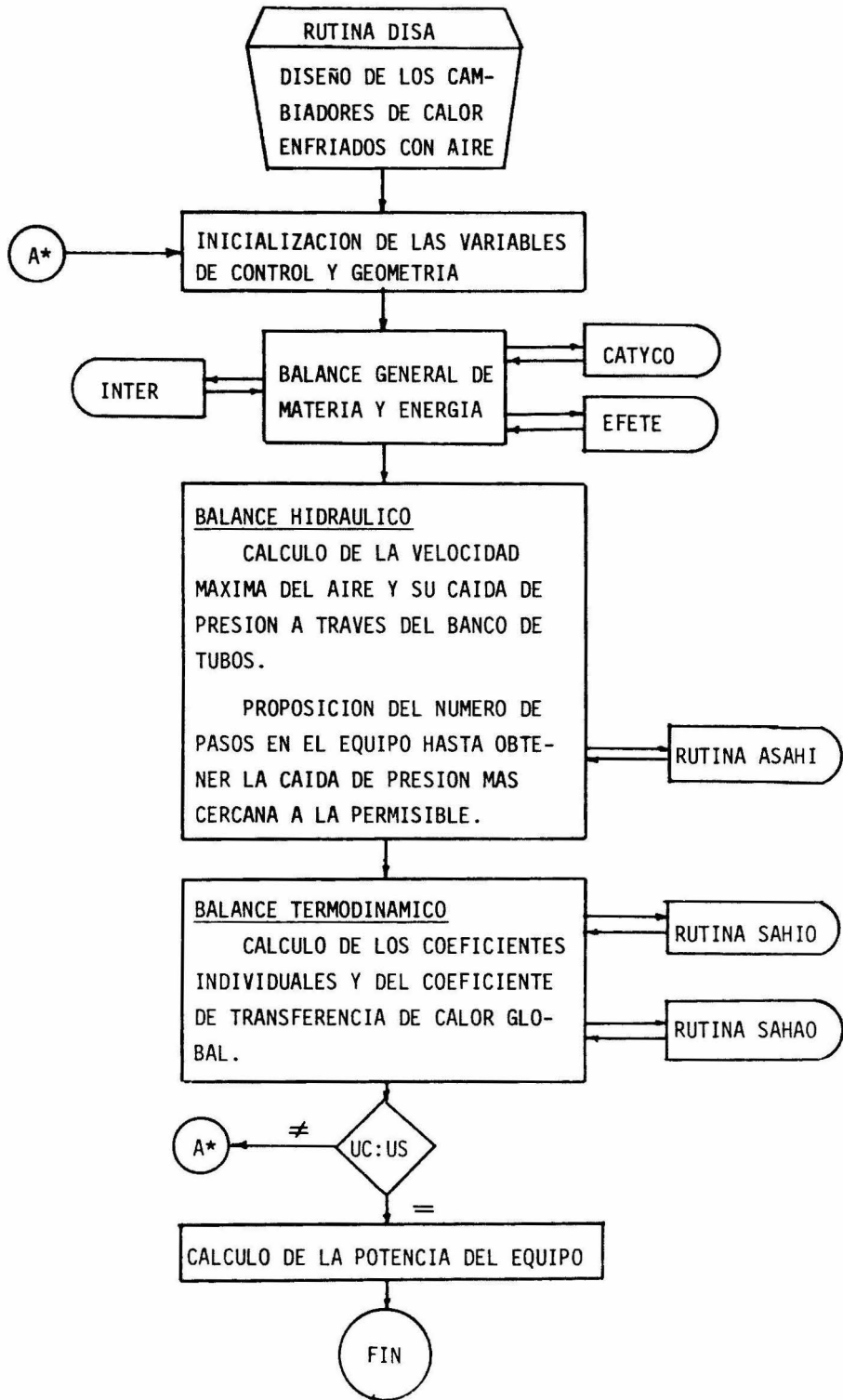
esté demasiado sobrado, procede a redefinir un coeficiente supuesto, según los criterios de convergencia, e inicializa nuevamente las variables de diseño y la proposición de la geometría.

Finalmente procede a calcular la potencia necesaria en los ventiladores y a escribir la hoja de especificaciones correspondiente.

### Nomenclatura

QSA : Carga térmica removida en el	
Soloaire	BTU/h
WA : Gasto de aire	lb/h
CPA : Calor específico del aire	BTU/lb - °F
DTA : TSA - TEA	°F
US : Coeficiente global supuesto	BTU/lb - h°F
AO : Area de transferencia de	
la unidad	Pie <sup>2</sup>
LMTD : Temperatura media logarítmica	°F
TT <sup>1</sup> : Temperatura de entrada del	
fluido de proceso	°F
TT <sup>2</sup> : Temperatura de salida del fluf	
do de proceso	°F
TEA : Temperatura de entrada del aire	°F

TSA : Temperatura de salida del aire	°F
FT : Factor de corrección	
DO : Diámetro externo	plg
LTUB : Longitud de tubos	pie
NTH : Número de tubos por hilera	
R : Número de hileras o camas	
PITCH: Distancia de centro a centro entre tubos	plg
AF : Area de flujo	pie <sup>2</sup>
SCFM : Gasto volumétrico estandar	pie <sup>3</sup> /min
FV : Velocidad de superficie	pie/min
DPA : Caída de presión del aire	plg de agua
ASP : Caída de presión del aire corregida	plg de agua
UC : Coeficiente global calculado	BTU/lb-pie-°F
RM : Resistencia del metal	lb-pie-°F/BTU
RDT : Factor de ensuciamiento por dentro de tubos	h-pie <sup>2</sup> -°F/BTU
RA : Resistencia del aire	h-pie <sup>2</sup> -°F/BTU



### 2.2.2 Rutina CATYCO

#### Objetivo y generalidades

El objetivo de esta rutina es el de calcular la temperatura media logarítmica y la temperatura del aire a la salida del Soloaire.

La rutina se divide básicamente en dos secciones. En la primera evalúa la temperatura media logarítmica (LMTD) entre los dos fluidos, corrigiendo ésta por el factor de corrección de temperatura por flujo cruzado, por medio de la rutina EFETE. Posteriormente, dando una serie de incrementos a la temperatura de salida del aire, genera la matriz EA (I,J).

La segunda sección va a relacionar las variables utilizadas para la proposición de la geometría del equipo en la rutina DISA, con la diferencia de temperaturas del aire (DTA) y la temperatura media logarítmica interpolada en la matriz EA (I, J).

#### Descripción y criterios básicos

Debido a que la rutina CATYCO se utiliza varias veces en el programa para diseñar cambiadores enfriados con aire, tiene la opción de generar o no la matriz EA (I, J), de--

pendiendo del índice lógico IGT.

La generación de la matriz está dada por:

$$DTM(I) = \frac{(TT^1 - TSPA(I) - (TT^2 - TEA))}{\ln \frac{TT^1 - TSPA(I)}{TT^2 - TEA}} \quad (2.A1)$$

$$EA(I, 1) = TSPA(I) - TEA$$

$$EA(I, 2) = \frac{DTM(I)}{EA(I, 1)} \quad (2.A2)$$

En la segunda sección, dependiendo del índice lógico IEEA calcula el valor de E:

$$\frac{DTM(I)}{DTA} = \frac{.343 * PITCH * VF}{US * R} \quad (2.A3)$$

o bien el valor de A:

$$DTA = TSA - TEA \quad (2.A4)$$

Finalmente la rutina interpola el parámetro calculado en la matriz EA(I, J) por medio de la rutina INTER.

### Nomenclatura

DTM(I) : Temperatura media logarítmica °F

TT1 : Temperatura del fluido del pro

ceso a la entrada del equipo °F

TSPA(I) : Temperatura salida parcial  
del aire

TT2 : Temperatura del fluido de pro-  
ceso a la salida del equipo °F

TEA : Temperatura de entrada del  
aire °F

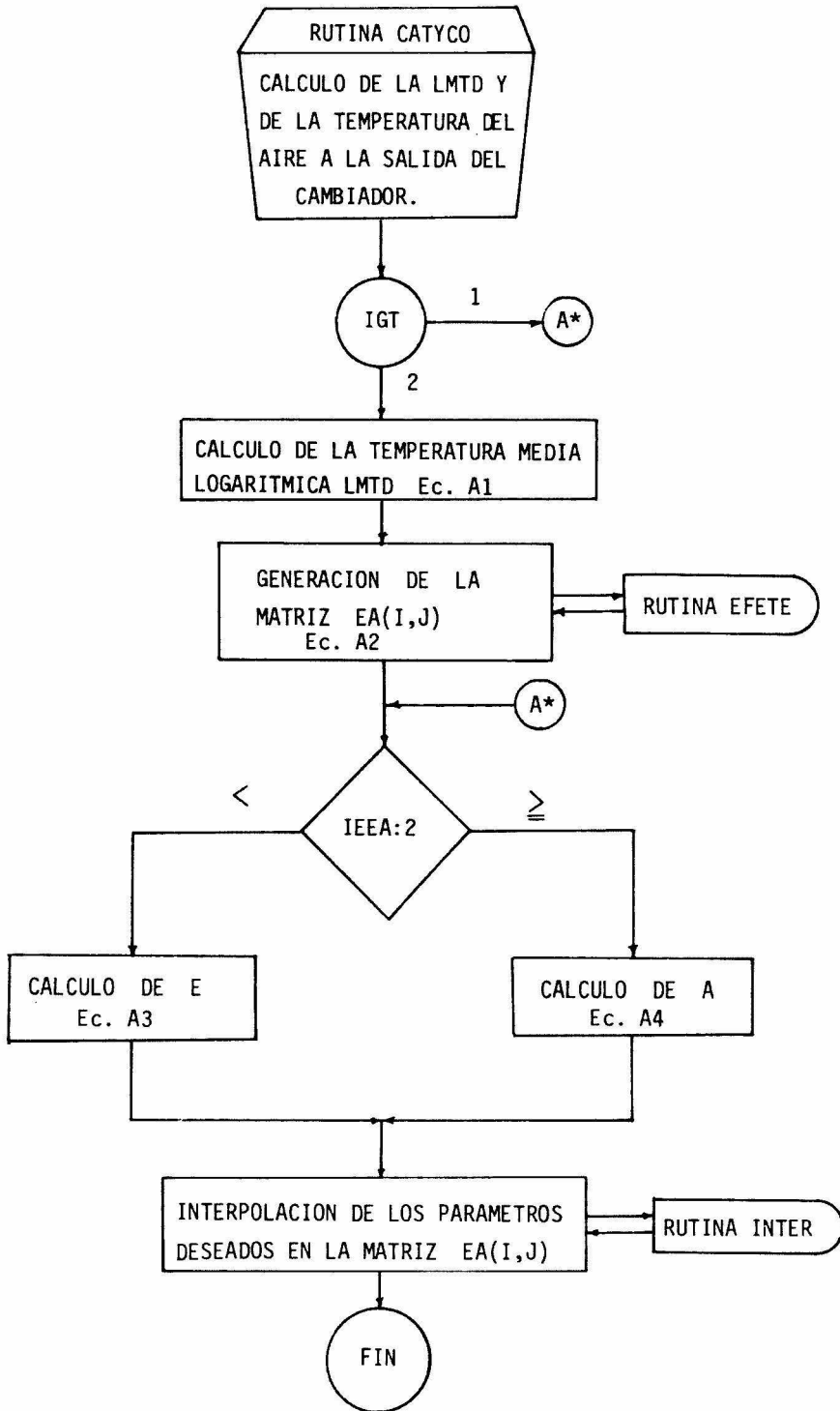
DTA : TSA - TEA °F

PITCH : Arreglo de los tubos plg

VF : Velocidad de superficie pie/min

US : Coeficiente global de trans-  
ferencia de calor supuesta BTU/h-pie<sup>2</sup>-°F

R : Número de hileras en el equipo





### 2.2.3 Rutina INTER

#### Objetivo y generalidades

Esta rutina tiene por objeto interpolar, con una serie de pares de valores conocidos, el valor respectivo de la variable dependiente a un valor dado de la variable independiente. Esta interpolación está fundamentada en el método de Lagrange.

Consiste en pasar un polinomio de grado (N-1) por los N - puntos correspondientes a los valores tabulados  $X_i, Y_i$ .

$$Y(X) = \sum_{i=1}^n L_i(X) \cdot Y_i \quad (3.B1)$$

en donde,

$$L_i(X) = \frac{(X-X_1)(X-X_2)\dots(X-X_{i-1})(X-X_{i+1})\dots(X-X_n)}{(X_i-X_1)(X_i-X_2)\dots(X_i-X_{i-1})(X_i-X_{i+1})\dots(X_i-X_n)} \quad (3.B2)$$

Y  $\prod_{j=1}^n$  simboliza los productos acumulados  $\prod_{j=1}^n$  exceptuando el término en el que  $j = i$ .

Se podrá observar que la programación de la ecuación B.1

requiere dos ciclos DO anidados. En el ciclo interior se calcula cada uno de los sumandos  $L_j(X)$ , es decir los productos que aparecen en la ec. 3.2. En el ciclo exterior se va acumulando la suma de los  $L_j$  multiplicados por la ordenada  $Y_j$  correspondiente.

Es evidente que el utilizar un polinomio de grado  $n-1$  pasando por todos los puntos tabulados, resulta innecesario y antieconómico en tiempo de máquina cuando  $n$  es grande.

En esas circunstancias es conveniente localizar el intervalo al punto cuya ordenada se desea conocer y tomar dos o tres puntos adyacentes a cada extremo del intervalo para hacer pasar por ellos un polinomio de menor grado. Esto se efectúa en la rutina CATYCO, donde se fija el número de puntos para ejecutar la interpolación.

#### Descripción y criterios básicos

El método de Lagrange se reduce a la siguiente expresión:

$$YOUT = S : COEF (I) * Y (I) \quad (3.B3)$$

donde:

$$COEF (I) = M : \frac{YIN - X(I)}{X(J) - X(I)} \quad (3.B4)$$

Nomenclatura

YOUT : Valor calculado

Y(I) : Valor de la variable independiente (I)

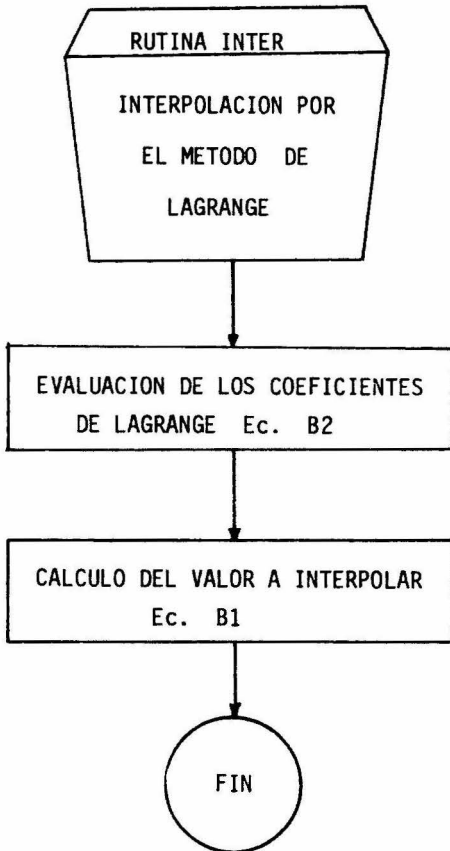
COEF(I) : Coeficiente de la variable (I)

XIN : Valor dado de la variable independiente

X(I),X(J): Valores de la variable independiente (I) y (J)  
respectivamente.

S : Sumatoria desde que I=1 hasta el número de pa-  
res de valores

M : Multiplicatorios desde que J=1 con J=I hasta -  
el número de pares de valores



#### 2.2.4 Rutina EFETE

##### Objetivo y generalidades

El objetivo de esta rutina es el de calcular el factor de corrección (FT) por concepto de flujo cruzado en los cambiadores enfriados con aire. Debido a que en la literatura no se han publicado ecuaciones para la evaluación de este factor, se generaron una serie de correlaciones a partir de las gráficas publicadas por el NGPSA (7\*), para cambiadores con uno o más pasos.

##### Descripción y criterios básicos

La rutina define los parámetros:

$$R = \frac{TT_1 - TT_2}{TSA - TEA} \quad (4.C1)$$

$$S = \frac{TSA - TEA}{TT_1 - TEA} \quad (4.C2)$$

dependiendo del número de pasos de que conste el equipo - calcula el factor de corrección FT,

$$FT = f(R, S, NP) \quad (4.C3)$$

##### Nomenclatura

NP : Número de pasos

### 2.2.5 Rutina SAHIO

#### Objetivo y generalidades

La finalidad de esta rutina es evaluar el coeficiente de película del fluido de proceso en un cambiador de calor - enfriado con aire.

La rutina puede calcular el coeficiente del agua así como el de cualquier fluido de proceso sin cambio de fase. Las expresiones están basadas en las correlaciones de Sieder y Tate (6\*), que son aplicables tanto para el calentamiento como para el enfriamiento de fluidos, principalmente - fracciones de petróleo.

#### Descripción y criterios básicos

Puesto que en algunas ocasiones el fluido a enfriar en un cambiador enfriado con aire puede ser agua (Fig. 4.5), la presente rutina incluye la correlación adecuada para estos fines.

$$HI01 = \frac{150.}{DO} * (1 + 0.011 * TTM)^{VT^{0.8} * DI^{0.8}} \quad (5.F1)$$

Para un fluido de proceso, sin cambio de fase, se calcula el coeficiente interno de la siguiente manera:

Para flujos laminares (Número de Reynolds menor a 2100)

$$HI = \frac{0.435 * RE^{0.8} * CT * PR}{DO} \quad (5.F2)$$

Para flujo turbulento (Número de Reynolds mayor a 10,000)

$$HI = \frac{13.1 * RE^{.333} * (DI)}{DO * LTUB} * .333 * CT * PR \quad (5.F3)$$

En la región de flujo transicional (Número de Reynolds entre 2,100 y 10,000), se calcula por medio de las siguientes expresiones:

$$SN = \frac{12. * LTUB}{DI} \quad (5.F4)$$

$$PR = \frac{CPT * VI * 2.42}{CT}^{.33}$$

$$ST = 0.533 + 0.28 * \log (SN) \quad (5.F5)$$

$$SS = 6.58 * \ln (\log (SN)) \quad (5.F6)$$

$$SU = 3.45 * (\log (RE) - 3.9) \quad (5.F7)$$

$$AJH = 0.392 * SN * RE^{ST + \log (SN)} * (SU + 2.05 + SS * e^{-SU^2}) \quad (5.F8)$$

$$HI = \frac{16.1 * AJH * CT * PR}{DO} \quad (5.F9)$$

Dicho coeficiente se corrige por concepto de viscosidad, PHI.

$$PHI = \left( \frac{VI}{VITW} \right)^{.14} \quad (5.F10)$$

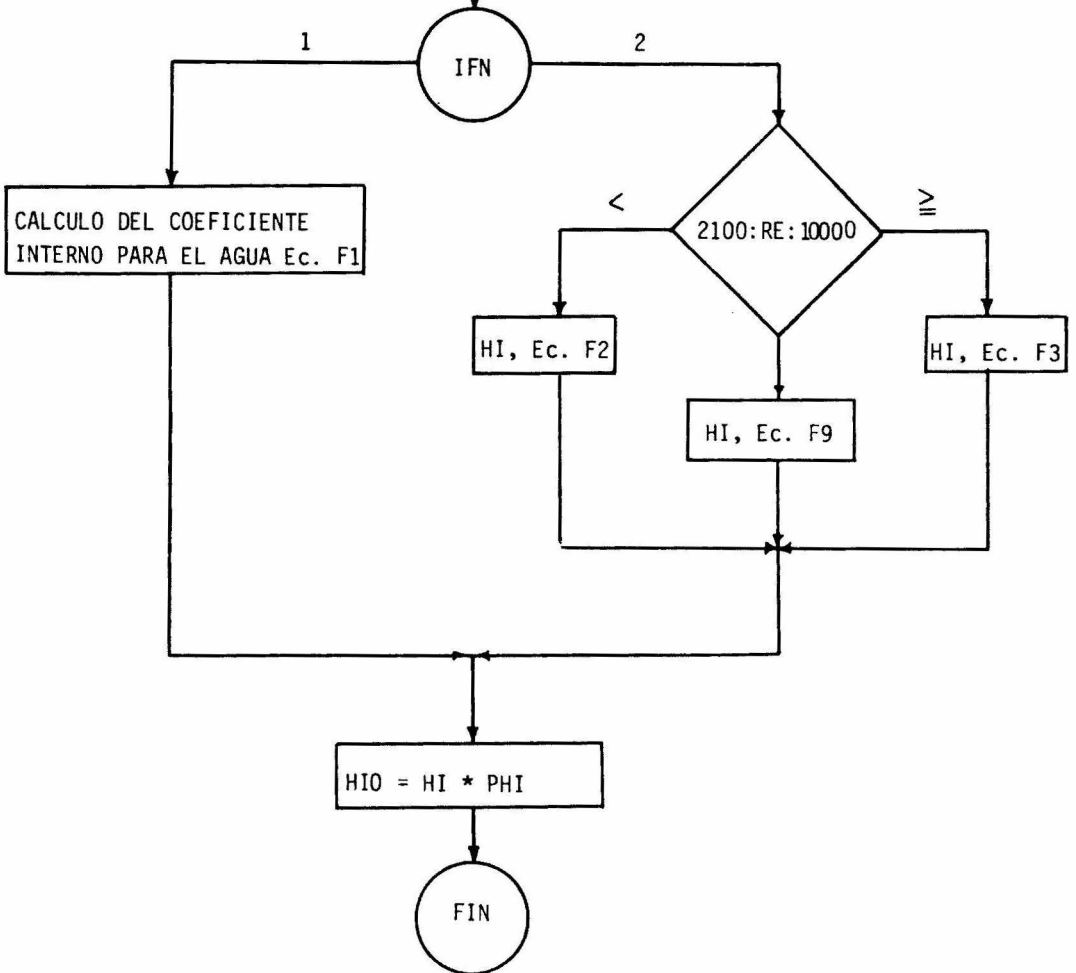
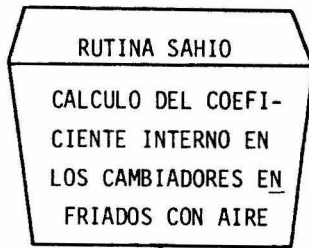
Quedando la expresión final como:

$$HIØN = HI * PHI \quad (5.F11)$$

### Nomenclatura

HIØ1	: Coeficiente del agua	BTU/h-pie <sup>2</sup> -°F
DO	: Diámetro externo	plg
TTM	: Temperatura media del fluido de proceso	°F
VT	: Velocidad del fluido en los tubos	pie/seg
DI	: Diámetro interno	plg
CI	: Conductividad térmica del fluido	BTU/h-pie <sup>2</sup> -°F/pie
PR	: Número de Prandt	
HI	: Coeficiente interno sin co- rregir	BTU/h-pie <sup>2</sup> -°F
ITUB	: Longitud de tubos	
AJH	: Contribución de la turbulencia en la transferencia de calor	
PHI	: Factor de corrección	
HIO <sup>2</sup>	: Coeficiente para cualquier fluido sin cambio de fase	BTU/h-pie <sup>2</sup> -°F





### 2.2.6 Rutina SAHAO

#### Objetivo y generalidades

El objetivo de esta rutina es el de calcular el coeficiente externo de los cambiadores enfriados con aire.

Debido a las propiedades termofísicas del aire atmosférico, éste posee coeficientes de transferencia de calor relativamente bajos y para contrarrestar este hecho se incrementa mediante superficies extendidas.

Ahora bien, el coeficiente del aire está en función de la velocidad máxima alcanzada por el aire al pasar a través del banco de tubos, así como de las características geométricas y térmicas de las aletas utilizadas.

La rutina posee la información necesaria para calcular el coeficiente externo para diferentes tipos de aletas transversales con diferentes arreglos, diámetros y materiales de construcción.

Las correlaciones para calcular estos coeficientes están basadas en las publicaciones de Briggs, Young, Cook, por mencionar algunos.

### Descripción y criterios básicos

Por lo general en los Soloaires el coeficiente que controla es el externo, de aquí la importancia de un cálculo riguroso del mismo.

En estos equipos dicho coeficiente se determina mediante correlaciones de resultados experimentales para cada tipo de aleta y a diferentes condiciones de operación, de aquí que en las correlaciones publicadas hasta la fecha sean específicas para ciertos tipos y características propias de la aleta.

Algunas de las correlaciones que posee la rutina están dadas por las siguientes expresiones:

$$HAO = 0.105 * \frac{VM}{DB}^{0.718} * \frac{(S)}{L}^{0.296} * \frac{AT}{AO} * FR \quad (6.D1)$$

Correlación publicada por Cook (3\*) para las aletas descritas en la tabla 2.1

Briggs y Young (12\*) realizaron estudios con este tipo de equipos obteniendo una correlación generalizada para una serie de bancos de tubos con diferentes tipos y características de aletas:

$$HAO = 0.134 * RE^{0.681} PR^{.33} \frac{(S)}{L} . 209 \frac{(S)}{T} . 1134 \quad (6.D2)$$

Otras correlaciones que se tienen son aquellas en las que se obtiene una resistencia de película en función de la velocidad de superficie del aire y la cual es característica para un número de aletas por pulgada determinado y características propias de la aleta. Este tipo de correlaciones son generalmente las utilizadas por los fabricantes de estos equipos. Nakayama (45\*) reporta una correlación de este tipo, cuya expresión es de la forma:

$$RA = A * v_F^B * SAHA \quad (6.D3)$$

$$RAO = 1/HAO \quad (6.D4)$$

### Nomenclatura

HAO :	Coeficiente externo	BTU/h-pie <sup>2</sup> -°F
VM :	Velocidad máxima del aire	pie/min
DB :	Diámetro de la base de la aleta	plg
S :	Espaciamiento entre aletas	plg
T :	Espesor de la aleta	plg
AT :	Area extendida unitaria	pie <sup>2</sup>
AO :	Area lisa unitaria	pie <sup>2</sup>
FR :	Factor de corrección para tiro inducido	

REA : Número de Reynolds para el aire

PR : Número de Prandt

RA : Resistencia de la película del  
aire

$h\text{-pie}^2\text{-}^\circ\text{F}/\text{BTU}$

A,B : Coeficientes fijados por la co-  
rrelación

VF : Velocidad de superficie

pie/min

T A B L A 2.1

ALGUNOS TIPOS DE ALETAS UTILIZADOS

		<u>Temperatura</u>
(1,4)	Tipo E = Aleta recta tensionada	300 °F
(2,5)	Tipo L = Aleta angular incrustada	350-500 °F
(3,6)	Tipo X = Aleta extruída	500-600 °F

Arreglo A(6,12) para tubos de 1 in, BWG 14

Tipo	O.D. Aletas	Diámetro de la base.	No.Aletas in	Espesor Aletas.	Arreglo	AT/AO	RA Resistencia Aleta	VM/VP	(S/L) <sup>0.296</sup>	DO	DI
1 E	2.0	1.00	11	0.014	2.1	17.5	0.000590	2.22	0.575	1	.834
2 L	2.0	1.04	10	0.014	2.1	15.6	0.000448	2.27	0.601	1	.834
3 X	2.0	1.10	9	0.019	2.1	13.6	0.000441	2.48	0.625	1	.834
4 E	2.25	1.00	11	0.014	2.375	23.4	0.000736	2.00	0.540	1	.834
5 L	2.25	1.04	10	0.014	2.39	20.9	0.000756	2.02	0.561	1	.834
6 X	2.25	1.10	9	0.019	2.375	18.3	0.000563	2.20	0.582	1	.834

NOTA: Todos los valores están dados en pulgadas

La resistencia del metal ( $r_m$ ) es exclusivamente para aletas de aluminio, para otros metales

ver Kern, última edición ( 6 \*)

RUTINA SAHAO  
CALCULO DEL COEFICIENTE EXTERNO EN LOS CAMBIADORES ENFRIADOS CON AIRE.

SELECCION DE LA CORRELACION ADECUADA PARA EL TIPO DE ALETA UTILIZADA.

IHA

1  
CALCULO DEL FACTOR DE CORRECCION POR CONCEPTO DE TIPO DE TIRO.

CORRELACION DE E. COOK (HA01) Ec D1

2  
CALCULO DE FACTORES DE CORRECCION POR TEMPERATURA Y MATERIAL DE LAS ALETAS.

CORRELACIONES DE NAKAYAMA (HA02) Ec. D3

3  
CALCULO DE LOS FACTORES POR CONCEPTO DE ARREGLOS DE TUBOS Y DIMENSIONES DE LAS ALETAS.

CORRELACIONES DE BRIGS YOUNG (HA03) Ec. D2

RAO = 1/HA0n

FIN

### 2.2.7 Rutina ASAHI

#### Objetivo y generalidades

La finalidad de esta rutina es la de calcular la caída de presión de un fluido de proceso sin cambio de fase por -- dentro de los tubos en los cambiadores enfriados con aire pudiéndose encontrar este fluido en estado líquido o ga-- seoso.

La caída de presión se calcula en cada paso de tubos a -- partir de un número de Reynolds. El número de pasos depen de del número de camas que se tengan en el equipo, así co mo del número de hileras de tubos por paso.

La expresión final de la caída de presión es la suma de - las caídas de presión en todos los pasos y en los retor-- nos. Si este valor está por debajo del permisible, la ru-- tina tiene la flexibilidad de aumentar el número de pasos, aprovechando así la caída de presión máxima permisible en el equipo para mejorar la transferencia de calor del fluf do en los tubos.

La caída de presión por los retornos está en función de - la velocidad del número de pasos y de la densidad de di-- cho fluido.



Descripción y criterios básicos

En base al número de camas del equipo se selecciona el número de pasos posibles y el número de hileras en cada paso de acuerdo a un arreglo matricial que considera las distribuciones de tubos más adecuados para la fabricación del equipo, dicha matriz puede expresarse sencillamente por la ecuación (7.E1)

$$NPA = f (NP, NR, RP) \quad (7.E1)$$

El cálculo del número de Reynolds en cada paso se efectúa de acuerdo a las siguientes expresiones:

$$WS = WTUB/NS \quad (7.E2)$$

$$GTUB(I) = WS/AFP \quad (7.E3)$$

$$W = WS/ONT P \quad (7.E4)$$

$$RE = 6.31 * W/DI * VI \quad (7.E5)$$

Dependiendo del estado físico del fluido, la rutina selecciona la correlación correspondiente para la determinación de la caída de presión en cada paso. Esto se hace mediante el índice lógico (IFL).

Para un fluido líquido:

Dependiendo del régimen de flujo, se evalúa el factor de

fricción (F), mediante la expresión:

$$F = A * RE^B \quad (7.E6)$$

Las expresiones que determinan la caída de presión por -- los tubos y por los retornos, propuesta por Kern (6\*) son respectivamente:

$$DPL(I) = \frac{F * GTUB ** 2 * LTUB}{5.22 * 10^{10} * DI * SG} \quad (7.E7)$$

$$VI = GTUB/3600 * DEN \quad (7.E8)$$

$$DPR(I) = 1.681 * VI ** 2/DEN \quad (7.E9)$$

$$DPT = DPL(I) + DPR(I) \quad (7.E10)$$

Para un fluido gaseoso:

Se evalúa en base al número de Reynolds un factor de fricción, con una expresión de la forma siguiente:

$$F = C * REM^D \quad (7.E11)$$

Las expresiones que determinan la caída de presión de un fluido en estado gaseoso, tanto en los tubos como en los retornos, quedan expresadas respectivamente:

$$F = A * RE^B \quad (7.E12)$$

$$DP(I) = \frac{G}{32.2} * (VO-VI) + \frac{2 * F * GTUBS(I)^2 * VEM * LTUB}{DI} \quad (7.E13)$$

$$\text{DPR(I)} = .023 * \text{BTUBS(I)}^2 * \text{VEM} \quad (7.E14)$$

$$\text{DPT} = \text{DP(I)} + \text{DPR(I)} \quad (7.E15)$$

Basadas en las correlaciones de Dinoplón.

Nomenclatura

- NPA : Arreglo para seleccionar el número de hileras por cada paso
- WA : Gasto por sección lb/h
- WTUB : Gasto total en los tubos lb/h
- NS : Número de secciones
- GTUB : Masa velocidad lb/h-pie<sup>2</sup>
- AFP : Area de flujo por pie<sup>2</sup>
- W : Gasto por tubo lb/h
- ONTPT : Número de tubos por paso
- RE : Número de Reynolds
- DI : Diámetro interno plg
- VI : Viscosidad del fluido cps
- F : Factor de fricción por concepto de número de Reynolds
- DP(I) : Caída de presión del fluido en los tubos PSI
- LTUB : Longitud de los tubos pie
- SG : Gravedad específica

VT : Velocidad del fluido	pie/seg
DEN : Densidad promedio del fluido	lb/pie <sup>3</sup>
DPR(I) : Caída de presión en los re- tornos	PSI
DPT : Caída de presión total en los tubos	PSI
VO : Velocidad del fluido a la en- trada	pie/seg
VI : Velocidad del fluido a la sa- lida	pie/seg
VEM : Volúmen específico	pie <sup>3</sup> /lb
GTUBS : Masa velocidad	lb/h-pie <sup>2</sup>

RUTINA ASAHI

CALCULO DE LA CAIDA DE PRESION DENTRO DE TUBOS EN LOS CAMBIADORES ENFRIADOS POR AIRE.

PROPOSICION DEL NUMERO DE PASOS E HILERAS DE TUBOS POR PASOS.

CAIDA DE PRESION POR PASO

A\*

CALCULO DE AFP, W, GTUB y RE  
Ecs. E3, E4, E5

IFL

RE:10000

<

≥

$$FG = A * RE^B$$

$$FG = C * RE^D$$

CALCULO DE DPR, DP(I)  
Ecs. E13, E14

RE:30000

<

≥

$$FL = E * RE^F$$

$$FL = G * RE^H$$

CALCULO DPR, DPL(I)  
Ecs. E7, E9

$$DPT = DP(I) + DPR$$

A\*

FIN

## C A P I T U L O   I I I

### C A M B I A D O R E S   D E   H A Z   Y   E N V O L V E N T E

#### 3.1 Generalidades

Los cambiadores de calor de haz y envolvente son quizá los equipos de transferencia de calor más utilizados en la industria de proceso. Estos equipos se han descrito muy extensamente en anteriores estudios, por lo que únicamente se localizarán dentro del sistema propuesto.

Tradicionalmente el enfriamiento de las corrientes de proceso se ha efectuado por medio de estos equipos utilizando agua como medio de enfriamiento. Sin embargo, en la actualidad, debido a la poca disponibilidad de ésta para este tipo de servicios, así como el de su alto costo unitario, ha propiciado el disminuir el uso de este medio de enfriamiento y por consiguiente la utilización de estos equipos.

Los enfriadores de haz y envolvente están constituidos básicamente por las siguientes partes:

- 1) Un haz de tubos, espejos, varios deflectores, varillas conectoras y espaciadores (Fig. 3,1).

2) Una coraza o envolvente con sus respectivas boquillas coples y soportes.

3) Dos cabezales, siendo por lo general uno fijo y el -- otro flotante.

Los enfriadores pueden tener uno o más pasos, tanto por -- la envolvente como por los tubos. El haz consta de tubos rectos cuyo diámetro es de 3/4 y 1 pulgada, por los cua-- les circula la mayoría de las veces el agua de enfriamiento debido a su alto grado de incrustación y erosión.

El agua es corrosiva al acero, especialmente cuando la -- temperatura de la pared de los tubos es alta y se encuentra presente aire disuelto. Por lo general se utilizan tu bos de materiales no ferrosos en los servicios en que está involucrada el agua. Los tubos no ferrosos más comunes son de "admiralty", latón rojo y cobre. Debido a que las corazas se fabrican la mayoría de las veces de acero al -- carbón, el agua se maneja preferentemente por dentro de -- los tubos.

Los deflectores son placas que tienen varios objetivos: -- sirven para dirigir el sentido de flujo del fluido que -- circula por la envolvente, con el objeto de que recorra --

la mayor área de transferencia, evitando tener áreas muertas en el equipo. Provocan una turbulencia en el fluido, lo cual mejora el coeficiente de transferencia de calor - por el lado de la envolvente y, por último, logran aumentar la velocidad del fluido disminuyendo la probabilidad de posibles incrustaciones en la superficie exterior de los tubos.

El haz de tubos puede tener diferentes tipos de arreglo o geometría, siendo los más utilizados:

- ajuste cuadrado
- ajuste triangular
- ajuste cuadrado rotado

Debido a que por lo general el flujo por el lado de la envolvente es perpendicular al haz, el ajuste cuadrado produce menor caída de presión por la envolvente, facilitando además la limpieza exterior de los tubos. El ajuste -- triangular es más difícil de limpiar y produce una mayor caída de presión, sin embargo se logra aumentar considerablemente el coeficiente externo de transferencia de calor así como disminuir la incrustación en los tubos y el diámetro de la envolvente.



Las corazas, cuyo diámetro es menor a 12 pulgadas, se fabrican de tubos de acero. Para diámetros mayores se utilizan placas de acero rolado y el espesor de la misma depende de la presión de diseño.

Existe una gran cantidad de tipos de cabezales. Entre los más utilizados para este tipo de servicio se tienen:

- cabezal separable con tapa cóncava fija
- cabezal separable con tapa cóncava removible

La finalidad que tienen estos equipos en el sistema propuesto es la de remover la carga térmica que no fué eliminada por los cambiadores enfriados con aire. Su utilización parcial o total dentro del sistema depende de las condiciones fijadas por el algoritmo de optimización.

### 3.2.1 Rutina DISCAM

#### Objetivo y Generalidades

El objetivo de esta rutina es el diseñar los cambiadores de calor de haz y envolvente. Como parte integral del sistema, esta rutina se denomina Módulo B, pudiendo funcionar en forma independiente del sistema cuando el caso lo requiera.

La secuencia de cálculo para estos equipos está basada en el método de Bell (20\*), para el cálculo del coeficiente y la caída de presión por el lado de la envolvente y en las correlaciones de Seader y Tate, modificadas por Kern (6\*), para la evaluación del coeficiente de película y --caída de presión por dentro de los tubos.

#### Descripción y criterios básicos

La rutina DISCAM está dividida básicamente en cuatro secciones o bloques que son:

Un balance de materia y energía, un balance hidráulico, - cálculos de coeficientes de transferencia de calor y bloque de convergencia.

### Balance de Materia y Energía

La rutina procede en primer lugar a inicializar las variables de control y de geometría como son: Número de pasos, distancia entre mamparas, longitud de tubos, cambiadores de serie, etc.

Posteriormente efectúa un balance de materia y energía:

$$QCA = WS * CP * (TE_1 - TE_2) \quad (1.K1)$$

$$QHOH = WA * (TET - TST) \quad (1.K2)$$

$$LMTD = \frac{(TE_1 - TST) - (TE_2 - TST)}{\ln \frac{TE_1 - TET}{TE_2 - TST}} \quad (1.K3)$$

Corrigiendo por FT, cuando se tiene más de un paso en el equipo por medio de la rutina DIFTE.

$$LMTD_{corr} = LMTD * FT \quad (1.K4)$$

### Balance hidráulico

La rutina establece la geometría del equipo de acuerdo a los criterios que se tengan, dependiendo del servicio, las condiciones de operación y limpieza de los fluidos.

Calcula un área de transferencia en base al coeficiente - supuesto:

$$AT = \frac{QCA}{US \cdot LMTD_{corr}} \quad (1.K5)$$

Con el área supuesta determina el número de tubos total:

$$AC = \frac{AT}{NCP \cdot NCS} \quad (1.K6)$$

$$NT = \frac{AC}{AFL + LTUB}$$

Con el número de tubos, con los arreglos  $ATD_1 - ATD_2$  y de acuerdo al arreglo, pitch y número de pasos, se determina el diámetro de la envolvente (DS).

Posteriormente propone el número de pasos por los tubos, calculando la caída de presión interna por medio de la rutina CPT, hasta obtener el valor más cercano y menor que el permisible.

Con respecto a la caída de presión por la envolvente, propone la distancia entre mamparas hasta obtener el valor de la caída de presión más cercano y menor que el permisible, por medio de la rutina HPBELL.

#### Balance Termodinámico

Calcula entonces el coeficiente de película, ya sea por medio de las correlaciones de Seader y Tate en caso de -

que el fluido de proceso circule por dentro de los tubos, o bien por las correlaciones de Kern en caso de que el -- fluido que se maneje sea el agua de enfriamiento.

$$WTUB = \frac{WAC * NP}{NTC} \quad (1.K8)$$

$$GTUB = \frac{183.44 * WTUB}{DI^2} \quad (1.K9)$$

$$VTUB = \frac{GTUB}{3600 * RHOH} \quad (1.K10)$$

$$HIO = \frac{150}{DO} * (1. + 0.11 TTM) * LTUB \cdot 8 * DI \cdot 8 \quad (1.K11)$$

El coeficiente externo lo calcula por medio de la rutina HPBELL, para posteriormente calcular el coeficiente glo-- bal de transferencia de calor.

$$UC = \frac{1}{1/HIO + 1/HO + RDT + RDS} \quad (1.K12)$$

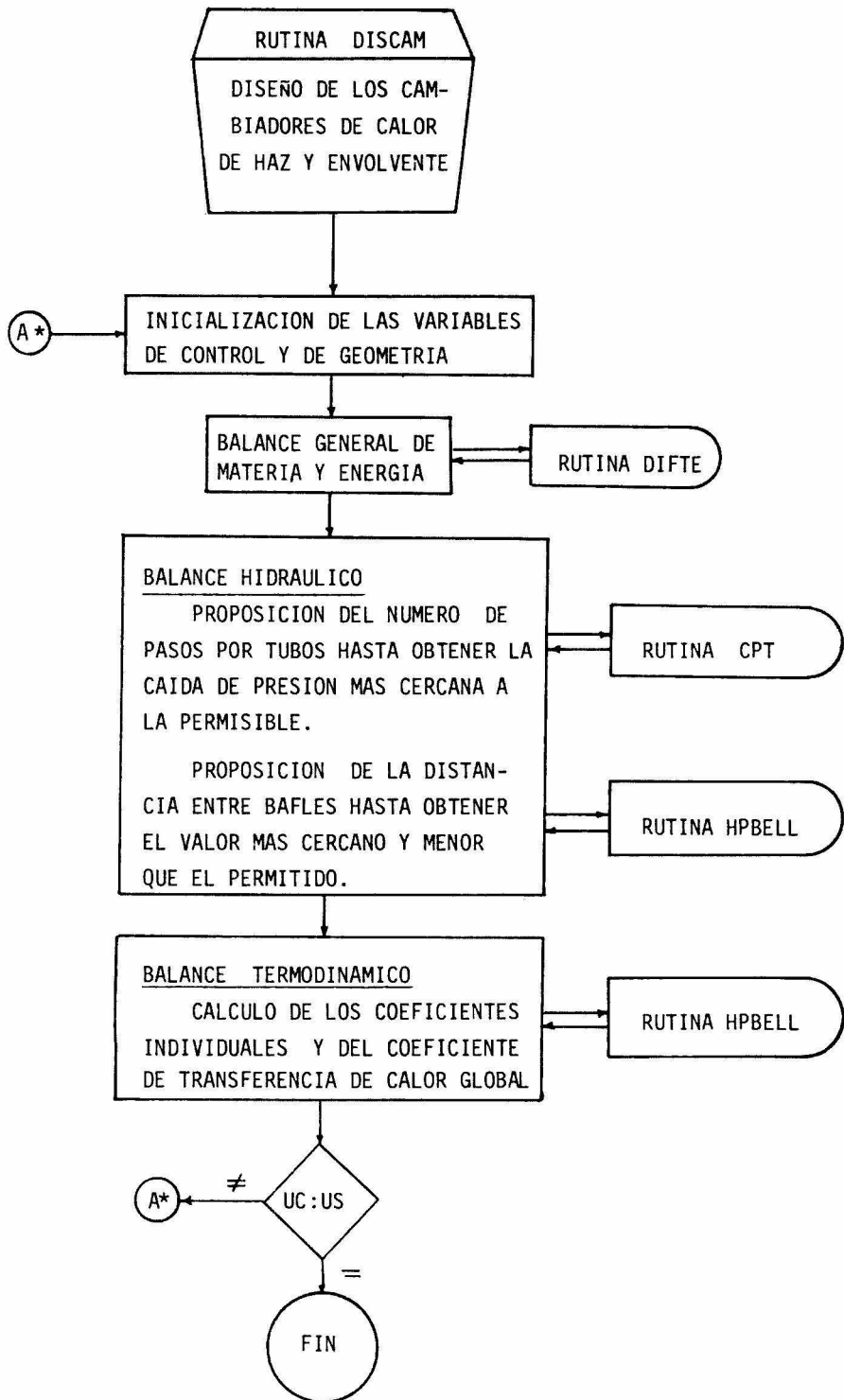
Si el coeficiente calculado es similar al supuesto, dentro de una tolerancia establecida, procede a escribir la hoja de datos del equipo diseñado. En caso contrario, vuelve a suponer un nuevo coeficiente e inicializa nuevamente las variables mencionadas anteriormente.

### Nomenclatura

QCA : Carga térmica en el cambiador      BTU/h

WS	: Gasto del fluido de proceso	lb/h
CP	: Calor específico promedio	BTU/h-°F
TE <sub>1</sub>	: Temperatura de entrada por la envolvente	°F
TE <sub>2</sub>	: Temperatura de salida por la envolvente	°F
WA	: Gasto del agua de enfriamiento	lb/h
QHOH	: Carga térmica absorbida por el agua	BTU/h
TET	: Temperatura de salida por los tubos	°F
TST	: Temperatura de entrada por los tubos	°F
FT	: Factor de corrección	
AT	: Area total de transferencia de calor	pie <sup>2</sup>
US	: Coeficiente de transferencia de calor supuesto	BTU/h-pie <sup>2</sup> -°F
AC	: Area de transferencia por cambiador	pie <sup>2</sup>
NCP	: Número de cambiadores en paralelo	
NCS	: Número de cambiadores en serie	

<b>NT</b> : Número de tubos totales	
<b>LTUB</b> : Longitud de los tubos	pie
<b>WTUB</b> : Gasto por tubo	lb/h
<b>NP</b> : Número de pasos	
<b>NTC</b> : Número de tubos por cambiador	
<b>DI</b> : Diámetro interno de tubo	plg
<b>VTUB</b> : Velocidad del fluido en los tubos	pie/seg
<b>RHOH</b> : Densidad del agua promedio	lb/pie <sup>3</sup>
<b>HIO</b> : Coeficiente de película interno	BTU/h-pie <sup>2</sup> -°F
<b>TTM</b> : Temperatura media del fluido de proceso	°F
<b>UC</b> : Coeficiente de transferencia calculado	BTU/h-pie <sup>2</sup> -°F
<b>EO</b> : Coeficiente de película externo	BTU/h-pie <sup>2</sup> -°F
<b>RDT</b> : Factor de ensuciamiento por dentro de tubos	
<b>RDS</b> : Factor de ensuciamiento por la envolvente	





### 3.2.2 Rutina DIFTE

#### Objetivo y generalidades

Esta rutina tiene por objeto la evaluación de la diferencia media de temperaturas en un cambiador de tubo y coraza.

Básicamente se divide en dos secciones: La primera de ellas evalúa la diferencia media de temperaturas, sin tomar en cuenta la simultaneidad de flujos en los pasos intermedios; la segunda sección calcula un factor para corregir la diferencia media de temperaturas por concepto de la simultaneidad de flujos.

#### Descripción y criterios básicos

La expresión que define el valor de la diferencia de temperaturas media, considera que la variación de la temperatura, tanto en los tubos como en la envolvente, es lineal y está dada por:

$$LMTD = \frac{DTMA - DTME}{\ln \frac{DTMA}{DTME}} \quad (2.H1)$$

en donde:

<b>LMTD</b> : Diferencia de temperaturas media logarítmica	°F
<b>DTMA</b> : Diferencia de temperaturas mayor	°F
<b>DTME</b> : Diferencia de temperaturas menor	°F

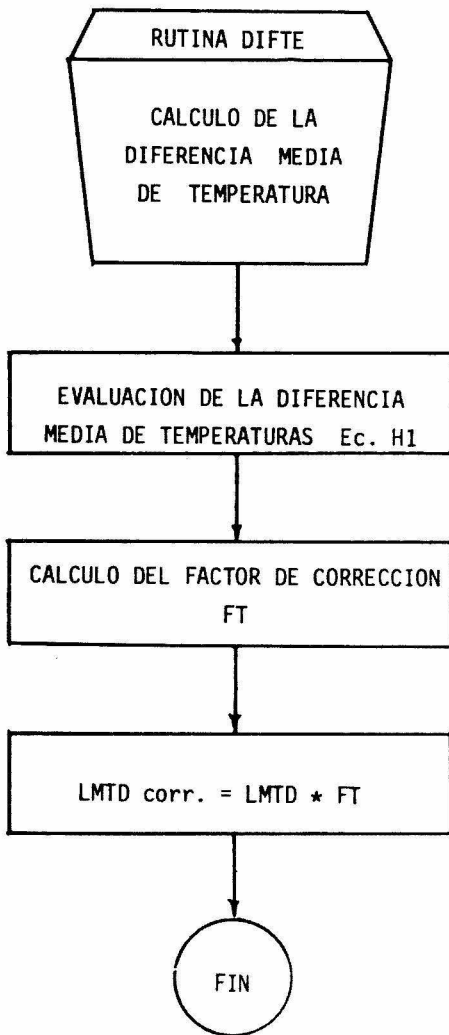
Estos valores de DTMA y DTME corresponden a las diferencias de temperaturas que existen en los extremos del equipo, o sea, las diferencias entre la temperatura de salida de los tubos y, en el otro extremo, la diferencia de temperaturas entre la temperatura de salida de la envolvente y la temperatura de entrada del agua.

Para la solución de la ecuación (2.H1), la rutina diferencia el tipo de flujo que se presente, ya sea en paralelo o a contracorriente y si el equipo presenta uno o más pasos por los tubos. Posteriormente procede a calcular el factor de corrección FT.

Este factor de corrección se funda en el hecho de que (en sistemas a contracorriente con más de un paso por los tubos) en la mitad de los pasos se presenta flujo en paralelo y en la otra mitad flujo a contracorriente. Este factor no se incluye en sistemas en paralelo.

Así, el valor de la diferencia de temperaturas media corregido para sistemas en contracorriente por concepto de flujo simultáneo en paralelo y contracorriente está dado por:

$$\text{LMTD}_{\text{corr.}} = \text{LMTD} * FT \quad (2.H2)$$



### 3.2.3 Rutina CPT

#### Objetivo y generalidades

La finalidad de esta rutina es la de calcular la caída de presión del agua que circula por los tubos del cambiador.

La caída de presión está calculada a partir de un número de Reynolds por los tubos y dependiendo de su valor, se evalúa un factor de fricción. Dicho factor está evaluado a partir de las correlaciones propuestas por Bell (20\*).

La expresión final de la caída de presión toma en cuenta tanto la caída de presión en los tubos como la ocasionada en los retornos. Este último valor es una función de la velocidad del fluido en los tubos y del número de pasos de que conste el cambiador.

Debido a que la evaluación del número de Reynolds se realiza a partir de la temperatura del seno del líquido (TM) y que de hecho las fricciones se están sucediendo a la temperatura de la pared TW, se incluye un factor de corrección F, debido a las variaciones de viscosidad en este rango de temperaturas.

#### Descripción y criterios básicos

En la evaluación de la caída de presión por los tubos se

obtiene un gasto y su correspondiente número de Reynolds:

$$W = \frac{WT * NP}{NT * NCP} \quad (3.11)$$

$$RET = \frac{6.31 * W}{DI * VIS} \quad (3.12)$$

Dependiendo del régimen de flujo, se evalúa el factor de fricción F, cuya expresión es de forma

$$F = A * RET^B \quad (3.13)$$

en donde las constantes A y B se obtuvieron a partir de las gráficas propuestas por Bell.

Las expresiones que determinan la caída de presión por los tubos y por los retornos son respectivamente:

$$DP = \frac{F * GT^2 * LT * NP * 12}{5.22 * 10^{10} * DI * SG} \quad (3.14)$$

$$DPR = \frac{1.68 * NP * VT^2}{RHO} \quad (3.15)$$

Finalmente la caída de presión total por cambiador está dada por:

$$DPT = DP * DPR \quad (3.16)$$

### Nomenclatura

W : Gasto por tubo

lb/h

WT : Gasto total en los tubos	lb/h
NT : Número de tubos	
NCP : Número de cambiadores en paralelo	
RET : Número de Reynolds por los tubos	
VIS : Viscosidad del fluido a TM	cps
DP : Caída de presión por los tubos	PSI
GT : Masa velocidad por tubo	lb/h-pie <sup>2</sup>
DPR : Caída de presión por los retornos	PSI
F : Factor de fricción por concepto del número de Reynolds	
LT : Longitud total de los tubos	pie
DI : Diámetro interno de los tubos	plg
NP : Número de pasos	
SG : Gravedad específica	
VT : Velocidad del fluido	pie/seg
RHO : Densidad del fluido	lb/pie <sup>3</sup>

RUTINA CPT

EVALUACION DE LA  
CAIDA DE PRESION POR  
EL LADO DE LOS TUBOS

CALCULO DE W, GT y RE  
Ecs. : I1, I5, I2

RE:1000

$F = A * RE^B$

$F = C * RE^D$

CALCULO DE DP y DPR  
Ecs. : I4, I6

$DPT = DP + DPR$

FIN



### 3.2.4 Rutina HPBELL

#### Objetivo y generalidades

El objetivo de esta rutina es el de calcular el coeficiente y la caída de presión por la envolvente. Las correlaciones para la obtención de estos parámetros están basadas en las publicadas por Bell (20\*).

#### Descripción y criterios básicos

Esta rutina está dividida básicamente en dos secciones: - En la primera calcula la caída de presión más cercana a la permisible por la envolvente y en la segunda calcula el coeficiente de película externo.

La rutina HPBELL genera inicialmente los parámetros necesarios para la evaluación del área de flujo y número de Reynolds considerando las corrientes parásitas. De esta manera calcula el número de tubos y el área máxima de flujo cruzado en el eje del cambiador.

$$NTO = \frac{OTL - DO + 1}{PITCH} \quad (4.J1)$$

$$NC = NTO \quad (4.J2)$$

$$DBA = DO + .0026 \quad (4.J3)$$

$$DEMI = DS - OTL \quad (4.J4)$$

$$DB = DS - 2 * PU \quad (4.J5)$$

$$AS = .785 * DB ** 2 \quad (4.J6)$$

$$AW = CU * DB * 2 \quad (4.J7)$$

$$RA = 2 * AW/AS \quad (4.J8)$$

Calcula el área de flujo cruzado en el eje del cambiador.

$$SM = \frac{DS - (NTO * DO) * LB}{144} \quad (4.J9)$$

Evalúa posteriormente el número de Reynolds y determina el factor AJH de acuerdo a un arreglo y un espaciamiento de tubos determinado.

$$GM = WSC/SM$$

$$RE = \frac{GM * DO}{12 * VIS} \quad (4.J10)$$

En función del índice lógico ITC, la rutina evalúa la caída de presión por la envolvente, o bien el coeficiente de película externo.

### Caída de presión

Esta rutina toma en cuenta varios factores para el cálculo de la caída de presión total, como son:

- Cálculo de la caída de presión tomando en cuenta el by-pass (DPBP)

- Cálculo de la caída de presión por la ventana (de acuerdo al régimen de flujo (DPWLT)).
- Cálculo de la caída de presión en las secciones extremas. Se consideran como secciones sin derrame (DPBPEX)
- Cálculo de la caída de presión entre mamparas considerando corrientes parásitas

$$DPNL = (NB - 1) * DPBP * NB * DPWLT \quad (4.J12)$$

Calcula la caída de presión tomando en cuenta las corrientes en derrame (DPL) para que finalmente determine la caída de presión total por la envolvente.

$$DPLT = DPL + 2 * DPBPEX \quad (4.J13)$$

Cálculo del coeficiente de película por la envolvente.

La rutina calcula el factor de corrección para flujo en paralelo en las ventanas de acuerdo al valor obtenido de RA.

$$PSIM = (1. - RA) + .524 * RA^{.32} * \frac{(SM)^{.03}}{(SW)} \quad (4.J14)$$

De acuerdo al régimen de flujo que se tenga, calcula el factor de corrección por número de hileras.

$$NCP = (NB + 1) * NC + (NB + 2) * NW$$

$$XLT = \frac{(NCP) \cdot 18}{(NC)} \quad (4.J15)$$

Posteriormente calcula el coeficiente de película que considera las corrientes de derrame (HL).

En caso de que el flujo manejado sea laminar, es necesaa--rio determinar un coeficiente por convección natural.

$$HC = 116. * \frac{(CPCRCOON * DTA)}{DO} \cdot 25 \quad (4.J16)$$

Finalmente define el coeficiente externo mediante la expresión:

$$HO = HL + HC \quad (4.J17)$$

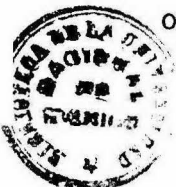
### Nomenclatura

NTO : Número de tubos en la hilera  
central

DO : Diámetro externo de los  
tubos plg

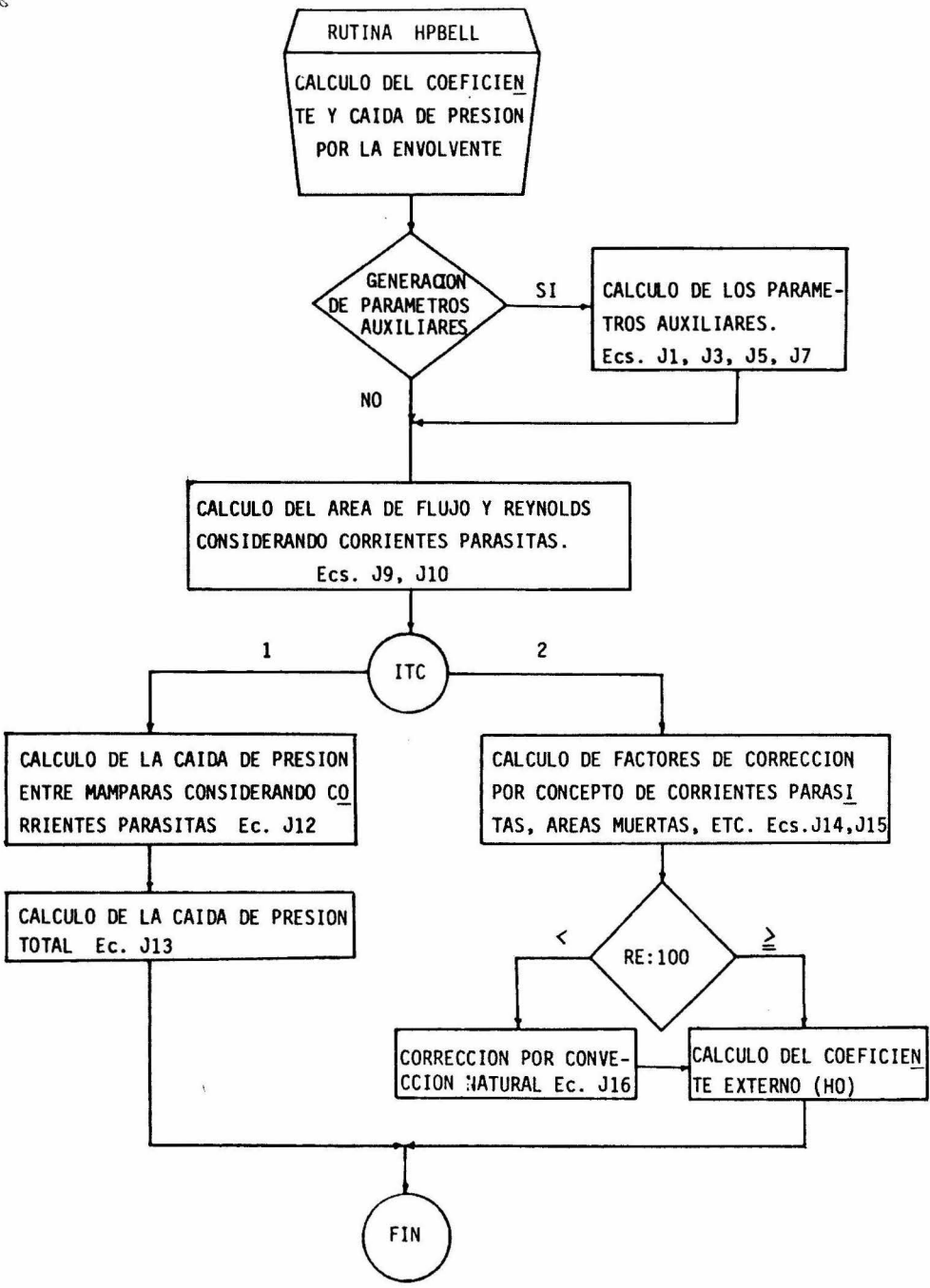
PITCH : Distancia de centro a centro  
entre tubos plg

OTL : Diámetro interno de la envol  
vente plg



NC	: Número de tubos en la hilera vertical	
DBA	: Diámetro de los barrenos	plg
DEMI	: Distancia entre la hilera de tubos externa y la envolvente	plg
DS	: Diámetro de la envolvente	plg
DB	: Diámetro interno de la envolvente	plg
PU	: Espacio entre bafle y envolvente	plg
AS	: Area de sección	pie <sup>2</sup>
AW	: Area de corte	pie <sup>2</sup>
CU	: Valor de corte recomendado	
RE	: Relación de área de ventanas a área de sección	
GM	: Masa velocidad en flujo cruzado	lb/pie <sup>2</sup> -h
WSC	: Gasto por envolvente	lb/h
SM	: Area de flujo cruzado	pie <sup>2</sup>
RE	: Número de Reynolds	
VIS	: Viscosidad promedio	cps
NB	: Número de baffles	
NW	: Número de hileras de tubos en la ventana	

82



## C A P I T U L O   I V

### TORRES DE ENFRIAMIENTO

#### 4.1 Generalidades

Las torres de enfriamiento son equipos cuyas dimensiones y características son muy variables de acuerdo al tipo de servicio que realicen.

En este estudio se hará referencia exclusivamente a las torres de enfriamiento de tiro mecánico que son las más utilizadas dentro de la industria de la Refinación y Petroquímica. El objetivo principal de este equipo dentro del sistema propuesto, es el de enfriar el agua caliente que sale de los cambiadores de tubo y coraza y recircular la nuevamente. Este enfriamiento se lleva a cabo por medio de aire atmosférico que fluye a través de la torre, ya sea a contracorriente o a flujo cruzado. Esto involucra un fenómeno de transferencia de masa y calor en forma simultánea que se efectúa en la superficie del agua que cubre el empaque de la torre y el aire saturado a la temperatura del agua. El calor se transfiere entre la película de aire y el volumen de gas por difusión y convección. El potencial que da lugar al enfriamiento es la diferen--

cia de entalpías entre la película de aire que rodea el agua y el volúmen del aire. Este efecto de enfriamiento se debe principalmente al intercambio de calor latente -- (calor de vaporización) resultante de la evaporación de una pequeña cantidad de agua y a una transferencia parcial de calor sensible (calor que causa un cambio de temperatura) que eleva tanto la temperatura de bulbo húmedo como la de bulbo seco del aire. El calor transferido del agua al aire es disipado en la atmósfera.

Debido a que el enfriamiento se debe básicamente a la transferencia de calor latente, la selección de una torre de enfriamiento está basada en el contenido de calor total o entalpia del aire que entra a la torre.

Por lo tanto, las torres de enfriamiento se seleccionan y garantizan para enfriar un volúmen específico de agua dentro de un nivel de temperaturas a una temperatura de bulbo húmedo de diseño.

Las temperaturas de bulbo húmedo de diseño varían de 60 a 83°F, dependiendo del área geográfica y de las condiciones climatológicas del lugar.

La diferencia entre la temperatura de entrada del agua a



la torre menos la temperatura de salida de la misma es lo que se conoce como rango de enfriamiento y la diferencia entre la temperatura de salida de la torre (agua fría) y la temperatura de bulbo húmedo se le conoce como acercamiento de temperaturas.

Teóricamente se podría enfriar el agua a la temperatura de bulbo húmedo, teniendo una eficiencia térmica de la torre del cien por ciento, sin embargo, dicha torre sería de dimensiones infinitas. Consideraciones prácticas limitan el diseño a un acercamiento máximo de 5°F.

Al igual que en los cambiadores enfriados con aire, se tienen dos formas de hacer pasar el aire a través del equipo. La primera es en forma de tiro forzado y la segunda en forma de tiro inducido, siendo esta última la más utilizada en la industria de Refinación y Petroquímica.

En las torres de tipo inducido, el ventilador se coloca en la parte superior de la torre y las entradas de aire se colocan a los costados de la misma. Esta configuración conduce a una distribución uniforme del aire a través del empaque, con un mayor intercambio térmico entre el agua y el aire.

Debido a la distribución del empaque en la torre, el aire

puede fluir a través de éste a contracorriente o a flujo cruzado. En la actualidad las torres de tiro inducido con flujo de aire cruzado han desplazado a las de flujo a contracorriente por varios motivos. Una de las ventajas principales de las torres de flujo cruzado son las bajas pérdidas de agua por arrastre y evaporación. Comparando torres de iguales dimensiones, una torre de flujo cruzado puede manejar un mayor volúmen de aire que una a contracorriente, consumiendo la misma potencia en ambos casos, -- por lo que la capacidad de enfriamiento de la primera es mayor.

En una torre de flujo cruzado se puede aumentar la altura del empaque, ya que la trayectoria libre media del aire es independiente a la altura del relleno, por lo que éste se puede variar para tener menores caídas de presión y satisfacer el área de superficie requerida. Otra gran ventaja que tiene este tipo de torres y que afecta en forma directa los costos de operación del sistema, es tener una carga de bombeo baja. El sistema de distribución de flujo por gravedad en las torres de flujo cruzado hace que la carga de la bomba se encuentre ligeramente por encima del empaque reduciendo por lo tanto el costo de bombeo, mientras que en las torres de flujo a contracorriente se tie-

nen mayores cargas de bombeo, debido a que se utilizan --  
válvulas roceadoras, para obtener una mejor distribución  
del flujo.

Uno de los problemas más comunes a resolver en el diseño  
de estos equipos y que influyen en la temperatura de bul-  
bo húmedo de diseño, son la recirculación del aire de sa-  
lida y la interferencia entre ellas. La magnitud de la re  
circulación depende principalmente de la dirección y velo  
cidad del viento, la longitud de la torre y las condicio-  
nes atmosféricas, la velocidad y salida del aire, la altu  
ra de la torre y la diferencia de densidades entre el ---  
aire de entrada y salida a la torre.

Cuando la longitud de una torre excede de 300 a 350 pies  
se recomienda dividirla en unidades múltiples.

Al tener dos o más torres de enfriamiento localizadas en  
un mismo lugar, se puede presentar el fenómeno de interfe  
rencia tanto entre ellas como con el resto de los equipos  
que las circundan. El objetivo principal de un buen arre-  
glo en la instalación de varias torres es el de orientar  
las unidades de tal modo que se minimicen las recircula--  
ciones y la interferencia entre ellas y el resto de los -  
equipos. Entre los factores que deben de considerarse pa-

ra ello tenemos:

- Número de torres en el sistema
- Su localización
- Número de celdas por unidad
- Dimensiones de las celdas
- Velocidad de descarga del aire y su densidad
- Condiciones ambientales atmosféricas

La optimización es la llave para seleccionar y dimensionar una torre de enfriamiento industrial. Existen dos grandes categorías de información que deben ser consideradas para obtener una optimización en la selección de una torre. El primer grupo de factores incluye las especificaciones relacionadas con el nivel de temperaturas, gasto de agua a enfriar y condiciones ambientales reales. A estos datos se les conoce como condiciones de diseño, siendo una de las más importantes la temperatura de bulbo húmedo.

Para la selección de la temperatura de bulbo húmedo existen varios criterios, los cuales se basan en datos estadísticos de las condiciones ambientales, así como en factores económicos.

Cuando se especifica la temperatura de bulbo húmedo en ba

ses de diseño, es necesario aclarar si es la ambiental -- promedio o si es la que se considera a la entrada a la to rre. Esta última por lo general es afectada por los vapores recirculados en la torre, lo que hace que la temperatura efectiva del bulbo húmedo del aire que entra se eleve, con un correspondiente aumento en la temperatura de salida del agua.

La evaluación y asignación de las variables de operación, como son las temperaturas de entrada y salida del agua y el gasto de la misma, son tan importantes como la propia selección de la temperatura de bulbo húmedo de diseño.

La selección de un rango óptimo, depende de las características de operación de los equipos a los que se les su ministra el servicio de enfriamiento, así como del tipo de torre que se ha seleccionado. Los rangos se pueden cla sificar en tres categorías que son:

- Rango largo: de 25 a 65°F
- Rango medio: de 10 a 25°F
- Rango corto: de 5 a 10°F

Los rangos largos se utilizan principalmente en refinerías por lo general entre 30 y 40°F. Rangos medios, en las ter

moeléctricas y rangos cortos en equipos de aire acondicionado, refrigeración, etc.

La última consideración de temperaturas y quizá la más importante es el establecimiento del acercamiento. Una vez seleccionada la temperatura de bulbo húmedo y el rango de enfriamiento, al fijar el acercamiento quedan fijadas las temperaturas de nuestro sistema. De las variables mencionadas anteriormente, el acercamiento puede tener el mayor efecto en el tamaño y costo de la torre de enfriamiento.

El segundo grupo consiste en los criterios de selección y los factores de evaluación del equipo, que incluyen variables tales como el costo de la potencia de los ventiladores, costo de la potencia de bombeo, amortización, depreciación, etc. Cuando se tiene la información mencionada anteriormente se puede optimizar y seleccionar una torre para enfriar el agua requerida.

Las condiciones de operación en una torre de enfriamiento son severas, debido a que se tiene una atmósfera húmeda y corrosiva. Por ello se requiere que los elementos que la formen resistan a estas condiciones críticas. Los componentes principales de las torres de enfriamiento son los siguientes:

- 1) Armazón y estructura de la torre
- 2) Forro y persianas de entrada a la torre
- 3) Empaque y soportes
- 4) Eliminadores de rocío
- 5) Equipo mecánico
- 6) Sistema de distribución
- 7) Chimeneas
- 8) Depósito de agua

El armazón de la torre es una estructura capaz de soportar el relleno o empaque, el equipo mecánico y otros accesorios propios de la torre. Puede ser de concreto o madera.

El forro que recubre la torre, al igual que las persianas de entrada de aire se fabrican por lo general de asbesto y cemento.

El objetivo del empaque de una torre es el de acelerar la disipación de calor del elemento a enfriar, aumentando el tiempo de contacto entre el agua y el aire y así mismo, - lograr obtener una mayor superficie de contacto entre el agua y el aire.

Además de cumplir con lo anterior, el empaque debe ser de bajo costo y fácil de instalar, además debe presentar una

baja resistencia al flujo de aire y lograr una buena distribución del agua a lo largo de la torre.

El empaque en una torre puede ser de dos tipos:

- 1) De salpicadura
- 2) De película

El tipo de salpicadura se utiliza básicamente en torres industriales, mientras que el de tipo película se utiliza en torres comerciales pequeñas.

El de salpicadura puede tener varios tipos de arreglos dependiendo en el diseño de la torre. En el presente estudio se utilizan empaques y arreglos reportando por Kelly y Swenson (30\*).

Una característica importante que debe tener el empaque es el que esté bien soportado. Las barras salpicadoras deben encontrarse siempre en posición horizontal, de lo contrario el agua busca canales por donde fluir, teniendo -- por consiguiente una mala distribución.

Los eliminadores de rocío tienen como objeto el minimizar el arrastre de agua. Pueden constar de uno o más pasos, - dependiendo del número de cambios de dirección que sufra el flujo de aire.



Los ventiladores son generalmente de tipo axial, teniendo la ventaja de manejar grandes volúmenes de aire con caídas de presión relativamente bajas (de 3/4 a 1 pulgada de agua). Los diámetros más utilizados varían entre 12 y 24 pies, aunque se llegan a fabricar hasta de 30 pies. La velocidad del aire a través del ventilador varía de 1200 a 2500 pies/min. Por lo general, se fabrican de aluminio fundido o poliester reforzado con fibra de vidrio.

Las chimeneas son de tipo venturi y su objetivo es el de minimizar la recirculación e interacción entre las torres.

#### 4.2.1 Rutina DISTO

##### Objetivo y generalidades

Esta rutina que se denomina Módulo C dentro del sistema, tiene por objeto el diseñar las torres de enfriamiento de tiro inducido a flujo contracorriente, así como el de dimensionar en forma aproximada las torres de tiro inducido a flujo cruzado con la ayuda de la rutina DISTOC.

Al igual que los módulos anteriores, esta rutina puede -- funcionar en forma independiente del sistema, cuando así se requiera. La secuencia de cálculo para el diseño de es tos equipos está basada en los métodos propuestos por --- Merkel (29\*), Ludwig (31\*) y Kelly-Swenson (30\*), entre - otros.

##### Descripción y criterios básicos

En función del rango, el acercamiento y el gasto total de agua determinados por el algoritmo de optimización, la ru tina efectúa un balance de materia y energía con el fin - de establecer las condiciones de operación de la torre:

$$QT = WH\emptyset H / (TET - TST) \quad (2.L1)$$

Inicializa las condiciones de entrada a la torre

$LOP_1$  (TST, HTW)

estableciendo consecuentemente la relación líquido-gas -- (L/G), obteniendo las condiciones a la salida de la torre (Fig. 4.1).

Con  $LOP_1$  y  $LOP_2$  obtiene la ecuación de la línea de operación del aire, por medio de la siguiente expresión:

$$H = OM_1 * (TET - TST) + HTW \quad (2.L2)$$

Posteriormente genera la línea de saturación o línea de operación del agua a las condiciones reales del lugar:

$$H^* = (0.24 + 0.45 * YS) * (TSPH - 32) + 1075 * YS \quad (2.L3)$$

teniendo definidas ambas líneas, la rutina procede a calcular el área bajo la curva con el objeto de determinar el número de unidades de transferencia de la torre. Esto lo hace mediante una integración por el método de Simpson de acuerdo a lo siguiente:

Temperatura	H*	H	H*-H	1./H*-H	FAC
TET					1
.					2
.					4
.					.
.					.
TSPH(I)					.
.					.
.					.
TST					4
..					2
.					1

Se tiene:

SUM

$$BBC = DTE * \frac{SUM}{3} = NUT \quad (2.L4)$$

El valor de la integral es igual al número de unidades de transferencia (NUT), con el cual determina el número de - pisos de empaque que tendrá la torre, mediante la correlación de Kelly-Swenson (30\*):

$$N = \frac{(NUT - 0.07) * OM_1^n}{A} \quad (2.L5)$$

Donde A y n son constantes dados para el tipo de empaque seleccionado.

Posteriormente calcula la altura del relleno

$$Z = (N - 1) * \frac{ESP}{R} \quad (2.L6)$$

Si la altura del empaque no se encuentra dentro de los límites establecidos para torres de este tipo (27\*), se modifica la pendiente de la línea de operación ( $OM_1$ ).

En caso de que esté dentro de estos límites, la rutina toma entonces en cuenta las recirculaciones de aire caliente en la torre, que afectan directamente a la temperatura de bulbo húmedo a la entrada de la misma, procediendo a redefinir la temperatura de bulbo húmedo a la entrada de la torre, modificando consecuentemente la relación  $L/G$ .

Definida esta relación, calcula el área de superficie de la torre, proponiendo el número y las dimensiones de cada celda. Establecidas las dimensiones de la torre, calcula la caída de presión del aire a través de la torre, por medio de las correlaciones publicadas por Ludwig (31\*).

Caída de presión a través del empaque:

$$CPE = \frac{N*B*GAR^2}{RHOA} + N*C*\sqrt{SF} * \frac{LA*GE}{RHOA} \quad (2.L7)$$

Caída de presión en los eliminadores de niebla:

$$VA = GAR * TOA \quad (2.L8)$$

$$CFM = \frac{VA}{60 * RHOA} \quad (2.L9)$$

$$FV = \frac{CFM}{TLFA} \quad (2.L10)$$

$$BC = .1 - (.00005 * GAR) \quad (2.L11)$$

$$CPEN = 0.07 - BC \quad (2.L12)$$

Caída de presión en las persianas:

$$BB = 0.4 - (.00025 * FV) \quad (2.L13)$$

$$CPL = 0.42 - BB \quad (2.L14)$$

$$CPT = CPE + CPEN + CPEA \quad (2.L15)$$

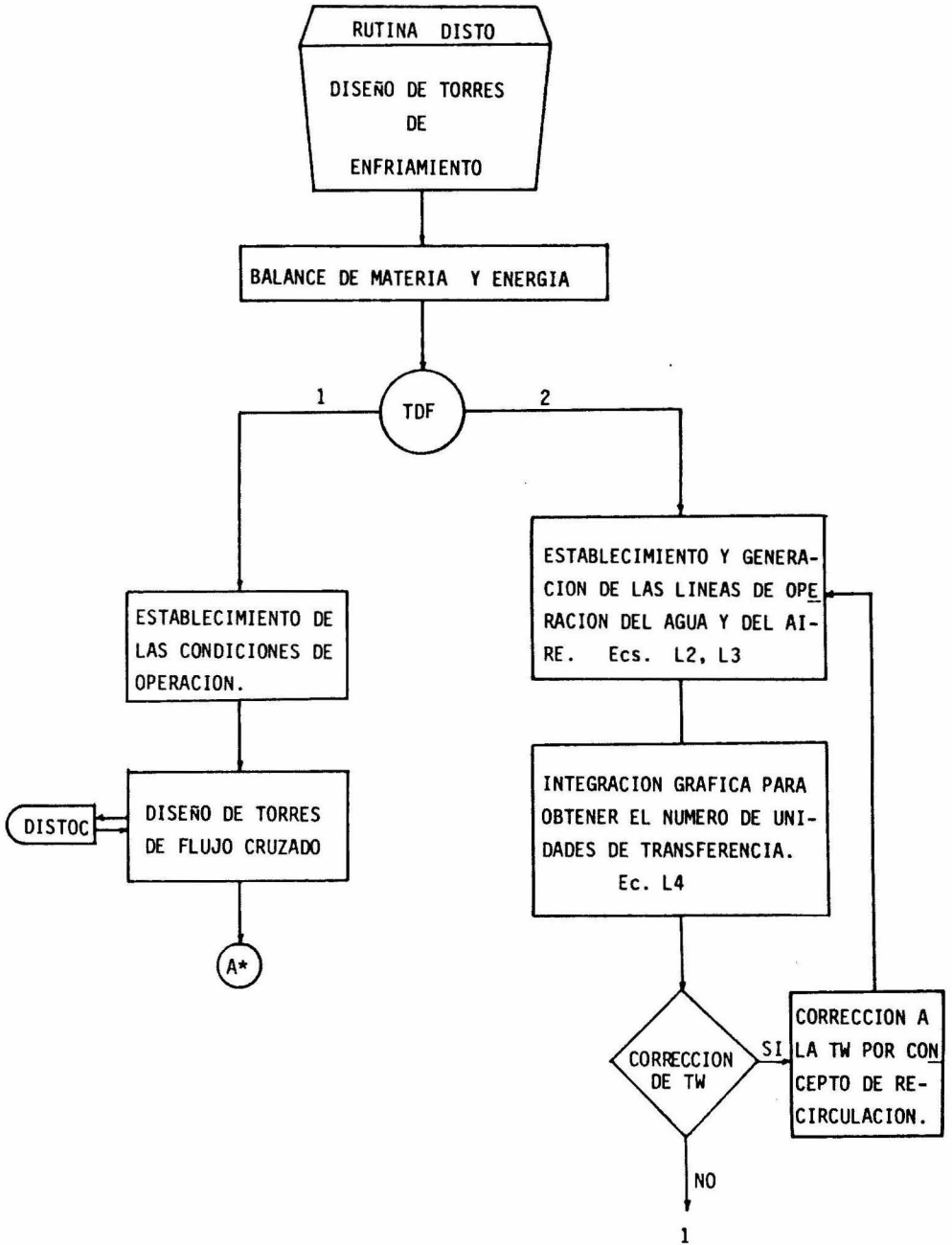
Posteriormente calcula el gasto de reposición en la torre que está en función de las pérdidas de agua por evaporación, arrastre y purgado en la torre.

Finalmente la rutina calcula la potencia requerida por los ventiladores.

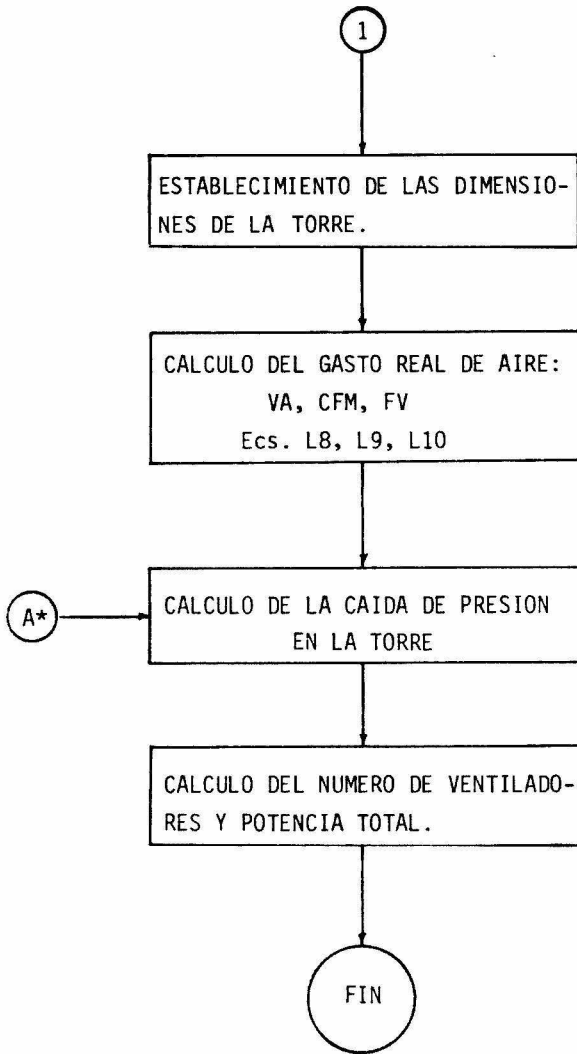
#### Nomenclatura

TET : Temperatura del agua a la entrada de la torre	°F
TST : Temperatura del agua a la salida de la torre	°F
WHO : Gasto del agua	GPM

TW	: Temperatura de bulbo húmedo	°F
PT	: Presión barométrica	PSIA
PAR	: Porcentaje de recirculación	
RHOA	: Densidad promedio del aire	lb/pie <sup>3</sup>
IT	: Índice del arreglo para se- leccionar empaque	
WHOH	: Gasto total de agua	lb/h
QT	: Carga térmica en la torre	BTU/ h
NI	: Número de intervalos para la integración	
DTE	: Tamaño del intervalo	
PV	: Presión de vapor	lb/plg <sup>2</sup>
Y	: Humedad	lb de agua/ lb de aire
H	: Entalpia	BTU/lb
H*	: Entalpia de saturación	BTU/lb
OMM	: Pendiente mínima de la línea de operación	
BBC	: Area bajo la curva	pie <sup>2</sup>
PLA	: Número de pisos o plataformas	
HARE	: Entalpia del aire recirculado	BTU/lb
HPME	: Entalpia de la mezcla de aire	BTU/lb
GA	: Velocidad másica del aire	lb/h-pie <sup>2</sup>







#### 4.2.2 Rutina DISTOC

##### Objetivo y generalidades

Esta rutina tiene como objeto el de evaluar el número de unidades de transferencia en las torres de enfriamiento - de flujo cruzado.

Debido a que en la actualidad este tipo de torres es el más utilizado en la industria de proceso, en el presente estudio mencionaré la manera de evaluar el número de unidades de transferencia en este tipo de torres. La secuencia de cálculo utilizada está basada en los métodos de -- Baker-Mart, Brand y Zamuner (29\*).

##### Descripción y criterios básicos

Debido a que el análisis de una torre a contracorriente - es un problema de una dimensión, ya que las condiciones - del agua y del aire se consideran funciones de flujo vertical. En una torre de flujo cruzado se debe tratar como un problema de dos dimensiones debido a que las condiciones del flujo de aire varían tanto vertical como longitudinalmente a través de la torre.

Al examinar una sección de una torre de flujo cruzado, se encontrará que a diferencia de una torre a contracorrien

te, las condiciones no son constantes, pero a medida que el aire viaja a través de la torre, el potencial disponible va disminuyendo, ya que el aire calentado tiene que enfriar agua a la misma temperatura en la siguiente sección.

Debido a que las condiciones del aire varían en forma vertical y horizontal, una sección puede dividirse en unidades de volúmen, teniendo éstas un ancho  $dx$  y una altura  $dy$  (Fig.42). El incremento de volúmen  $dv$  se sustituye por  $dx dy$  considerando un área de superficie de  $1 \text{ pie}^2$ , por lo que la ecuación:

$$w dt = G dh = Ka dV (H^* - H) \quad (2.M1)$$

puede integrarse como:

$$w \int dt dx = G \int dh dy = Ka \int (H^* - H) dx dy \quad (2.M2)$$

reacomodando valores:

$$\int_0^Z (K_a dy) / w \Big|_x \text{ cte} = \int_{TET}^{TST} (dt / H^* - H) \Big|_x \text{ cte} \quad (2.M3)$$

$$\int_0^W (K_a dx) / G \Big|_y \text{ cte} = \int_{H_1}^{H_2} (dh / H^* - H) \Big|_y \text{ cte} \quad (2.M4)$$

Este método considera cada incremento de volúmen como una unidad de transferencia fraccional, realizando una serie

de interacciones hasta encontrar el NUT.

La rutina inicializa los parámetros necesarios para la generación de la matriz QC (I,J), como son: El valor de la fracción de unidad de transferencia, así como el establecimiento de las condiciones de operación generadas en la rutina DISTO, tales como TW, TET, TST, OM<sub>1</sub>.

Del balance de energía:

$$W * \frac{(TET - TST)}{G} = H_2 - H_1 \quad (2.M5)$$

$$\frac{DT}{(H^* - H)} = NTUF \quad \underline{N} \quad 0.1 \text{ a } 0.5 \quad (2.M6)$$

Calcula entonces el potencial entre la película del agua a la temperatura de entrada a la torre (TET) y el aire a la temperatura de bulbo húmedo (TW) a la entrada. Empezando en la esquina superior izquierda como se ve en la Fig. 4.2.1

Para el primer intervalo:

$$HS_1 = (0.24 + 0.45 * YS_1) * (TET - 32.) + 1075.5 * YS_1 \quad (2.M7)$$

$$H_1 + OM_1 * (TET - TST) + HTW \quad (2.M8)$$

Supone un decremento de temperatura en el intervalo (DTS) obteniendo una entalpía a esa temperatura

$$DHS_1 = HS_1 - H_1 \quad (2.M9)$$

$$TSPH(I) = TET - DTS \quad (2.M10)$$

$$HS_2 = f (TSPH(I)) \quad (2.M11)$$

$$DH = OM_1 * DTS \quad (2.M12)$$

La entalpia del aire a la salida de la unidad de volúmen está dada por:

$$H_2 = H_1 + DH \quad (2.M13)$$

$$DHS_2 = HS_2 - H_2 \quad (2.M14)$$

Considerando un potencial medio, se calcula un decremento

$$DTC = NTUF * \frac{DHS_1 + DHS_2}{2} \quad (2.M15)$$

Si el decremento de temperatura es igual o similar (dentro de una cierta tolerancia) al supuesto, al inicio del intervalo, se procede a calcular el siguiente, tomando como valores iniciales los de salida del anterior intervalo; en caso de que difiera con el supuesto, se supone otro decremento, redefiniéndose DTS.

De esta manera se puede determinar la temperatura del agua y la entalpia del aire en cualquier punto de la torre. El número de unidades de volúmen obtenidas se multiplican -- por el valor de la fracción fijada inicialmente y con --- ello se obtiene el número de unidades de transferencia --

total.

$$NTU = FV * NIN$$

(2.M16)

Nomenclatura

W	: Flujo de agua	lb/h
G	: Flujo de aire	lb/h
Z	: Altura de empaque	pie
TST	: Temperatura del agua de salida de la torre	°F
TET	: Temperatura del agua de entrada de la torre	°F
H*	: Entalpia de saturación en la película interfacial	BTU/lb
H	: Entalpia de aire saturado	BTU/lb
DTS	: Decremento de temperatura supuesto	°F
DTC	: Decremento de temperatura calculado	°F
GL	: Velocidad másica del líquido	lb/h-pie <sup>2</sup>
GPA	: Area de superficie	pie <sup>2</sup>
CPE	: Caída de presión en el empaque	plg de agua
CPL	: Caída de presión en las persianas	plg de agua

**CPEN** : Caída de presión en los eli-  
minadores de niebla

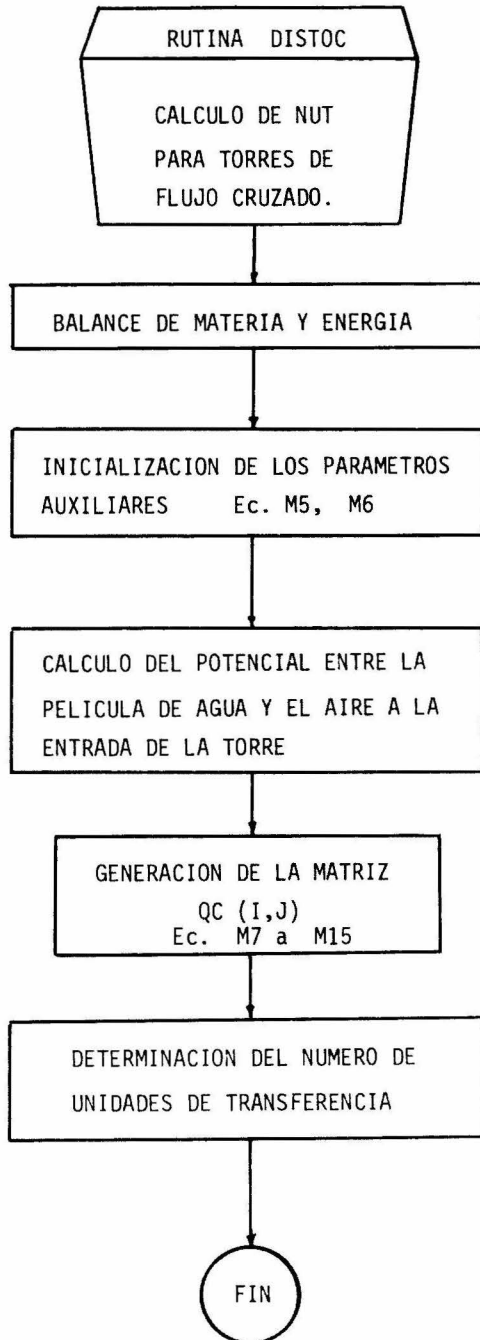
plg de agua

**FV** : Velocidad de superficie

pie/min

**BHP** : Potencia al freno total

Caballos de  
Fuerza





## C A P I T U L O V

### OPTIMIZACION DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO

Como se mencionó en el capítulo primero, el algoritmo de optimización juega un papel muy importante en el sistema de enfriamiento propuesto. En el presente capítulo se describen los fundamentos que se emplearon para la optimización, así como las variables a optimizar, su naturaleza y los algoritmos utilizados.

Dada la naturaleza del problema, la función objetivo del sistema es de carácter complejo, o sea que no es posible tener una expresión única que nos determine el comportamiento del sistema, sino que la función objetivo está dada por una serie de ecuaciones que nos describen el comportamiento del mismo. Tal sistema de ecuaciones tiene la siguiente forma:

$$CT = f(CF_{M1, M2}, CF_{M3, M4}, CO_{M1, M2}, CO_{M3, M4})$$

$$CF_{M1, M2}, CO_{M1, M2} = f(TP_i)$$

$$CF_{M3, M4}, CO_{M3, M4} = F(TT_j)$$

para

$i = 1$ , No. de corrientes de proceso

$j = 1, 2$

Precisamente el algoritmo de optimización tiene por objeto el minimizar el valor de la variable dependiente CT -- (costos totales de operación del sistema pesos/año), a expensas de los valores propuestos por dicho algoritmo de las variables independientes T<sub>Pi</sub> (temperatura de proceso intermedio entre el cambiador de tubo y coraza y el Soloaire) y T<sub>Tj</sub> (temperaturas de entrada y salida de la torre de enfriamiento). Así pues, la función objetivo se expresará:

$$\text{MIN. CT} = f(\text{CF}_{M1, M2}, \text{CF}_{M3, M4}, \text{CO}_{M1, M2}, \text{CO}_{M3, M4})$$

Por esta razón el tipo de algoritmo a optimizar no puede ser de naturaleza analítica, ya que la función objetivo no es factible de ser derivada. En su lugar el tipo de optimización que se requiere aplicar es aquel en que dado un valor de las variables independientes (propuesto por el algoritmo mismo), se procede a evaluar, por medio del sistema de ecuaciones que determinan la función objetivo, el valor de la variable dependiente, tantas veces como sea necesario, hasta llegar al valor óptimo de dicha variable dependiente. A este tipo de optimización se le conoce como Caso de Estudio.

Prestando atención a la naturaleza de las variables, se -

puede decir que son de carácter continuo, tanto la variable dependiente CT (costo total al año), como las variables independientes (temperaturas). Este hecho nos permite considerar a aquellos métodos que requieren continuidad en el comportamiento de la función objetivo. En el presente estudio se utiliza para la optimización un híbrido de los algoritmos de Univariable Factorial y de Eliminación, todos ellos modificados de tal manera de encontrar el algoritmo más apropiado para la optimización que nos ocupa.

Este híbrido de algoritmos modificados no pretende ser el mejor para el sistema de enfriamiento propuesto, sino que dada su versatilidad y relativa sencillez, ha resultado ser bastante eficiente y práctico.

### 5.1 Descripción del algoritmo utilizado en el Sistema de Enfriamiento

El primer punto en cuestión consiste en la definición de las condiciones de frontera de las variables independientes por optimizar  $TP_i$  y  $TT_j$ . Estos valores se determinan en base a los siguientes criterios:

Para las corrientes de proceso se tiene:

a) Distribución de las cargas térmicas para el Soloaire, para el cambiador y para el cálculo de la temperatura intermedia (pivote) TPI. Si la carga térmica del Soloaire es menor a 5,000,000 BTU/h, se elimina este equipo del sistema y en su lugar solo queda el cambiador para efectuar el servicio. Si la carga térmica del Soloaire está entre 10,000,000 y 30,000,000 BTU/h, se define como TPI max a la TPIi = 10°F y TPI min como TPIi = 10°F. Si es mayor a 30 MMBTU/h, TPI max = TPIi = 20°F y

$$TPI \text{ min} = TPIi = 20^\circ F$$

b) La definición de dichas condiciones de frontera, está restringida a su vez por los acercamientos que puedan existir tanto en el Soloaire como en el cambiador, respecto a la temperatura del aire y la del agua a la salida de la torre de enfriamiento, según corresponda.

En caso de que dichos acercamientos traigan como consecuencia cruces de temperatura elevados, se modifican los criterios anteriores hasta que se obtengan temperaturas de frontera adecuadas.

Para las temperaturas de la torre:

a) La temperatura de entrada a la torre tiene como cota

superior el acercamiento entre esta temperatura y la temperatura de proceso más fría. La cota inferior fija - - - (100°F).

b) La temperatura de salida de la torre está acotada inferiormente por la temperatura de bulbo húmedo del lugar y por arriba tiene un valor máx de 95°F.

En segundo término, es necesario proponer mediante los algoritmos antes mencionados los diferentes juegos de temperatura ( $TP_i$ ,  $TT_j$ ), para que posteriormente se evalúe la función objetivo por medio de los módulos de diseño y estimación de costos correspondientes.

Es oportuno mencionar que aunque los valores de las temperaturas de la torre sean de naturaleza continua, en la realidad resulta impráctico especificar temperaturas fraccionarias (por ejemplo: 83.7°F como temperatura de entrada a la torre), por tal razón se ha empleado el método factorial que proporciona valores discretos para las temperaturas de entrada y salida del agua en la torre ( $TT_j$ ).

Con respecto a la proposición de las temperaturas intermedias de las corrientes de proceso, la situación es la contraria, o sea que no existe objeción alguna en que el al-

goritmo de optimización especifique temperaturas fraccionarias. Así pues en este estudio se hace uso del algoritmo de Eliminación modificado de acuerdo a las necesidades del problema.

Es preciso mencionar que el comportamiento de la función objetivo presenta un solo valle (mínimo). Este hecho ha sido comprobado al analizar el comportamiento que presentan la mayoría de los equipos de transferencia de calor al graficar sus costos de operación, sus inversiones y -- costos totales respecto a las variables independientes -- del sistema en cuestión (52\*), por tal motivo se ha empleado un método como el de Eliminación.

Si se presta atención al empleo de los algoritmos antes mencionados, se puede mencionar todavía la interacción de un tercer algoritmo en la optimización del sistema. Primeramente se proponen las temperaturas de entrada y salida de la torre de enfriamiento mediante el método Factorial. Por otro lado se proponen las temperaturas de las corrientes de proceso por medio del método de Eliminación modificado. Finalmente se utiliza el método de univariáble para la conjunción de los dos algoritmos anteriores.

Así, para un rango de la torre propuesto ( $TT_1 - TT_2$ ) por

el método factorial, se evalúan dos juegos de temperaturas intermedias de las corrientes de proceso en base a los criterios de Eliminación. A continuación se evalúan los costos totales del sistema para los dos juegos de valores de los variables independientes (el rango de la torre es el mismo para ambos) y se guarda el juego de temperaturas que arroje menores costos totales anuales. Posteriormente se procede a modificar las condiciones de frontera de las temperaturas de proceso en base a los cálculos anteriores (que proponen un sistema más económico) y para el mismo rango de la torre y las nuevas cotas de temperatura intermedias de proceso, se vuelven a evaluar dos juegos más de dichas temperaturas en base a los criterios de Eliminación. Este procedimiento se evalúa tantas veces como sea necesario hasta que se llegue a una tolerancia pre-establecida entre la diferencia de costos que arrojan los juegos propuestos. Una vez terminado este paso, se procede a hacer el mismo cálculo modificando ahora el rango de la torre (mediante el factorial restringido) y controlando estas últimas proposiciones por el criterio del método de univariable.

En la figura 5.1 se muestra un diagrama de bloques en donde se puede apreciar las interacciones de los algoritmos

antes mencionados. En la figura 5.2 se muestra un diagrama de bloques del programa principal del sistema.

### Método de Eliminación Modificado

Existen básicamente dos diferencias fundamentales entre el método de Eliminación original (54\*) y el propuesto en el presente estudio. La primera de ellas consiste en la inicialización del método mismo. El método original evalúa la función objetivo en cinco puntos equidistantes compartidos en el rango de la variable independiente, obteniendo cuatro zonas. Posteriormente elimina dos de ellas obteniendo así una primera región de inicialización.

El Método por Eliminación Modificado se inicializa en base al 0.618 de la Región de Oro, evalúa la Función Objetivo en dos puntos comprendidos en el rango de la variable independiente.

Elimina posteriormente el valor más distante al óptimo, reduciendo así el rango de la variable independiente. Este procedimiento se repite tantas veces como la tolerancia del óptimo lo exija.

En el método por Eliminación original, una vez inicializado, se tiene el mismo procedimiento que el descrito en el



párrafo anterior, con la diferencia de que la proposición de los valores que toma la variable independiente, están en la cuarta parte y las tres cuartas partes del último rango, en vez del .618 y .382 de la Región de Oro.

En realidad el método por Eliminación modificado (que en última instancia es una combinación del método de la Región de Oro y el de Eliminación Original), resulta ser más eficiente que el de Eliminación original, cuando se trate de funciones unimodales, cuyos valles sean bastante extensas, como el caso que nos ocupa.

## 5.2 Evaluación de Costos

Debido a que la función objetivo es el encontrar el mínimo de los costos totales anuales del sistema de enfriamiento propuesto, es imperante considerar los factores que influyen directa e indirectamente tanto en los costos fijos como en los costos de operación del sistema para lograr la optimización del mismo.

Las variables independientes del sistema son las temperaturas intermedias de las corrientes de proceso, la temperatura de suministro y la temperatura de retorno a la torre. La variable dependiente es el costo total anual de -

operación del sistema de enfriamiento.

Para la evaluación de los costos del sistema se consideró lo siguiente:

Costos de Inversión

- Cambiadores enfriados con aire
- Cambiadores de haz y envolvente
- Torre de enfriamiento
- Bombas
- Accionadores
- Tubería

Costos Fijos

- Depreciación
- Mantenimiento del equipo
- Mano de obra

Costos de Operación

- Potencia requerida en los ventiladores de los Soloaires y la torre de enfriamiento
- Potencia requerida por las bombas para manejar el agua de enfriamiento
- Agua de reposición de la torre

- **Tratamiento químico y biológico del agua**

**Costos de Inversión**

Las ecuaciones para la evaluación de estos costos se encuentran en el programa principal del Apéndice B.

1) **Cambiadores enfriados con aire**

Se correlacionaron algunas cotizaciones de fabricantes obteniendo una correlación del tipo:

$$CISA = n * (a_0 + a_1 * AEX + a_2 * AEX^2)$$

2) **Cambiadores de haz y envolvente**

Se correlacionaron algunas cotizaciones de fabricantes para cambiadores de acero al carbón/admiralty:

$$CICA = n * AT^b$$

3) **Torres de enfriamiento**

Se obtuvieron correlaciones basadas en cotizaciones de fabricantes semejantes a las reportadas por Paige (48\*):

$$CITO = f (RAN, ACE, WHOH)$$

4) **Bombas, Accionadores, Tubería**

Se utilizaron las reportadas por Landgrave (43\*) y que --  
son:

$$CIB = n * (a * BHPB^b)$$

$$CIM = n * (a_0 + a_1 (BHPB)^b)$$

$$CITU = f (ELE, DOPT)$$

### Costos Fijos

#### I. Depreciación

Se consideró una depreciación a veinte años para la torre de enfriamiento y tubería y de diez años para los cambiadores de calor y bombas, a un interés de 7.5 % anual.

$$F_1 = (OSO * (1 + OSO) ** ME) / (((1 + OSO) ** ME) - 1)$$

$$F_2 = (OSO * (1 + OSO)**CHE) / (((1 + OSO)**CHE) - 1)$$

$$DTI = F_1 * (CITU)$$

$$DTA = F_2 * (CICA + CISA + CIBO)$$

$$CDEP = DTA + DTI$$

#### II. Mantenimiento

Se consideró el 2 % de la inversión para los Soloaires, - torre y bombas; el 1 % para cambiadores de haz y envolven te y el .5 % para tubería

$$CMAN = .005*CITO+0.01*CICA+0.02*(CISA+CITO+CIBO)$$

### III. Mano de Obra

Se consideró que se necesitan dos empleados para operar - una torre de enfriamiento, tomando en cuenta que su salario es:

- el de un operador 90,000.00 \$/año
- el de un ayudante 75,000.00 \$/año

y considerando tres turnos:

$$\text{CMOB} = 480,000.00 \text{ NU}$$

Los Costos Fijos Totales quedan expresados:

$$\text{CFT} = \text{CDEP} + \text{CMAN} + \text{CMOB}$$

#### Costos de Operación

I. Potencia requerida en los ventiladores de la torre y Soloaires.

$$\text{COSA} = .746 * \text{BHPT} * 24. * 330. * \text{CUE}$$

$$\text{COTE} = .746 * \text{BHPTE} * 24. * 330. * \text{CUE}$$

II. Potencia requerida por las bombas para manejar el -- agua de enfriamiento.

$$\text{COBO} = .746 * \text{BHPB} * 24. * 330. * \text{CUE}$$

III. Agua de reposición en la torre

$$\text{CREP} = \frac{\text{WR} * 24. * 330. * \text{CUA}}{62.37 * 35.315}$$

#### IV. Tratamiento químico y biológico en la torre

Las correlaciones se obtuvieron por las reportadas por --  
Langrave (43\*)

$$\text{CINH} = 4.68 * \text{FWA} * 330$$

$$\text{CANT} = 1.92 * \text{FWA} * 330$$

$$\text{CTRAT} = \text{CINH} + \text{CANT} + \text{CBIO}$$

Los Costos Totales de Operación quedan expresados:

$$\text{COT} = \text{COSA} + \text{COTE} + \text{COBO} + \text{CREP} + \text{CTRAT}$$

Los costos totales anuales están dados por:

$$\text{SCT} = \text{CFT} + \text{COT}$$

#### Nomenclatura

CISA : Costo inversión Soloaires	\$
AEX : Area extendida por sección	pie <sup>2</sup>
CICA : Costo inversión cambiadores	\$
AT : Area total de transferencia	pie <sup>2</sup>
CITO : Costo inversión torre	\$
RAN : Rango	°F

ACE : Acercamiento	°F
WHOH : Gasto de agua manejada	lb/n
BHPB : Potencia de freno de la bomba	Caballos de vapor
ELE : Longitud equivalente por corriente	pie
DOPT : Diámetro óptimo de tubería	plg
F <sub>1</sub> : Factor de depreciación a 20 años	plg
OSO : 7.5	%
ME : 20.	años
CHE : 10.	años
CDEP : Costo de depreciación del sistema	\$/año
CMAN : Costo de mantenimiento del sistema	\$/año
CMOB : Costo de mano de obra	\$/año
CFT : Costos fijos totales anuales	\$/año
COSA : Costo de operación de los Soloaires	\$/año
BHPT : Potencia al freno de los ven- tiladores de los Soloaires	Caballos de vapor
CUE : Costo unitario de la energía eléctrica	.22 \$/KW-h

COBO : Costo operación de la bomba	\$/año
BHPB : Potencia al freno de la bomba	caballos de vapor
CREP : Costo del agua de reposición	\$/año
WR : Gasto de reposición	lb/h
CIM : Costo de inversión accionador de la bomba	\$
CIB : Costo de inversión de la bomba	\$
CUA : Costo unitario del agua de reposición	.40 \$/m <sup>3</sup>
CINH : Costo inhibidores	\$/año
FWA : Gasto del agua tratada	pie <sup>3</sup> /seg
CANT : Costo de anticorrosivos	\$/año
CBIO : Costo de biocidas	\$/año
CTRAT : Costo de tratamiento de agua	\$/año
COT : Costos de operación totales	\$/año
SCT : Suma costos totales anuales	\$/año
CT : Costos totales anuales del sistema	\$/año
CF : Costos fijos del sistema	\$/año
CO : Costos de operación del sistema	\$/año
TP : Temperatura de la corriente de proceso	°F



TPI : Temperatura de proceso inter-  
media (pivote) °F

M1 : Módulo A: Soloaires y envol-  
vente

M2 : Módulo B: Cambiadores de calor  
de haz y envolvente

M3 : Módulo C: Torre de enfriamiento

i : Corriente de proceso

j : Si j=1 temperatura a la entrada  
de la torre de enfria--  
miento

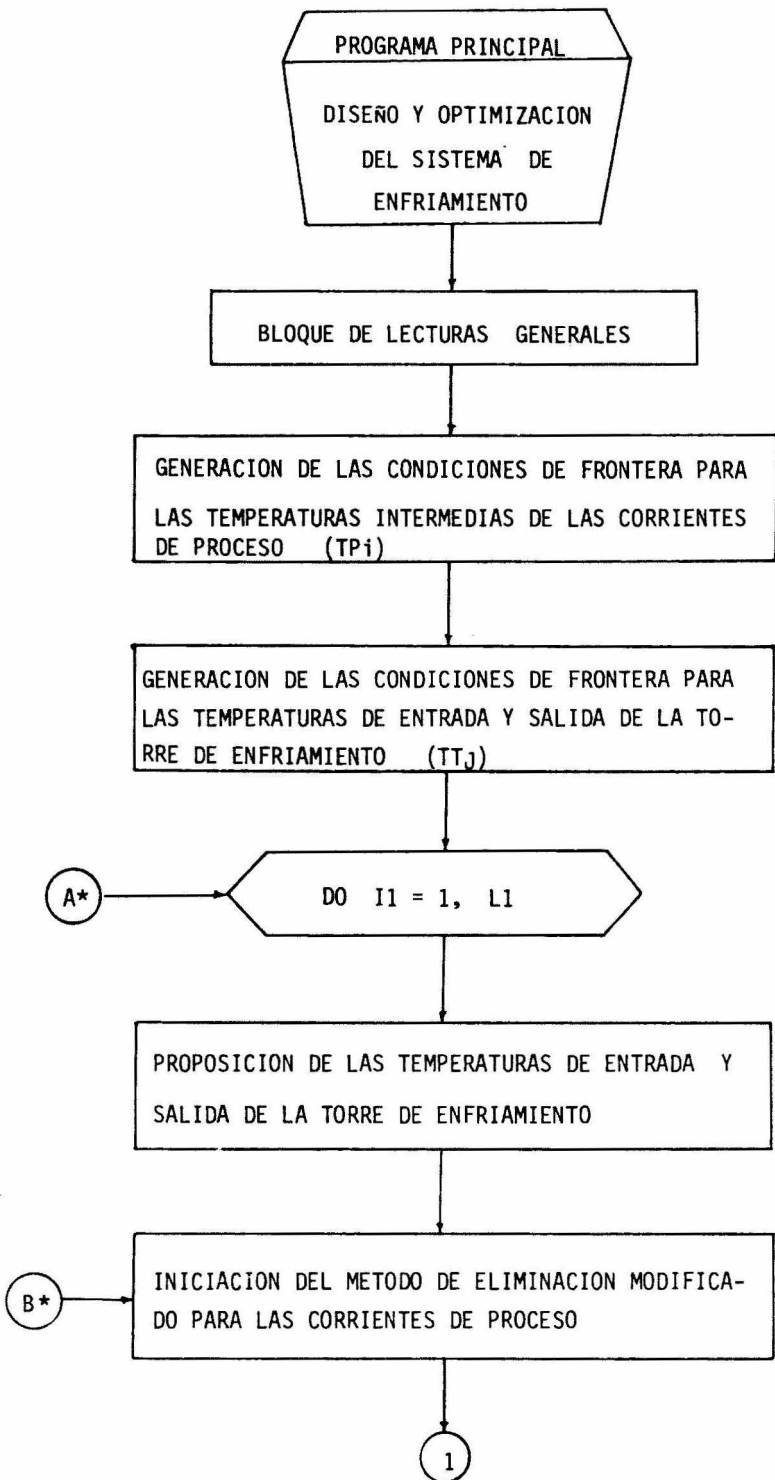
j=2 Temperatura a la salida de  
la torre de enfriamiento

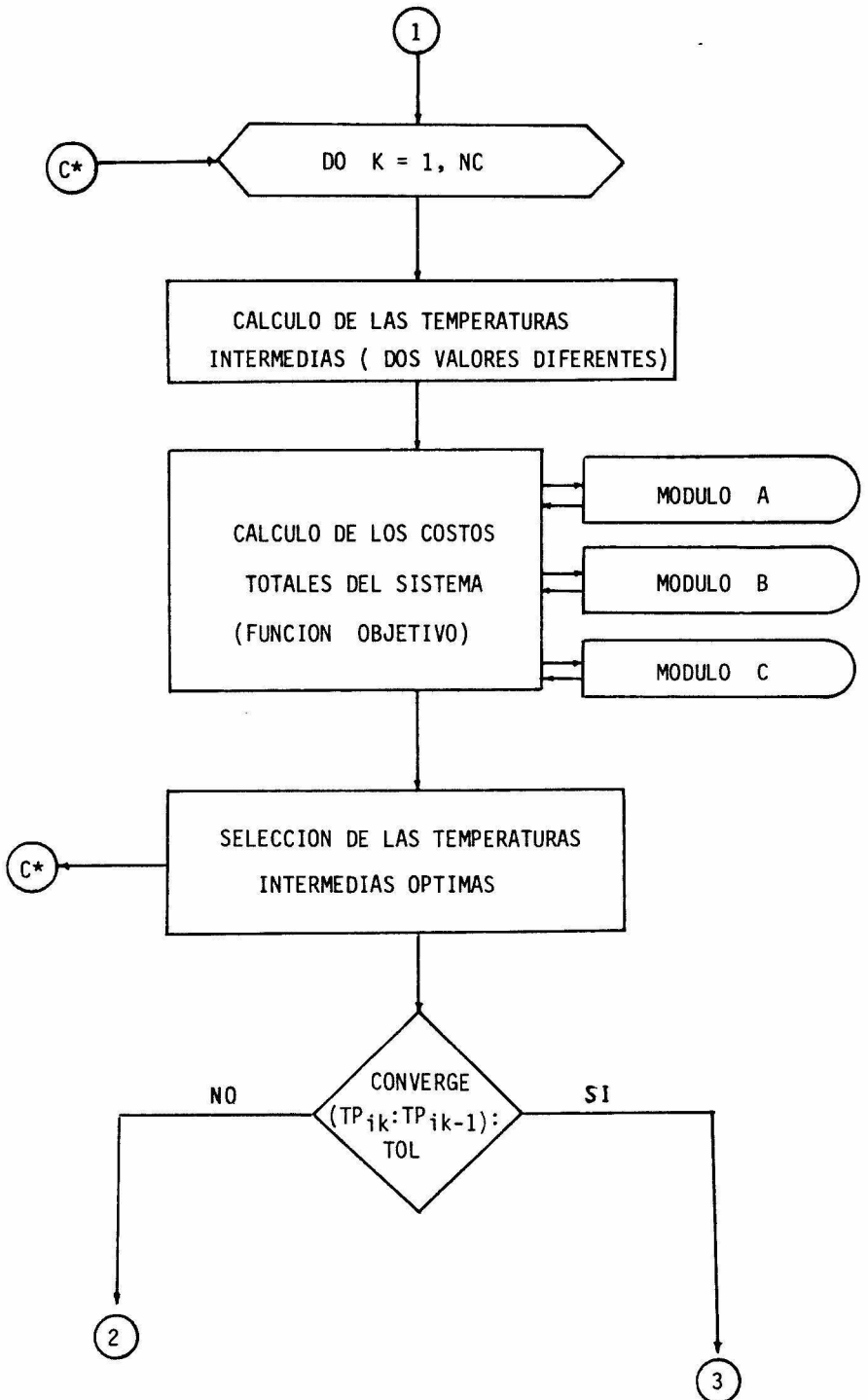
K : K esima iteración

L1 : Límite uno; número máximo de valo-  
res probables para TTj

L2 ; Límite dos: número máximo de valo-  
res probables para TPI

NC : Número de corrientes de proceso





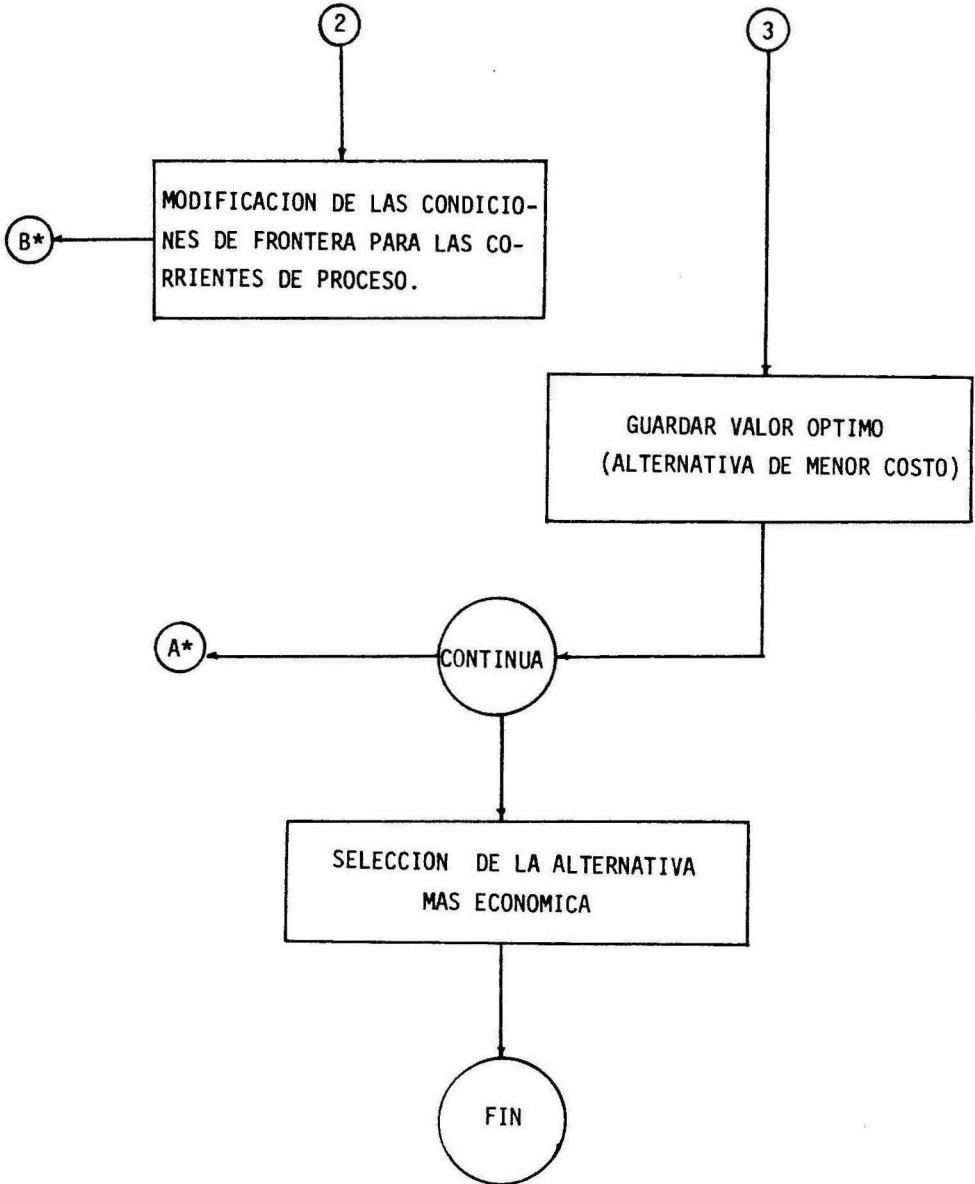


DIAGRAMA DE BLOQUES DEL ALGORITMO DE OPTIMIZACION  
DEL SISTEMA PROPUESTO

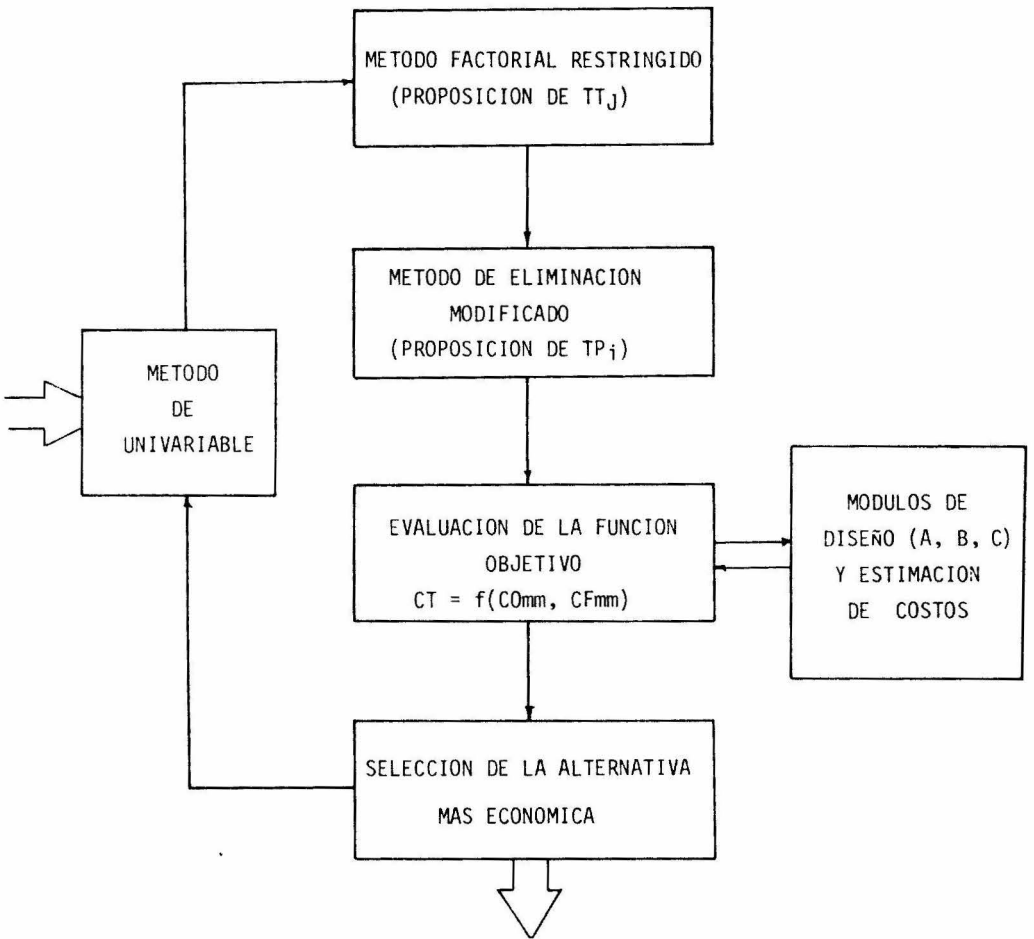


FIG . 5.1

## EJEMPLO ILUSTRATIVO

Para analizar el sistema propuesto y poder visualizar el alcance del programa, así como la flexibilidad del mismo, se diseñó y optimizó el sistema de enfriamiento de un --- área constituida por cuatro plantas que forman parte de - una Refinería que estará localizada en Salina Cruz, Oaxa- ca. Estas plantas son:

- Una Hidrodesulfuradora de Destilados Intermedios
- Una de Tratamiento de Gas y Gasolina
- Una Reformadora de Naftas
- Una Hidrodesulfuradora de Naftas

en las cuales, como en todo complejo industrial, se re--- quiere enfriar una serie de corrientes de proceso, ya sea en límites de batería o bien para su utilización dentro - del mismo proceso en que estén involucradas.

Debido a que el sistema propuesto puede aplicarse en di-- versas etapas de un proyecto, se escogió el de optimizar el sistema de enfriamiento para este conjunto de plantas, en una etapa en las que se cuenta con las bases de diseño del lugar, la carga térmica por remover y composición de las corrientes sin cambio de fase, así como de la carga -

térmica por remover en las corrientes con cambio de fase.

Las bases de diseño que se tienen en el lugar son:

Condiciones de lugar:

- Localización: Salina Cruz, Oaxaca, México
- Elevación: 30 pies sobre el nivel del mar (10 metros)
- Dirección vientos dominantes: NW a SE
- Dirección vientos reinantes: de N y SSN a S y NNE
- Velocidad media: 62.15 millas/h (100 Km/h)
- Velocidad máxima: 124.3 millas/h (200 Km/h)

Humedad:

- Máxima 96.9 % a 100°F (38°C)
- Mínima 37.7 % a 63°F (17.7°C)

Precipitación pluvial:

- Horario máximo 82.2 mm
- Máxima intensidad 348 mm

Presión barométrica:

- 760 mm de Hg con atmósfera corrosiva

Fuente de suministro del agua:

- Pozo o manantial

Condiciones climatológicas:

- Temperatura máxima extrema 104°F (40°C)
- Temperatura mínima extrema 58°F (14.5°C)
- Temperatura máxima promedio 100°F (38°C)
- Temperatura mínima promedio 63°F (17°C)
- Temperatura de bulbo húmedo promedio 73°F (23°C)
- Temperatura de bulbo seco promedio 83°F (28°C)

Las bases de diseño de proceso son establecidas por el programa después de haber encontrado la alternativa óptima es decir, a un rango y un acercamiento dado, así como de una distribución de cargas térmicas adecuada, se encuentran los costos totales anuales mínimos para el enfriamiento de las corrientes de proceso.

Para ejemplificar el sistema se escogieron 15 corrientes de proceso de las plantas mencionadas anteriormente (Tabla 5.1), las cuales 7 son con cambio de fase y 8 sin cambio de fase, por lo que el programa procede a diseñar los equipos involucrados para el enfriamiento de estas últimas. Posteriormente calcula el gasto de agua requerido para remover la carga térmica deseada de las 7 corrientes restantes, para finalmente, con el gasto de agua total calcular las dimensiones de la torre de enfriamiento.



T A B L A 5 . 1

P L A N T A I

HIDRODESULFURADORA DE DESTILADOS INTERMEDIOS

<u>Clave del Equipo.</u>	<u>S e r v i c i o</u>	<u>Estado Físico de la Corriente de proceso</u>	<u>Carga Térmica (MM de BTU/h)</u>
EC-001	Enfriador del efluente del reactor	Gas-líquido	34.0
EC-002	Condensador torre agotadora	Gas-líquido	26.8
EC-003	Condensador del fraccionador	Gas-líquido	37.8
EC-004	Enfriador de fondos del fraccionador	Líquido	21.9
EC-005	Enfriador de gas ácido	Gas	1.1

P L A N T A II

REFORMADORA DE NAFTAS

EC-006	Condensador de la torre estabilizadora	Gas-líquido	32.0
EC-007	Enfriador de fondos de la estabilizadora	Líquido	6.6
EC-008	Enfriador de alta presión	Gas-líquido	32.0
EC-009	Interenfriador compresor de hidrógeno	Gas	11.0

P L A N T A III

TRATAMIENTO DE GAS Y GASOLINA

<u>Clave del Equipo</u>	<u>S e r v i c i o</u>	<u>Estado Físico de la Corriente de Proceso</u>	<u>Carga Térmica (MM de BTU/h)</u>
EC-010	Interenfriador de solución DEA	Líquido	62.0
EC-011	Interenfriador de solvente	Líquido	2.5
EC-012	Condensador del regenerador de DEA	Gas-líquido	47.0

P L A N T A IV

HIDRODESULFURADORA DE NAFTAS

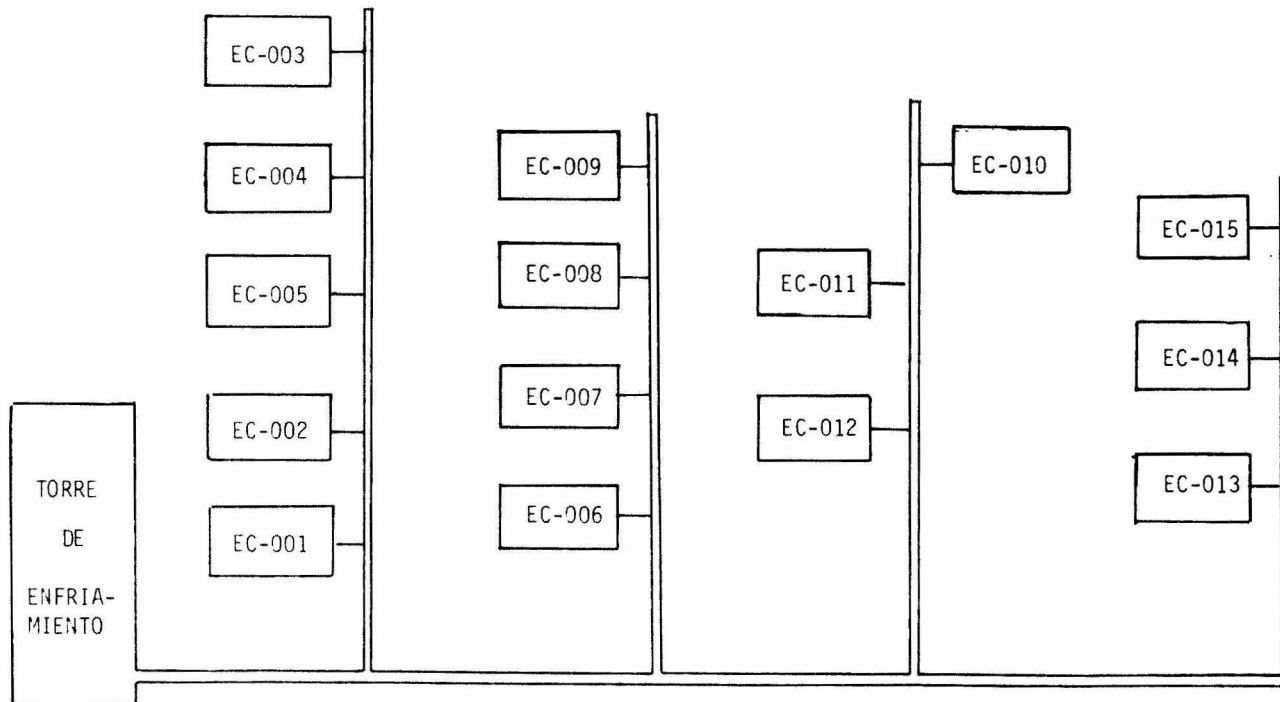
EC-013	Condensador de la torre deshisohexanizadora	Gas-líquido	39.8
EC-014	Enfriador de líquido	Líquido	6.5
EC-015	Enfriador del efluente del reactor	Líquido	27.0

HDS. INTERMEDIOS

REFORMADORA  
DE NAFTAS

TRATAMIENTO DE  
GAS Y GASOLINA

HDS. NAFTAS



## RESULTADOS

Mediante la ejecución del programa se tuvo oportunidad de comprobar y cuantificar algunas consideraciones y criterios reportados en la literatura, que pretenden conducir a la proposición de sistemas económicamente costeables.

Tal es el caso de la distribución indistinta de cargas -- térmicas en cambiadores enfriados con aire y en cambiadores de haz y envolvente y la conveniencia de operar con rangos elevados en el agua de enfriamiento. Así mismo, la importancia de seleccionar un acercamiento adecuado y el considerar en forma conjunta el efecto que tienen estas variables en la optimización de este tipo de sistemas --- (Fig. 1-6).

Para la obtención de los resultados del ejemplo ilustrativo, se hicieron ciertas modificaciones al programa principal con el objeto de obtener la suficiente información para la elaboración de las gráficas subsecuentes y determinar las condiciones óptimas del sistema.

A partir de la iteración óptima (Tabla I) se desglosaron los costos totales (Fig. 7) y se imprimieron las hojas de especificaciones para las corrientes sin cambio de fase, así como la hoja de especificaciones de la torre de en---

friamiento. (fig. 5.1)

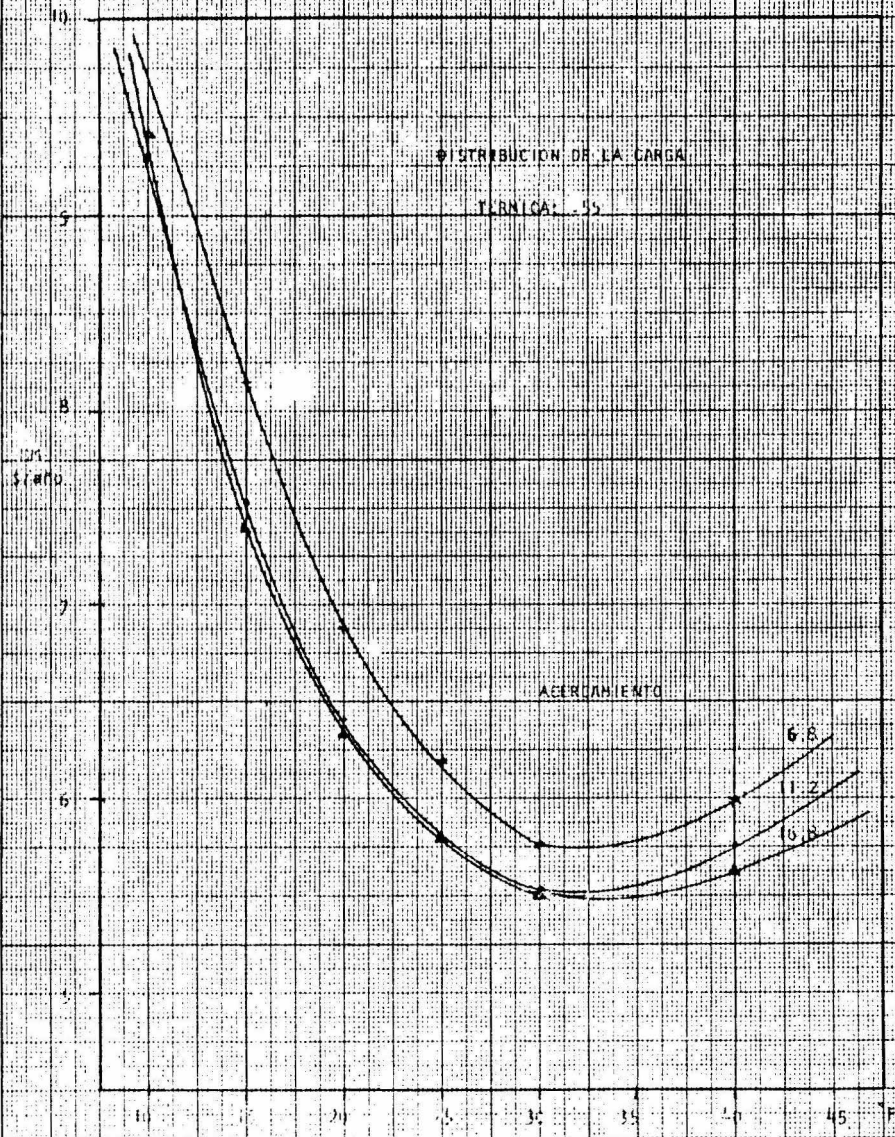
Se obtuvo lo siguiente:

<u>Corriente</u>	<u>Estado físico del fluido.</u>	<u>Equipos Utilizados</u>		<u>Pág.</u>
		<u>Soloaire</u>	<u>Cambiador de calor de haz y envolvente</u>	
EC-004	Líquido	x	x	144
EC-005	Gas		x	146
EC-007	Líquido		x	147
EC-009	Gas	x	x	148
EC-010	Líquido	x	x	150
EC-011	Líquido		x	152
EC-014	Líquido		x	153
EC-015	Líquido	x	x	154
Torre de Enfriamiento				156

Fig. 16

Φ DISTRIBUCION DE LA CARGA

T. BNICA: -55



TRANCIA

FIG. 2

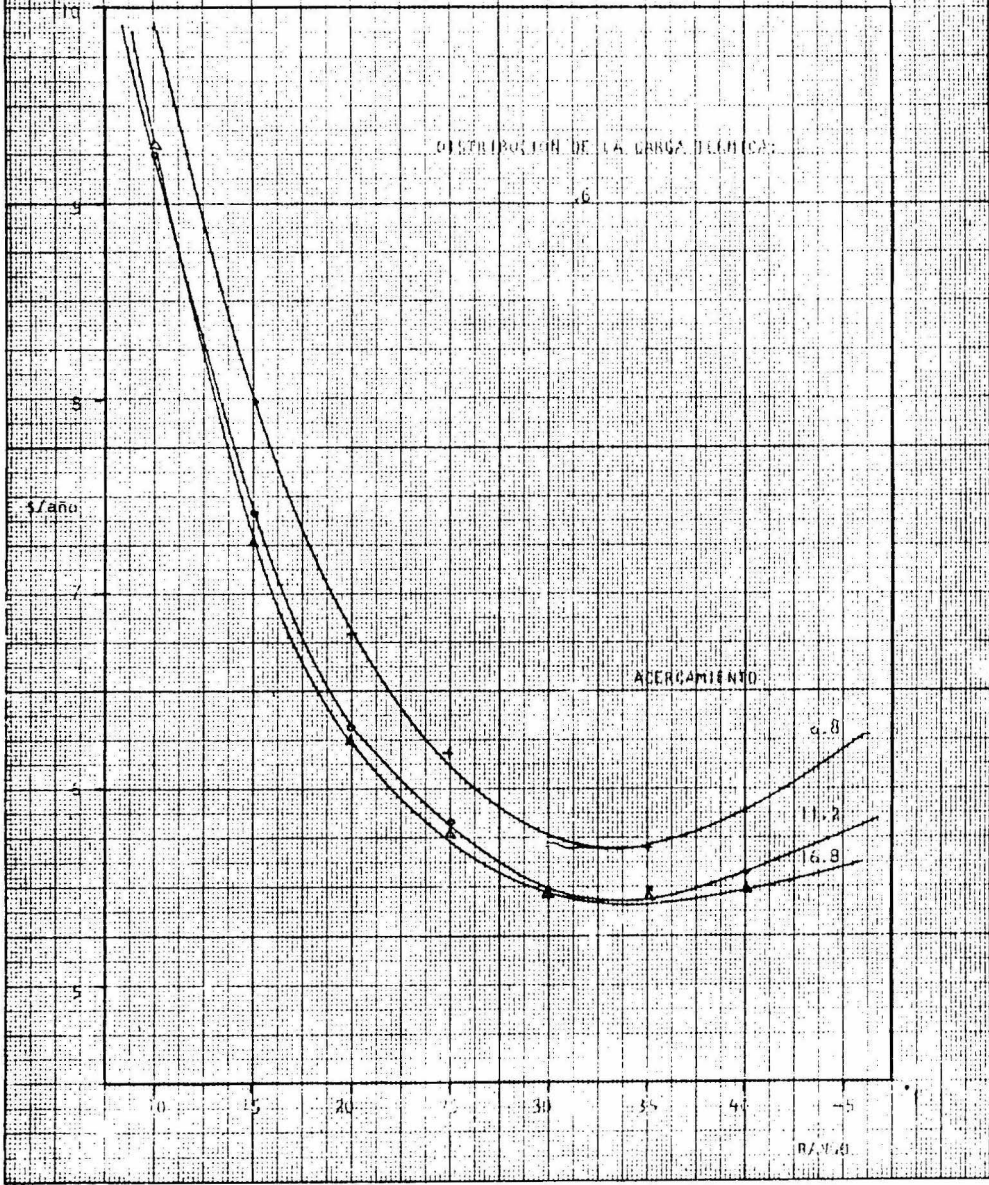


FIG. 3

DISTRIBUCION DE LA CARGA

TERMICA: .65

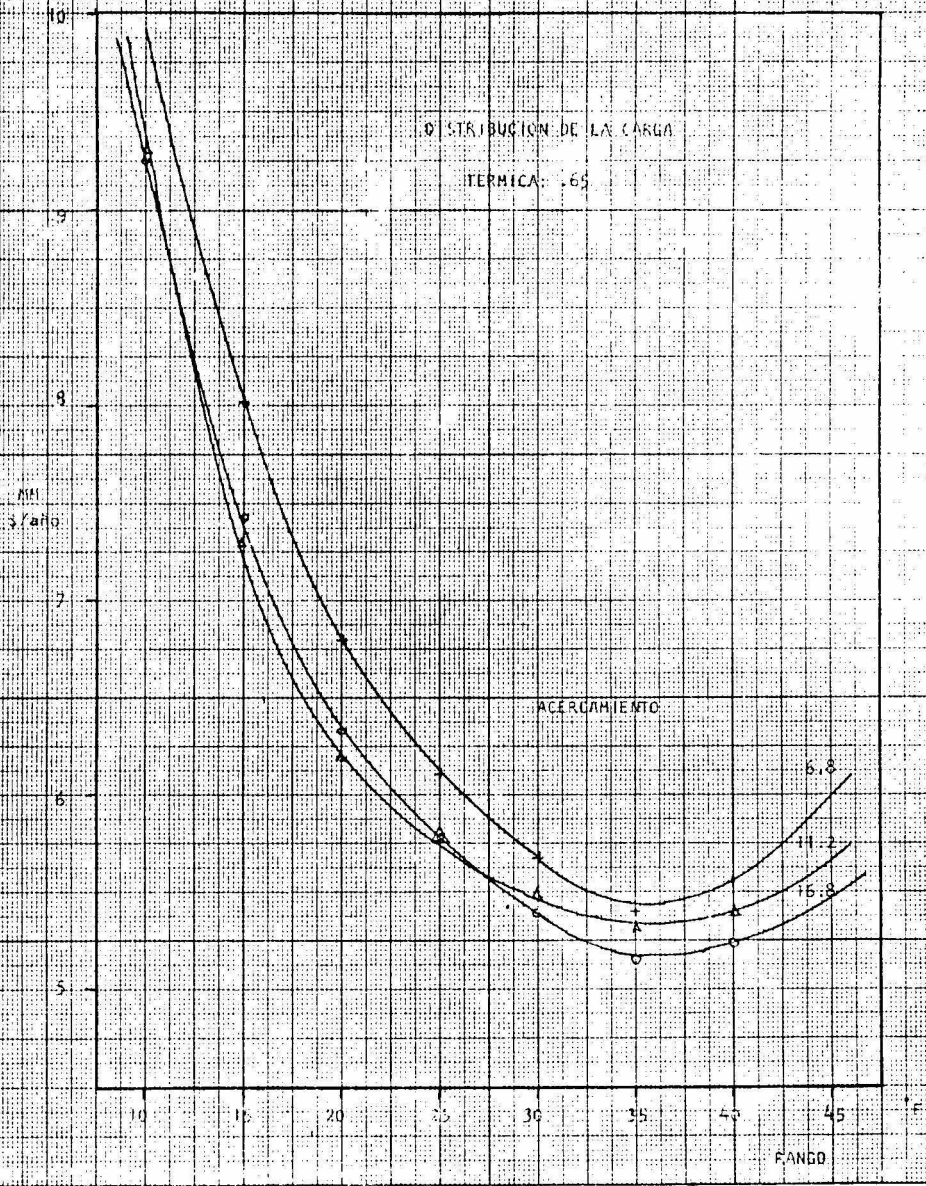




FIG. 4

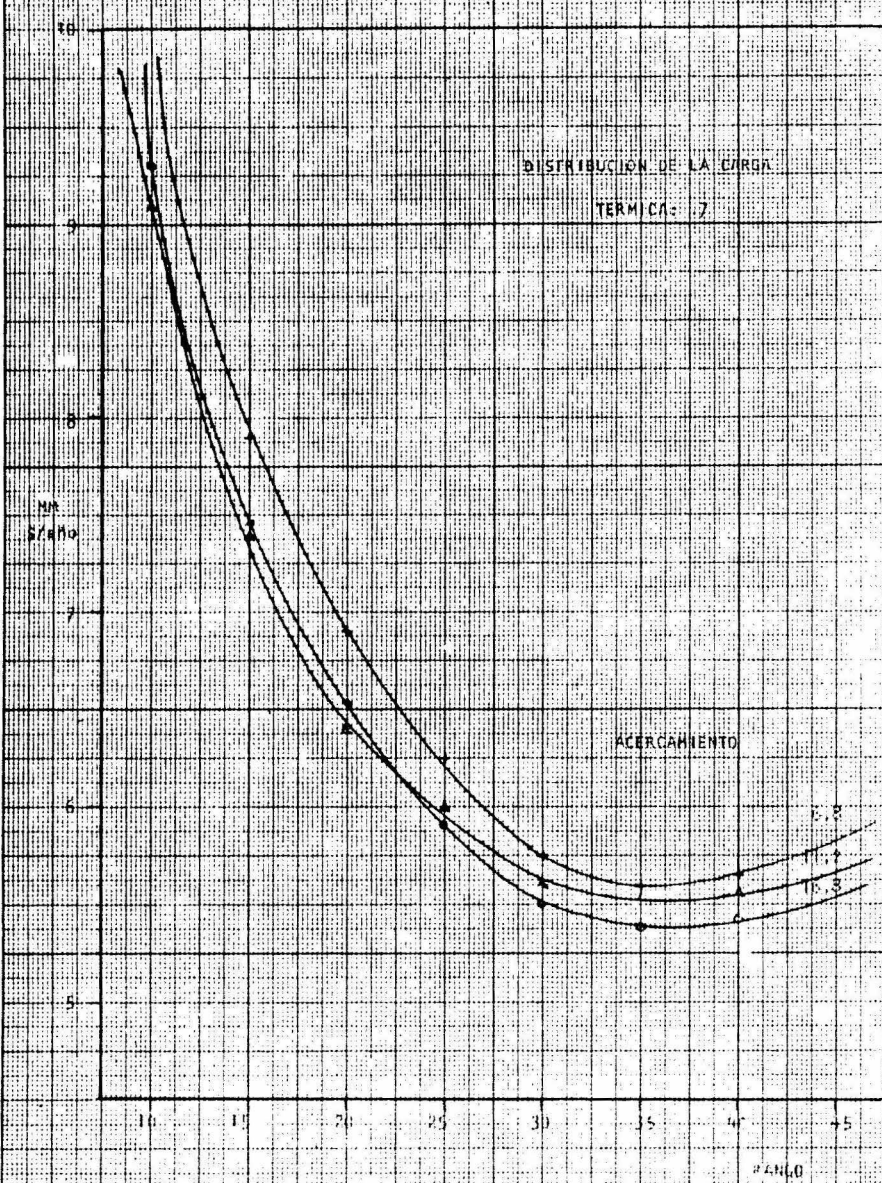


Fig. 5

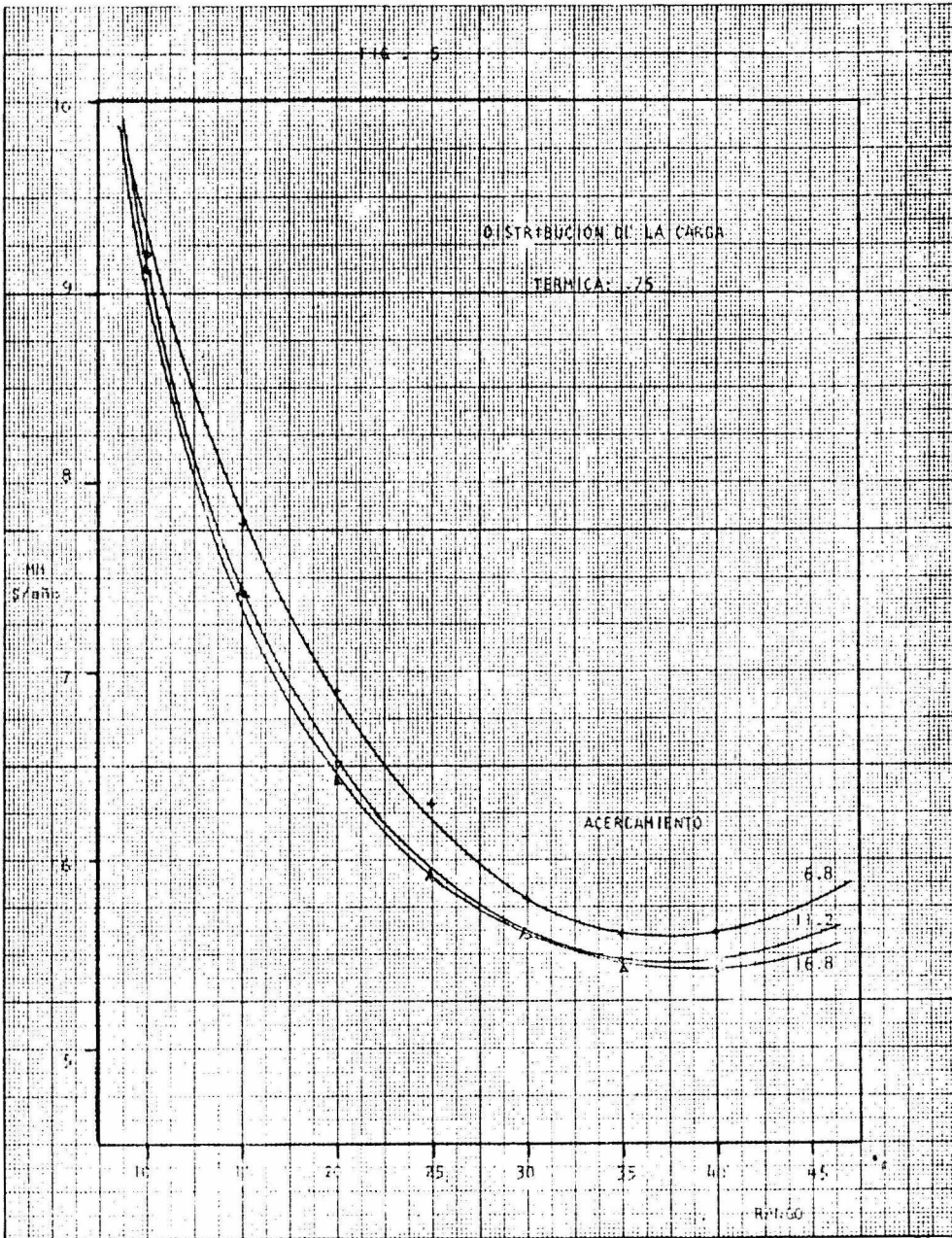
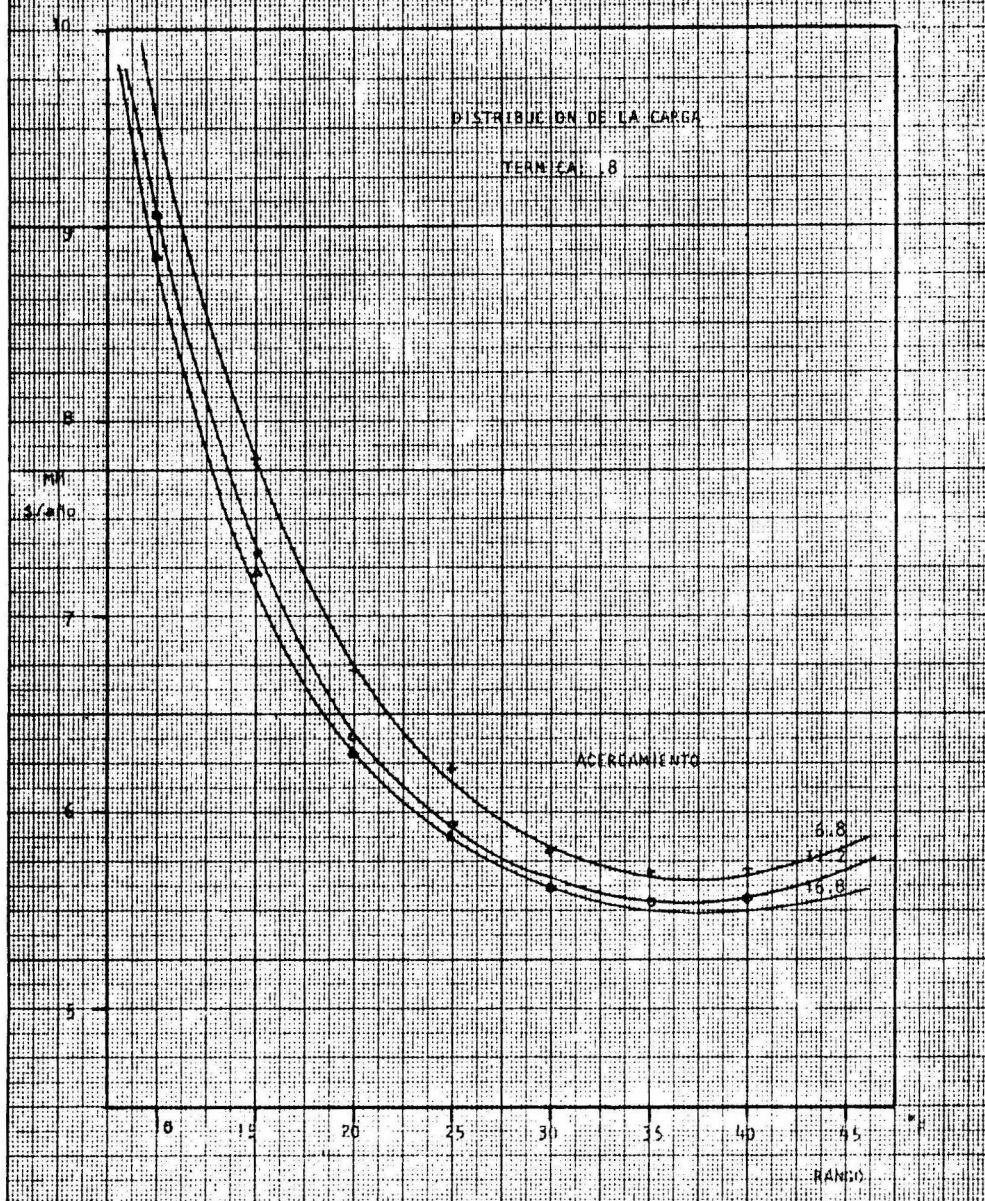


FIG. 2

DISTRIBUCION DE LA CARGA

TEMA CA. 18



T A B L A I

COSTOS TOTALES ANUALES DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO

BASES DE DISEÑO DE PROCESO

Temperatura de suministro del agua	85	°F
Temperatura de retorno del agua	120	°F
Presión de suministro del agua	56	PSIG
Presión de retorno	36	PSIG
Temperatura de bulbo húmedo (diseño)	73.8	°F
Rango	35	°F
Acercamiento	11.2	°F
Distribución de cargas	.65	

COSTOS FIJOS

Costo de Inversión

Cambiadores enfriados con aire	2.498,286
Cambiadores de haz y envolvente	8.780,579
Torre de enfriamiento	2.268,008
Bombas	1.030,807
Tubería	<u>332,588</u>

\$ 14.910,268

Costo de Depreciación

2.028,826

Costo de Mano de Obra

480,000

Costo de Mantenimiento

204,411

\$ 2.713,237

COSTOS DE OPERACION

Cambiadores enfriados con aire	120,594
Torre de enfriamiento	511,730
Bombeo	975,000
Agua de reposición	794,994
Tratamiento de agua	<u>107,084</u>

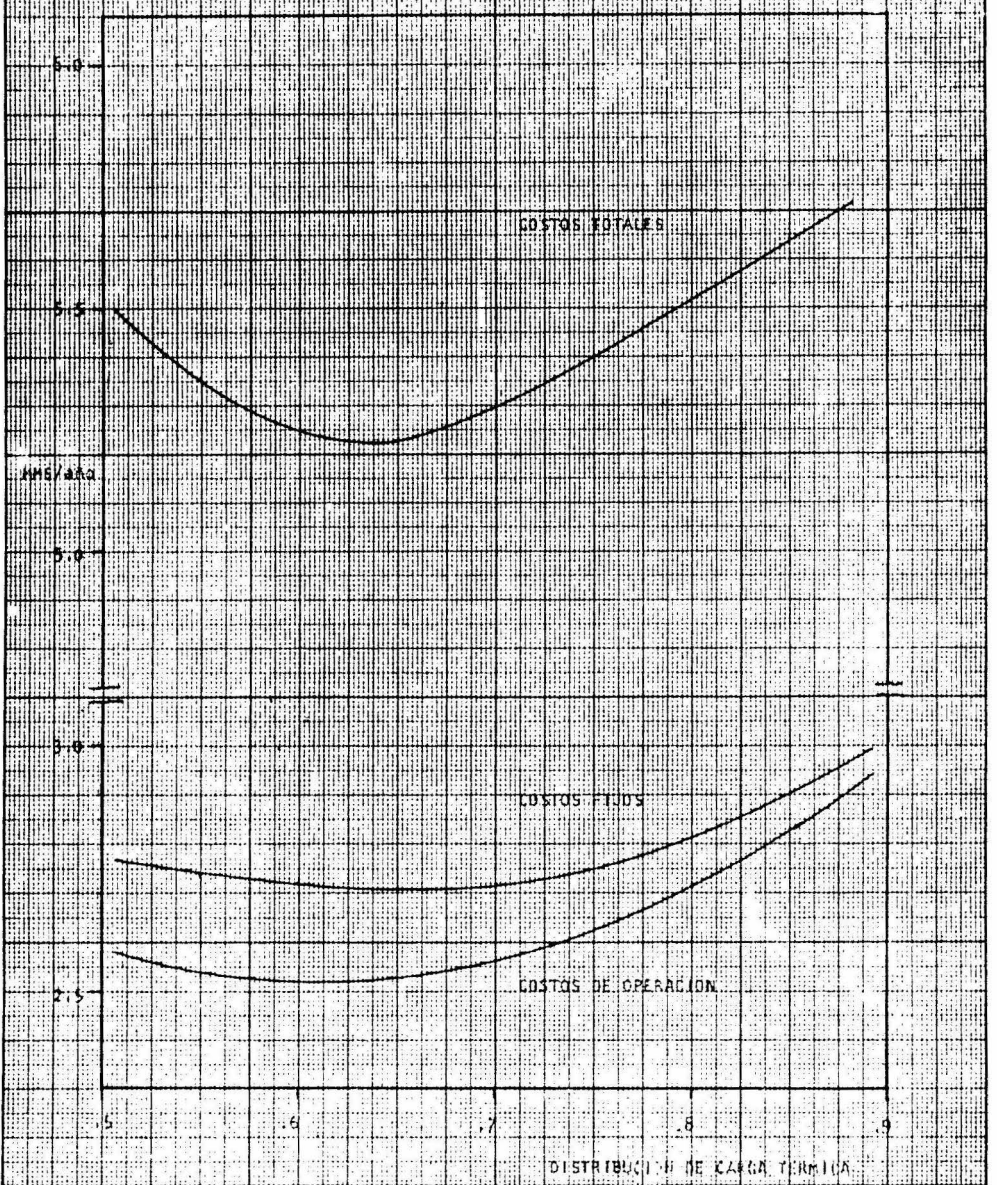
\$ 2.509,402

T O T A L

\$ 5.222,639



FIG. 7



LISEMO MÓDULO -A-

PLAN: MICRODESULFURACION DEST. INTER. LOCALIZACIÓN: SALINA CRUZ/JAACA/ PEXICO CANT: EC-004 NO. MÓDULOS: 1		CONTRATO NUM. HOJA 1 DE 9 REQUISICION 1 FECHA 12/IX/75 FECHA POR ECS APROBADA POR AFM			
CAMBIADORES ENFRIADORES POR AIRE (VER TABLA DE ESPECIFICACIONES)					
SERVICIO DE LA UNIDAD: ENFRIADOR DE FONDOS DEL FRACCIONADOR TALLER: 24. FT X 14. FT X 6 FILERAS POSICION: HORIZONTAL SUPERFICIE POR UNIDAD: FT**2: 51945.5 EXT. 2965.3 LISA SECCIONES POR UNIDAD: 1 SUPERFICIE POR SECCION: FT**2: 51945.5 EXT. 2965.3 LISA AJUSTE DE LAS SECCIONES: 15. X 1P.					
CONDICIONES DE OPERACION POR UNIDAD					
		LARGO DE LOS TUBOS		MEDIO DE ENFRIAMIENTO	
FONTO CIRCULAR		FONTO DEL FRACCIONADOR		AIRE	
CANTIDAD TOTAL		30665.0		SCFM 200643.6	
		ENTRADA	SALIDA	ENTRADA	SALIDA
LIGADO		30665.0	30665.0		
CONDUCTIVIDAD TERMICA		BTU/HR-FT2-F	BTU/HR-FT2-F		
CALOR ESPECIFICO		BTU/LB-F	BTU/LB-F		
VISCOSIDAD		CPS	CPS		
VENT.		BTU/HR-FT2-F	BTU/HR-FT2-F	858187.	858187.
CONDUCTIVIDAD TERMICA		BTU/HR-FT2-F	BTU/HR-FT2-F	.73000	.73200
CALOR ESPECIFICO		BTU/LB-F	BTU/LB-F	.24600	.24100
VISCOSIDAD		CPS	CPS	.39100	.39200
DENSIDAD		LB/FT3	LB/FT3	.07100	.07200
TEMPERATURA		F	F	100.00	165.79
VELOCIDAD		FT/SEC 10.0 MAX.	4.8 CALC.	(DE SUPERFICIE) FT/MIN 550.0	
CALOR DE FUSION		BTU/LB	8.50	8.50	
FACTOR DE TRANSFERENCIA		BTU/HR-FT2-F	2.5 CALC.	2.5	
CALOR LATENTACIONAL		BTU/HR	14244197.4	N.T.D. (CORREGIDA) F	
COEF. TOTAL DE TRANSFERENCIA		BTU/HR-FT2-F	LIMPIO	105.19	LISO
			SUCIO	61.79	LISO
				4.75	EXT.
				4.69	EXT.
NO. TUBOS = 472.4 EXT. = 1.000 IN. INT. = .902 IN. LONGITUD 24. FT. TIPO DE PITCH TRIANGULAR TIPO DE ALTA 2. NUMERO DE FILERAS = 6.0 DIAMETRO VENTILADOR 11 FT. ALTURA 1.000 NO. DE PASOS = 6 NO. DE VENT 2 X SECC. 2 X UNIDAD NO. DE PASOS/IN. 11.0 PITCH (IN.) = 2.100 POTENCIA (PHP) 2.5 X VENT 17.1 TOTAL					

1-14

DISEÑO MÓDULO -B-

PLANTA HIDRODESULFURADORA DEST. INTER.		CONTRATO NUM.		HOJA 1 DE 9	
LOCALIZACIÓN SALINA CRUZI JARACA, MEXICO		REQUISICION 1		FECHA 12/IX/75	
CLAVE EC-004		HECHA POR ECS		APROBADA POR AFM	
NO. DE UNIDADES 1					
CAMBIADORES DE CALOR (HOJA DE ESPECIFICACIONES)					
SERVICIO DE LA UNIDAD ENFRIADOR DE FONDOS DEL FRACCIONADOR		TIPO AES		POSICION HORIZONTAL	
TANQUE 49. IN X 192. IN		6500. FT**2		2	
SUPERFICIE POR UNIDAD		3254. FT**2		ARREGLO DE LAS ENVOLVENTES 2S. X 1P.	
CONDICIONES DE OPERACION POR UNIDAD					
		LADO DE LA ENVOLVENTE		LADO DE LOS TUBOS	
		FONDOS DEL FRACCIONADOR 308650.		AGUA DE ENFRIAMIENTO 219142.	
FLUJO CIRCULACION CAPACIDAD TOTAL		ENTRADA SALIDA		ENTRADA SALIDA	
LBS/HR					
LIVELLO		308650. 308650.		219142. 219142.	
DENSIDAD RELATIVA		.80427 .83254		1.00000 1.00000	
CONDUCTIVIDAD TERMICA		.06700 .07200		.35800 .36900	
CALOR ESPECIFICO		.24000 .44600		1.00000 1.00000	
VISCOSIDAD		.84000 3.92000		.76000 .59000	
DENSIDAD		50.20000 52.30000		62.12000 61.80800	
VAPOR					
DENSIDAD RELATIVA					
CONDUCTIVIDAD TERMICA					
CALOR ESPECIFICO					
VISCOSIDAD					
DENSIDAD					
TEMPERATURA		144.70 100.00		85.00 120.00	
VELOCIDAD		444. 10.00		CALC. 3.50	
CAPACIDAD PRESION		PERM. 1.000 CALC. 7.19		PERM. 10.00 CALC. 5.22	
FACTORES ASOCIAMIENTO		.00200		.00300	
CANTIDAD DE CALOR BTU/HR.		766993.		M.T.D. (CORREGIDA) F 20.67	
COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR BTU/HR-FT <sup>2</sup> -F		LIMPIC 83.108		SUCIC 56.711	
DIAM. TUBOS 1.315 IN.      DIAM. TUBOS 1.315 IN.      LONGITUD=16. FT.      TIPO DE PITCH CUADRADO DIAM. ENVOLVENTE=49.00 IN.      ESPACIAMIENTO ENTRE ENFRIADORES 9.00 IN.      FRACCION DE CORTE=.160 NUMERO DE PASOS 4      ESPACIAMIENTO ENTRE PASOS 1.00 IN.					

DISEÑO MÓDULO -B-

PLANTA: HIDROSULFURADORA CEST. INTER. LOCALIZACIÓN: SALINA CRUZ, OAXACA, MEXICO CLAVE: B-060 No. de planos: 1		CONTRATO N.º: 1 REQUISICION: 1 HECHA POR: ECS		HOJA: 2 DE 9 FECHA: 24/X/75 APROBADA POR: AFM	
CAMBIADORES DE CALOR (HOJA DE ESPECIFICACIONES)					
SERVICIO DE LA UNIDAD: ENFRIADOR DE GAS ACIDO TAMAÑO: 49. IN X 192. IN SUPERFICIE POR UNIDAD: 2470. FT**2 SUPERFICIE POR ENVOLVENTE: 1235. FT**2		TIPO: AES POSICION: HORIZONTAL ENVOLVENTE POR UNIDAD: 2 ARREGLO DE LAS ENVOLVENTES: 25. X 1P.			
CONDICIONES DE OPERACION POR UNIDAD					
		LADO DE LA ENVOLVENTE		LADO DE LOS TUBOS	
FLUIDO CIRCULADO CANTIDAD TOTAL	LB/HR	GAS ACIDO 76370. ENTRADA                  SALIDA		AGUA DE ENFRIAMIENTO 32403. ENTRADA                  SALIDA	
LIQUIDO DENSIDAD RELATIVA CONDUCTIVIDAD TERMICA CALOR ESPECIFICO VISCOSIDAD DENSIDAD	LB/HR BTU/HR-FT <sup>2</sup> -F BTU/LB-F CPS LB/FT <sup>3</sup>			32403. 1.000 .3580 1.000 .760 62.12000	32403. 1.000 .3690 1.000 .590 61.60800
VAPORES DENSIDAD RELATIVA CONDUCTIVIDAD TERMICA CALOR ESPECIFICO VISCOSIDAD DENSIDAD	LB/HR BTU/HR-FT <sup>2</sup> -F BTU/LB-F CPS LB/FT <sup>3</sup>	76370. .05612 .029 .490 .011 3.50000	76370. .05131 .028 .500 .040 3.20000		
TEMPERATURA VELOCIDAD CALOR DE FUSION FACTOR DE ENFRIAMIENTO	F FT/SEC PSI HR-F-FT <sup>2</sup> /BTU	130.00 MAX. 10.00 PERM. 5.00 .00100	100.00 CALC. 5.13	65.00 CALC. 7.20 PERM. 10.00 .00300	120.00 CALC. 5.22
VALOR INTERCAMBIADO: BTU/HR. 1134094. COEF. TOTAL DE TRANSF. DE CALOR: BTU/HR-FT <sup>2</sup> -F		LIMPIO 46.656		M.T.D. (CORREGIDA) F 11.89 SUCT. 39.318	
HOJA: TUBOS 1044.      D. EXT. = .750 IN      D. INT. = .680 IN.      LONGITUD = 16. FT.      TIPO DE PITCH      CUADRADO					
DIAM. DE ENVOLVENTE = 49.00 IN.      ESPACIA. 1 TO 2 ENTRE VAPORASE = 9.80 IN.      FRACCION DE CORTE = .160					
NUMERO DE PASOS =      ESPACIAMIENTO ENTRE TUBOS = 1.00 IN.					



DISEÑO MODULO -B-

PLANTA REFORMADORA DE NAFTAS		CONTRATO NUM.	HOJA 3 DE 9
LOCALIZACION: SALINA CRUZQUARACA, MEXICO		REQUISICION 1	FECHA 24/X/75
CLAVE BC-007		HECHA POR ECS	APROBADA POR AFM
NUM. UNIDADES 1			
CAMBIADORES DE CALOR (HOJA DE ESPECIFICACIONES)			
SERVICIO DE LA UNIDAD ENFRIADOR DE FONDOS DE LA ESTABILIZADORA		POSICION HORIZONTAL	
TAMANO 37. IN X 192. IN	TIPO AES		
SUPERFICIE POR UNIDAD 3590. FT**2	ENVOLVENTE POR UNIDAD 2		
SUPERFICIE POR ENVOLVENTE 1790. FT**2	ARREGLO DE LAS ENVOLVENTES 25. X 1P.		
CONDICIONES DE OPERACION POR UNIDAD			
		LAGO DE LA ENVOLVENTE	LAGO DE LOS TUBOS
FLUIDO CIRCULADO		HIDROCARBUROS	AGUA DE ENFRIAMIENTO
CANTIDAD TOTAL	LB/HR	473000.	169343.
		ENTRADA SALIDA	ENTRADA SALIDA
VELOCIDAD	FT/HR	470000.	169343.
CONDUCTIVIDAD RELATIVA		.065415	1.00000
CONDUCTIVIDAD TERMICA	BTU/HR-FI2-F	.068900	.35900
GRUPO ESPECIFICACION	BTC/LB-F	.448000	1.00000
VELOCIDAD	FT/SEC	.520000	.76000
GRUPO ESPECIFICACION	LL/FTS	40.00000	62.12000
VELOCIDAD	LL/HR		61.80000
CONDUCTIVIDAD RELATIVA			
CONDUCTIVIDAD TERMICA	BTU/HR-FI2-F		
GRUPO ESPECIFICACION	BTC/LB-F		
VELOCIDAD	FT/SEC		
GRUPO ESPECIFICACION	LL/FTS		
TEMPERATURA	F	140.00	110.00
VELOCIDAD	FT/SEC	.72. 10.00	
GRUPO ESPECIFICACION	POS	FEAN. 10.00	CALC. 7.16
GRUPO ESPECIFICACION	HT-F-FI2/STC	.00150	
GRUPO ESPECIFICACION	TC/MS	666700.	M.T.C. (COMPRESION) F 21.75
GRUPO ESPECIFICACION	HT/HR-FI2-F	LIMFIC 139.474	SLCIC 65.691
GRUPO ESPECIFICACION	GRUPO ESPECIFICACION		
GRUPO ESPECIFICACION	GRUPO ESPECIFICACION		
GRUPO ESPECIFICACION	GRUPO ESPECIFICACION		
GRUPO ESPECIFICACION	GRUPO ESPECIFICACION		
GRUPO ESPECIFICACION	GRUPO ESPECIFICACION		
GRUPO ESPECIFICACION	GRUPO ESPECIFICACION		
GRUPO ESPECIFICACION	GRUPO ESPECIFICACION		
GRUPO ESPECIFICACION	GRUPO ESPECIFICACION		
GRUPO ESPECIFICACION	GRUPO ESPECIFICACION		
GRUPO ESPECIFICACION	GRUPO ESPECIFICACION		



DISEÑO MÓDULO -B-

PLANTA REFORMA DE NAFTAS		CONTRATO NUM.		HOJA 4 DE 9	
LOCALIZACIÓN SALINA CRUZOXALCA, MEXICO		REQUISICION		FECHA 24/X/75	
CLAVE BC-009		HECHA POR ECS		APROBADA POR AFM	
NUM. UNIDADES 1					
CAMBIADORES DE CALOR (HOJA DE ESPECIFICACIONES)					
SERVICIO DE LA UNIDAD INTERREFRIADOR COMPRESOR DE HIDROGENO		TIPO AES		POSICION HORIZONTAL	
TAMANO 46. IN X 152. IN		4628. FT**2		ENVOLVENTE POR UNIDAD 2	
SUPERFICIE POR UNIDAD		2314. FT**2		ARREGLO DE LAS ENVOLVENTES 25. X 1P.	
CONDICIONES DE OPERACION POR UNIDAD					
		LAGO DE LA ENVOLVENTE		LAGO DE LOS TUBOS	
FLUIDO CIRCULADO		H2O + H2 - HIDROCARBUROS		AGUA DE ENFRIAMIENTO	
CANTIDAD TOTAL LB/HR		110650.		110228.	
		ENTRADA SALIDA		ENTRADA SALIDA	
LIGUIDO				110228.	
DENSIDAD RELATIVA				1.000	
CONDUCTIVIDAD TERMICA STU/HR-FT F				.3580	
CALOR ESPECIFICO STU/LB-F				1.000	
VISCOSIDAD CPS				.760	
DENSIDAD LB/FT3				62.12000	
VAPOR		110650.		110228.	
DENSIDAD RELATIVA		.49703		.583e1	
CONDUCTIVIDAD TERMICA STU/HR-FT F		.069		.073	
CALOR ESPECIFICO STU/LB-F		1.024		1.030	
VISCOSIDAD CPS		.230		1.000	
DENSIDAD LB/FT3		31.00000		26.48000	
TEMPERATURA F		132.95		85.00	
VELOCIDAD FT/SEC		144.1000		CALC. 3.94	
CAIDA DE PRESION PSI		PERF. 5.00		CALC. 2.13	
FRACC. ENVOLVENTE		.00150		CALC. 3.62	
				.00300	
COEF. INTERCAMBIO STU/HR.		1357495.		M.T.D. (CORREGIDA) F 13.83	
COEF. INT. DE TRANSFER. CALOR STU/HR-FT2-F		LIMFIC		F1.454	
				SUCIC 59.e0e	
NUM. TUBOS 760.      CREAT. 750 IN      DI. TUB. VAPOR IN.      LONGITUD 16. FT.      TIPO DE PITCH      CUADRAO DIA. DE ENVOLVENTE NENTON.      ESPACIAMIENTO 1 T.      ALA 5.40 IN.      FRACCION DE CORTE = .160 NUMER. DE PASOS 4      ESPACIAMIENTO ENTRE TUBOS 1.00 IN.					

DISEÑO ACCURSO -A-

PLANTA: TRATAMIENTO DE GAS Y GASOLINA LOCALIDAD: SALINA CRUCEGRANADA, TEXICO CLAVE: BL-711 META: UNIDADES		CONTRATO NUM. REQUISICION FECHA POR ECS APROBADA POR AFM		HOJA 5 DE 9 FECHA 24/XX/75	
CAPITALES ENFRÍANDES POR AIRE (VER EL ESPECIFICACIONES)					
SERVICIO DE LA UNIDAD: ENFRÍANDE DE SOLUCIÓN DE DEA TIPO DE FILA: 16. FT X 6. FILERAS POSICION: HORIZONTAL SUPERFICIE POR UNIDAD: F1*2 131694.2 EXT 7583.4 LISA SECCIONES POR UNIDAD 3 SUPERFICIE POR SECCION: F1*2 43675.1 EXT 2503.5 LISA APLICLO DE LAS SECCIONES 15. X 3P.					
CONDICIONES DE OPERACION POR UNIDAD					
		LARGO DE LOS TUBOS		MEDIO DE ENFRÍANDE	
PUNTO CIRCUNDA UNIDADES TOTAL	LB5/HR	SOLUCION DE DEA 600000.0 ENTRADA SALIDA		SCFM AIRE 521748.7 ENTRADA SALIDA	
TIPO DE DENSIDAD CONDUCTIVIDAD TERMICA CALOR ESPECIFICO VISCOSIDAD	LB/HR LB/FT3 BTU/HR-F12-F BTU/LB-F CFS	600000. 600000. 62.10100 .34000 .94200 .35000	600000. 600000. 63.01000 .31000 .93000 1.00000		
VAPOR CONDUCTIVIDAD TERMICA CALOR ESPECIFICO VISCOSIDAD DENSIDAD	LB/HR BTU/HR-F12-F BTU/LB-F CFS LB/FT3			2238702. .73000 .24000 .39100 .07100	2238702. .73200 .24100 .39200 .07200
TEMPERATURA	F	210.00	145.00	100.00	173.27
VELOCIDAD CLASE DE PRESION ANSI FACTOR DE ENFRÍANDE	FT/SEC 10.0 MAX. 3.05 1.1 1.1 1.1	1.4 CALG. 1.4 CALG. .0010	(DE SUPERFICIE) FT/MT IN LB H2O	550.0 .5685	
CALOR INTERCAMBIADO	BTU/HR	41371159.0	K.T.D. (CORRECCION) F	36.87	
COEF. TOTAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR	BTU/HR-F12-F	LISA 150.82	LISA 143.55	LISA 8.65 EXT. 8.52 EXT.	
DATA: TUBOS = 1197.7 EXT. = 1000 FT. DIAM. = 1.98 IN. LONGITUD = 24. FT. TIPO DE FITCH TRIANGULAR TIPO DE ACABA. = 2. HOPERS DE FILERAS = 16. DIAMETRO VENTILADOR = 9 FT. ALTURA = 1000. TIPO DE TUBOS = B. NUM. DE VENT. = 3 X SECC. 9 A UNIDAD COEF. MULTIPLO = 11.0 FITCH (11) = 2.107 POTENCIA (HP) 14.6 X VENT. 133.6 TOTAL					

DISEÑO MODULO -B-

PLANTA TRATAMIENTO DE GAS Y GASOLINA LOCALIZACION SALINA CRUZ, JALISCO, MEXICO CLAVE BU-110 NUM. UNIDADES 1		CONTRATO NUM. REQUISICION: HECHA POR ECS		HOJA 5 DE 9 FECHA 24/X/75 APROBADA POR AFM	
CALIFORNADORES DE CALOR (HOJA DE ESPECIFICACIONES)					
SERVICIO DE LA UNIDAD TAMAÑO 40" IN X 142" IN SUPERFICIE POR UNIDAD SUPERFICIE POR ENVOLVENTE		INTERCAMBIADOR DE SOLUCION DE DEA TIPO AES 5011. FT**2 2400. FT**2		POSICION HORIZONTAL ENVOLVENTE POR UNIDAD 2 ARREGLO DE LAS ENVOLVENTES 25. X 1P.	
CONDICIONES DE OPERACION POR UNIDAD					
		LADO DE LA ENVOLVENTE		LADO DE LOS TUPOS	
		SOLUCION DE DEA 620000.		AGUA DE ENFRIAMIENTO 636480.	
FLUIDO CIRCULADO CANTIDAD TOTAL		ENTRADA SALIDA		ENTRADA SALIDA	
LIQUIDO DENSIDAD RELATIVA CONDUCTIVIDAD TERMICA CALOR ESPECIFICO VISCOSIDAD DENSIDAD		620000. .99527 .34000 .94200 .35000 62.10000		680000. 1.01988 .31000 .93000 1.50000 63.61000	
VAPOR DENSIDAD RELATIVA CONDUCTIVIDAD TERMICA CALOR ESPECIFICO VISCOSIDAD DENSIDAD		620000. .99527 .34000 .94200 .35000 62.10000		680000. 1.01988 .31000 .93000 1.50000 63.61000	
TEMPERATURA VELOCIDAD CALOR DE FUSION FACTOR DE CORRECCION		145.00 110.00 10.00 5.00 2.92 .00100		85.00 120.00 6.30 10.00 3.01 .00300	
C.A.P. INTERCAMBIADOR COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR		270000. 255.000		M.T.D. (CORREGIDA) * F SUCIC 29.46 135.945	
NO. TUBOS= 900. DIAMETRO= .750 IN. LONGITUD= 16.00 IN. LONGITUD= 16. FT. TIPO DE PITCH CUADRADO					
CANTIDAD ENVOLVENTES= 2000. ESPACIAMIENTO ENTRE VAPORAS= 23.00 IN. FRACCION DE CORTE= .250					
NUMERO DE PASOS= 2 ESPACIAMIENTO ENTRE TUBOS= 1.00 IN.					

DISEÑO MÓDULO -B-

PLANTEL: TRATAMIENTO DE GAS Y GASOLINA LOCALIZACIÓN: SALINA CRUZCORRAACA MEXICO CANTIDAD: B=011 NO. DE UNIDADES: 1		CONTRATO NUM. REGISTRO NUM. FECHA POR ECS		HOJA 6 DE 9 FECHA 24/XX/75 APROBADA POR AFM	
CAMBIACIONES DE CALOR (HOJA DE ESPECIFICACIONES)					
SERVICIO DE LA UNIDAD INTERFERENCIA DE SOLVENTE TIPO AES		POSICION: HORIZONTAL ENVOLVENTE POR UNIDAD: 2 ARREGLO DE LAS ENVOLVENTES: 2S. X 1P.			
SUPERFICIE POR UNIDAD: 506. FT**2 SUPERFICIE POR ENVOLVENTE: 253. FT**2					
CONDICIONES DE OPERACION POR UNIDAD					
		LADO DE LA ENVOLVENTE		LADO DE LOS TUBOS	
PUNTO CIRCULAR CANTIDAD TOTAL		SOLUCION DE DERA AL 20 % 110200.		AGUA DE ENFRIAMIENTO 72378.	
	LB/HR	ENTRADA	SALIDA	ENTRADA	SALIDA
VALOR CANTIDAD RELATIVA COLECTIVIDAD TERNICA CANTD ESPECIFICO VISCOSIDAD DENSIDAD	LB/HR STC/HR=FT2=F STC/LB=F CFS LB/FT3	110200. .01400 .09200 .00300 .01200 39.30000	110200. .06699 .09500 .00000 .33000 41.00000	72378. 1.00000 .36800 1.00000 .76000 62.12000	72378. 1.00000 .36900 1.00000 .59000 61.80000
VALOR CANTIDAD RELATIVA COLECTIVIDAD TERNICA CANTD ESPECIFICO VISCOSIDAD DENSIDAD	LB/HR STC/HR=FT2=F STC/LB=F CFS LB/FT3				
T. DE PITCH REDUCCION CANTD DE PITCHES FACTO DE CORRECCION	F FT/SEC FEA F=F=FT2/STC	181.00 144.1000 FE=1.1000 .00100	120.00 CALC. 7.68	FE=00 CALC. 6.02 PERW. 10.00 .00300	120.00 CALC. 8.00
VALOR CIRCULAR CANTIDAD DE UNIDADES		STC/HR STC/HR=FT2=F	253224. LIMPIC	167.540	M.T.D. (CORREGIDA) F 50.00 SUCIC 130.314
ANCHO TUBOS 60. ESPACIO ENTRE TUBOS=750 IN. DIAM. TUBOS=680 IN. LONGITUD=16. FT. TIPO DE PITCH CUADRANG					
DIAMETRO ENVOLVENTE=4500 IN. ESPACIAMIENTO ENTRE MANPAPAS= 8.00 IN. FRACCION DE CORTE= .250					
ANCHO DE PASO= ESPACIAMIENTO ENTRE TUBOS=1.00 IN.					

DISENO MODULO -B-

PLANTA HIDROSULFURACION DE NAFTAS		CONTRATO NUM.		HOJA A DE 9	
LOCALIZACION SALINA CRUZ/JAXACA, MEXICO		REQUISICION		FECHA 24/X/75	
CLAVE BC-014		HECHA POR ECS		APROBADA POR AFM	
NUM. UNIDADES 1					
CAMBIADORES DE CALOR (HOJA DE ESPECIFICACIONES)					
SERVICIO DE LA UNIDAD		ENFRIADOR DEL LIQUIDO		POSICION HORIZONTAL	
TAMANO 25. IN X 192. IN		TIPO AES			
SUPERFICIE POR UNIDAD 1284. FT**2		ENVOLVENTE POR UNIDAD 2			
SUPERFICIE POR ENVOLVENTE 642. FT**2		ARREGLO DE LAS ENVOLVENTES 25. X 1P.			
CONDICIONES DE OPERACION POR UNIDAD					
		LADO DE LA ENVOLVENTE		LADO DE LOS TUBOS	
		HIDROCARBUROS 115000.		AGUA DE ENFRIAMIENTO 185782.	
FLUIDO CIRCULANTE		ENTRADA SALIDA		ENTRADA SALIDA	
CANTIDAD TOTAL LB/HR					
LIQUIDO		115000. 115000.		185782. 185782.	
DENSIDAD RELATIVA		.61726 .61568		1.00000 1.00000	
CONDUCTIVIDAD TERMICA BTU/HR-FT <sup>2</sup> -F		.08400 .08300		.35800 .36900	
CALOR ESPECIFICO BTU/LB-F		.53600 .54100		1.00000 1.00000	
VISCOSIDAD CPS		.17600 .15000		.76000 .59000	
DENSIDAD LB/FT <sup>3</sup>		78.50000 36.40000		62.12000 61.80800	
VAPOR					
DENSIDAD RELATIVA					
CONDUCTIVIDAD TERMICA BTU/HR-FT <sup>2</sup> -F					
CALOR ESPECIFICO BTU/LB-F					
VISCOSIDAD CPS					
DENSIDAD LB/FT <sup>3</sup>					
TEMPERATURA F		215.00 110.00		85.00 120.00	
VELOCIDAD FT/SEC		MAX. 10.00		CALC. 6.95	
CAIDA DE PRESION PSI		PERM. 10.00 CALC. 9.27		PERM. 10.00 CALC. 9.63	
FACTOR ENSUCIAMIENTO		.00200		.00300	
CALOR INTERCAMBIADO BTU/HR.		6502367.		M.T.D. (CORREGIDA) F 48.71	
COEF. TOTAL DE TRANSF. DE CALOR BTU/HR-FT <sup>2</sup> -F		LIMFIC 209.960		SUCIC 102.430	
NOM. TUBOSE 206.      D. EXT. = .750 IN      D. INT. = .680 IN.      LONGITUD = 16. FT.      TIPO DE PITCH CUADRADO DIAM. ENVOLVENTE 25.00 IN.      ESPACIAMIENTO ENTRE RAFFAS = 5.75 IN.      FRACCION DE CORTE = .160 NUMERO DE PASOS 2      ESPACIAMIENTO ENTRE TUBOS = 1.00 IN.					

LISENO MÓDULO -A-

PLANTA: HICRODESULFURADORA DE NAFTAS		CONTRATO NUM.:		HOJA 9 DE 9	
LOCALIZACIÓN: SALINA CRUZ TAMAZACA, MEXICO		REQUISICION:		FECHA 24/X/75	
CLAVE: BC-310		HECHA POR: ECS		APROBADA POR: AFM	
NOM. UNIDADES: 1					
CAMBIADORES ENFRIADOS POR AIRE (HOJA DE ESPECIFICACIONES)					
SERVICIO DE LA UNIDAD: ENFRIADOR DEL EFLENTE DEL REACTOR					
TAMAÑO: 24. FT X 9. FT X 6. HILERAS		POSICION: HORIZONTAL			
SUPERFICIE POR UNIDAD: FT**2 33187.4 EXT 1896.4 LISA		SECCIONES POR UNIDAD: 1			
SUPERFICIE POR SECCION: FT**2 33187.4 EXT 1896.4 LISA		AFREGLO DE LAS SECCIONES: 15. X 1P.			
CONDICIONES DE OPERACION POR UNIDAD					
		LABO DE LOS TUROS		MEDIO DE ENFRIAMIENTO	
		HICROCARBONOS		AIRE	
		273000.0		129487.4	
FLUIDO CIRCULAJE				SCFM	
CANTIDAD TOTAL		ENTRADA SALIDA		ENTRADA SALIDA	
LIGUIDO					
CANTIDAD		273000. 273000.			
DENSIDAD		29.60000 36.50000			
CONDUCTIVIDAD TERMICA		BTU/HR-FT2-F .06900 .07300			
CALOR ESPECIFICO		BTU/LB-F .70000 .56700			
VISCOSIDAD		CPS .06700 .14000			
VAPOR					
CANTIDAD				555501. 555501.	
DENSIDAD				.73000 .73200	
CONDUCTIVIDAD TERMICA				.24000 .24100	
CALOR ESPECIFICO				.39100 .39200	
VISCOSIDAD				.07100 .07200	
DENSIDAD					
TEMPERATURA		F 303.00 196.00		100.00 228.35	
VELOCIDAD		FT/SEC 10.0 MAX. 5.1 CALC.		(DE SUPERFICIE) FT/MIN 550.0	
CALOR DE PRESION		PSI 0.50 PER. 1.9 CALC.		IN DE F20 .5685	
FACTO. DE ENSUCIAMIENTO		HR-F-FT2/GTU .00200			
CALOR INTERCAMBIADO		BTU/HR 17986331.7		%T.D. (CORREGIDA) F 77.64	
COEF. TOTAL DE TRANSF. DE CALOR		BTU/HR-FT2-F			
		LIMPIO 175.04 LISO 7.12 EXT.			
		SUCIO 118.58 LISO 6.98 EXT.			
NOM. TUBOS = 331.0 DIAMETRO = 1.000 IN. CANTIDAD = .902 IN. LONGITUD = 24. FT. TIPO DE FITCH TRIANGULAR TIPO DE ALETA 2. NUMERO DE HILERAS = 6.0 DIAMETRO VENTILADOR 7 FT. ALTURA 1.000 NUMERO DE PASOS = 3 ROLLO DE VENT 3 X SECC. 3 X UNIDAD NOM. ALETAS/IN. 11.0 PITCH (IN.) = 2.100 POTENCIA (BHP) 3.7 X VENT 11.1 TOTAL					



PLANTA: HIDRODESULFURACION DE NAFTAS LOCALIZACION: SALINA CRUZIJAJACA, MEXICO CLAVE: BU-10 HOJA: 01/003		CONTRATO NUM. REGISTRO HECHA POR: ECS		HOJA 9 DE 9 FECHA 24/X/75 APROBADA POR AFM	
CAMBIADORES DE CALOR (HOJA DE ESPECIFICACIONES)					
SERVICIO DE LA UNIDAD TRAMA: 25. IN X 19.2. IN. SUPERFICIE POR UNIDAD SUPERFICIE POR ENVOLVENTE		ENFRIADOR DEL EFLENTE DEL REACTOR TIPO: AES 1400. FT**2 700. FT**2		POSICION: HORIZONTAL ENVOLVENTE POR UNIDAD: 2 APREGLO DE LAS ENVOLVENTES: 25. X 1P.	
CONDICIONES DE OPERACION POR UNIDAD					
		LADO DE LA ENVOLVENTE		LADO DE LOS TUBOS	
FLUIDO CIRCULANDO VENTILACION TOTAL		HIDROCARBUROS 273000.		AGUA DE ENFRIAMIENTO 276713.	
LBS/HR		ENTRADA      SALIDA		ENTRADA      SALIDA	
DENSIDAD DENSIDAD RELATIVA CONDUCTIVIDAD TERMICA CALOR ESPECIFICO VISCOSAL DENSIDAD		273000. .7459 .06900 .70000 .06700 29.00000		273000. .58522 .07300 .56700 .14000 36.50000	
VAPOR DENSIDAD RELATIVA CONDUCTIVIDAD TERMICA CALOR ESPECIFICO VISCOSAL DENSIDAD		LBS/HR BTU/HR-FT2-F BTU/LB-F CPS LB/FT3		276713. 1.00000 .35800 1.00000 .76000 62.12000	
TEMPERATURA VISCOSAL CALOR ESPECIFICO FACTOR DE CORRECCION		F FT/SEC PSI HPP-F-FT2/3TU		85.00 CALC. 10.02 FERM. 10.00 .00300	
196.00 MAX. 10.00 FERM. 10.00		140.00 CALC. 7.85 .00200		120.00 CALC. 6.85	
DIFER. INTERCAMBIADOR DIFER. CALOR DE TR. SP. DE CALOR		BTU/HR.      500494. BTU/HR-FT2-F		M.T.D. (CORREGIDA) F 63.26 SUCIO      109.725	
NO. TUBOS: 250      LARGO: 17.0 IN.      DIAM. TUBOS: 1.0 IN.      LONGITUD: 16. FT.      TIPO DE PITCH: CUADRADO					
DIAM. ENVOLVENTE: 25.00 IN.      ESPACIAMIENTO ENTRE MANIFAJAS: 12.50 IN.      FRACCION DE CORTE: .250					
DIAM. LOS TUBOS:      ESPACIAMIENTO ENTRE TUBOS: 1.00 IN.					



## CONCLUSIONES

El presente estudio se desarrolló conforme a los objetivos fijados inicialmente, habiéndose logrado los siguientes alcances:

- El desarrollo de una metodología confiable para el establecimiento de sistemas de enfriamiento similares al propuesto.
- El diseñar en forma rigurosa los equipos para el enfriamiento de corrientes de proceso de uso más frecuente en la industria de Refinación y Petroquímica, como son los cambiadores enfriados con aire, los cambiadores de haz y envolvente y las torres de enfriamiento.
- El involucrar estos equipos en forma conjunta en un sistema de enfriamiento y encontrar las condiciones óptimas del mismo, en el que se puedan enfriar un número "n" de corrientes de proceso con el mínimo de costos totales anuales.

Efectuar este estudio de manera manual resultaba materialmente imposible debido a la complejidad del problema y a la gran cantidad de cálculos involucrados para el diseño

de estos equipos, de aquí el motivo de desarrollar un programa de computación con el fin de realizar estos objetivos.

Con este estudio se pretende aportar un desarrollo en este tipo de sistemas dentro de las necesidades actuales -- trayendo como consecuencia ahorros considerables en la -- operación de las plantas de Refinación y Petroquímica.

A P E N D I C E

A

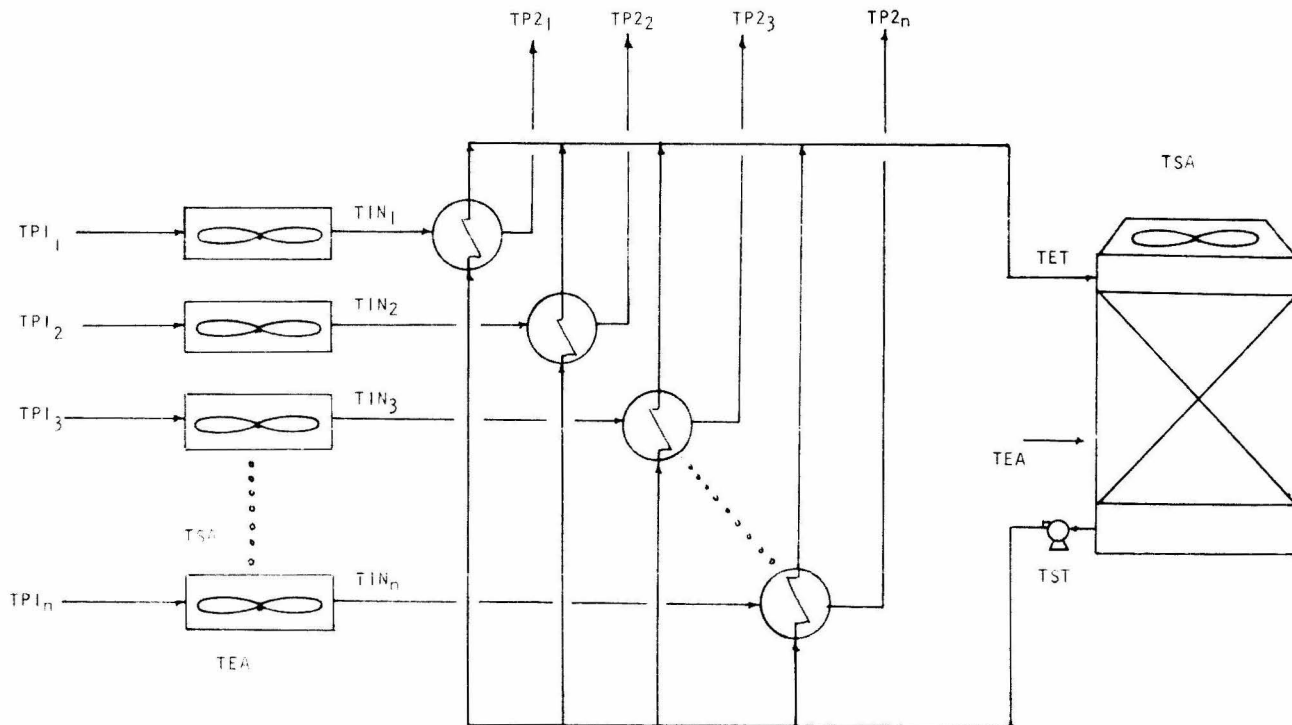


FIG. 1.1 DIAGRAMA DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO  
PROPUESTO .

FACULTAD DE QUIMICA	UNAM
TESIS PROFESIONAL	
Enrique Castro S.	1975

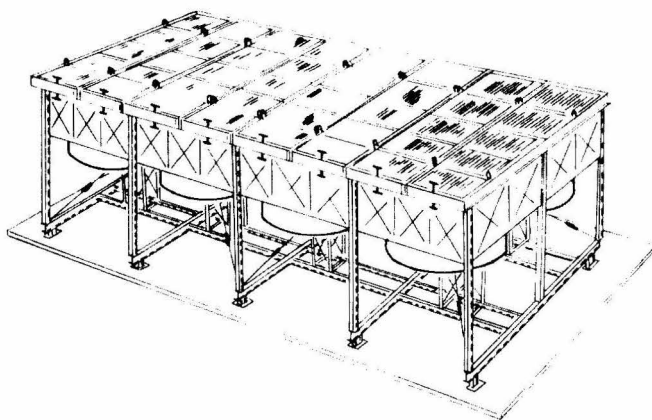


FIG. 2. 1 CAMBIADORES ENFRIADOS CON AIRE DE TIRO FORZADO

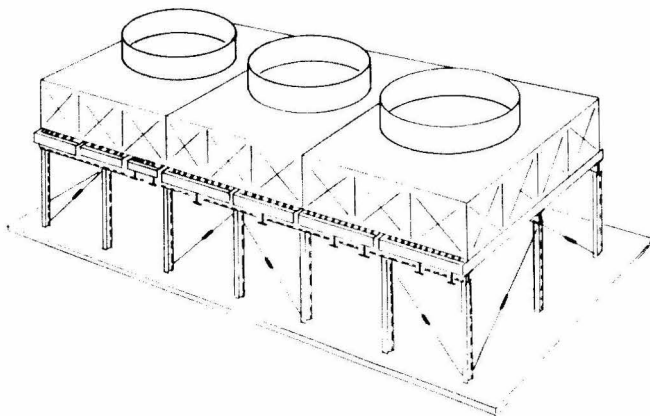


FIG. 2. 2 CAMBIADORES ENFRIADOS CON AIRE DE TIRO INDUCIDO

FACULTAD DE QUIMICA	UNAM
TESIS PROFESIONAL	
Enrique SANCHEZ S.	1975

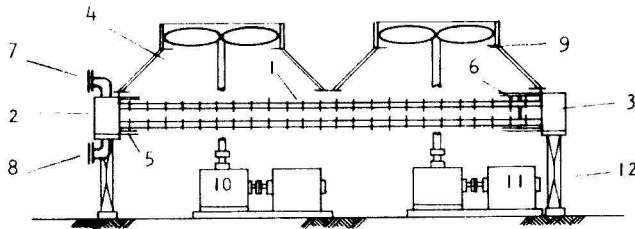


FIG. 2. 2 CAMBIADORES ENFRIADOS CON AIRE DE TIRO INDUCIDO

- |   |                        |    |                         |
|---|------------------------|----|-------------------------|
| 1 | TUBOS ALETADOS         | 7  | ENTRADA FLUIDO CALIENTE |
| 2 | CABEZAL FIJO           | 8  | SALIDA FLUIDO FRIO      |
| 3 | CABEZAL FLOTANTE       | 9  | VENTURI                 |
| 4 | CAMARA DEL AIRE        | 10 | INDICADOR DE VELOCIDAD  |
| 5 | SOPORTE DE LOS TUBOS   | 11 | MOTOR                   |
| 6 | SOPORTE DE LOS CANALES | 12 | SOPORTE                 |

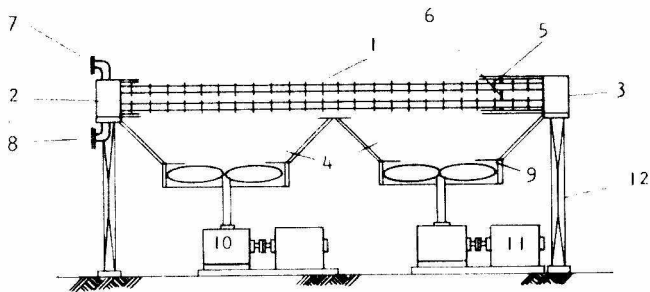


FIG. 2. 1 CAMBIADORES ENFRIADOS CON AIRE DE TIRO FORZADO

FACULTAD DE QUIMICA	UNAM
TESIS PROFESIONAL	
Enrique Castro S.	1975



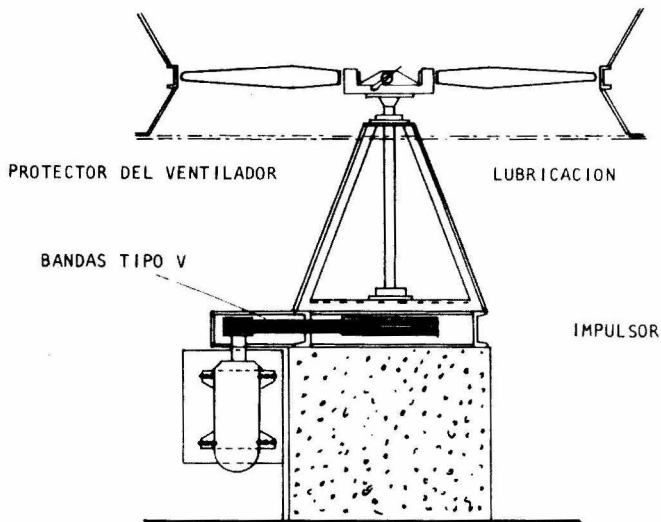
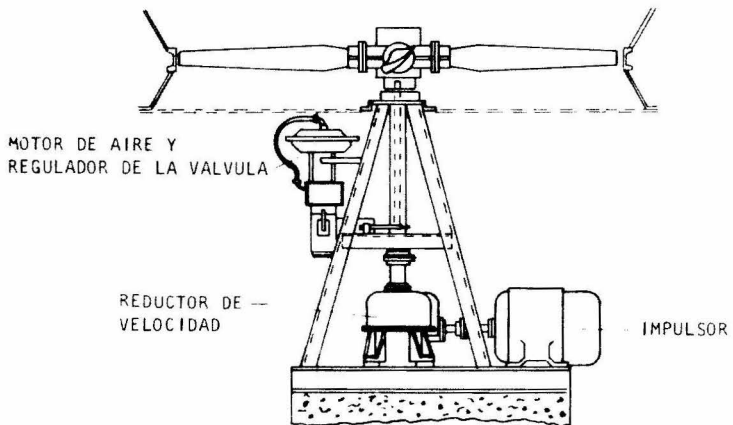
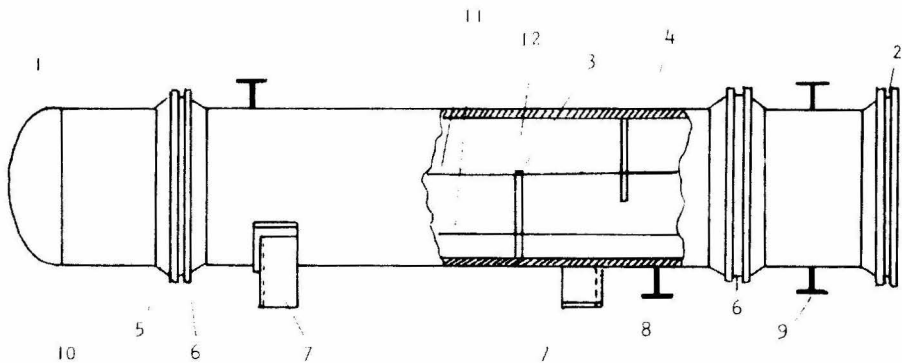


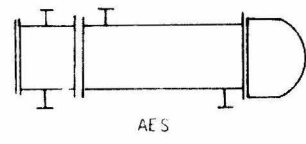
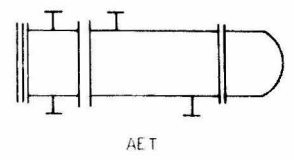
FIG. 2.3 ENSAMBLE DEL VENTILADOR E IMPULSOR CON BANDAS EN " V " .

FIG. 2.4 ENSAMBLE DEL IMPULSOR Y CAJA REDUCTORA DE UN VENTILADOR AXIAL CON ANGULO VARIABLE .





- 1 TAPA DE LA CORAZA
- 2 TAPA DEL CANAL
- 3 MAMPARAS TRANSVERSALES
- 4 CORAZA
- 5 BRIDA DE LA TAPA DE LA CORAZA
- 6 ESPEJO
- 7 SILLETAS
- 8 BOQUILLAS DE LA ENVOLVENTE
- 9 BOQUILLA DEL CANAL
- 10 ESPEJO FLOTANTE
- 11 ESPACIADORES
- 12 HAZ DE TUBOS



ARREGLO EN SERIE

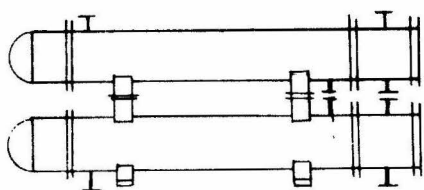


FIG. 3.1 CAMBIADORES DE HAZ Y ENVOLVENTE

FACULTAD DE QUIMICA	UNAM
TESIS PROFESIONAL	
Enrique Castro S.	1975

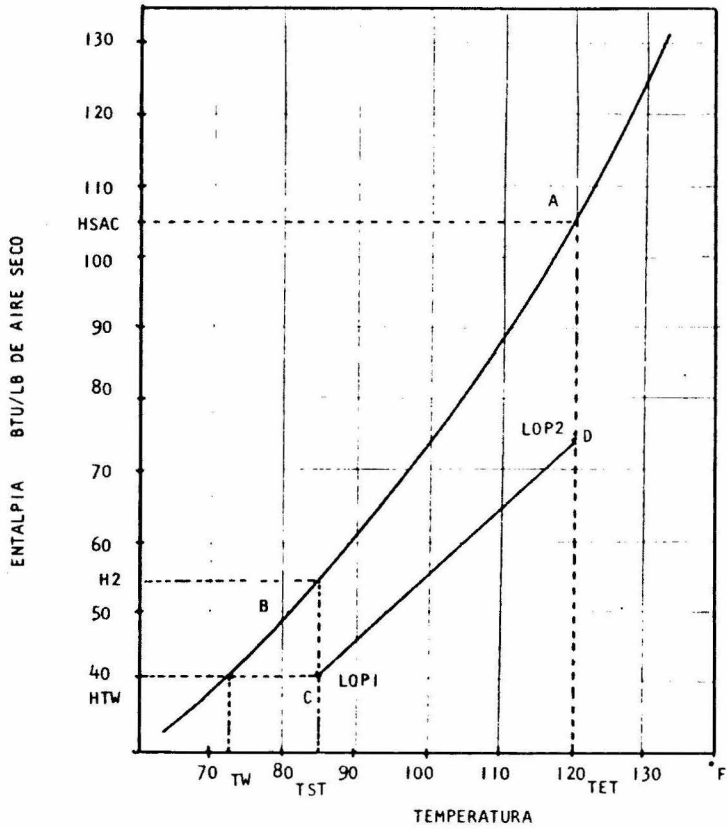


FIG. 4.1 DIAGRAMA PARA TORRES DE FLUJO A CONTRACORRIENTE

FACULTAD DE QUIMICA	UNAM
TESIS PROFESIONAL	
Enrique Castro S.	1975

FIG. 4.2.1 MATRIZ DE TRANSFERENCIA  
 $QC(I,J)$

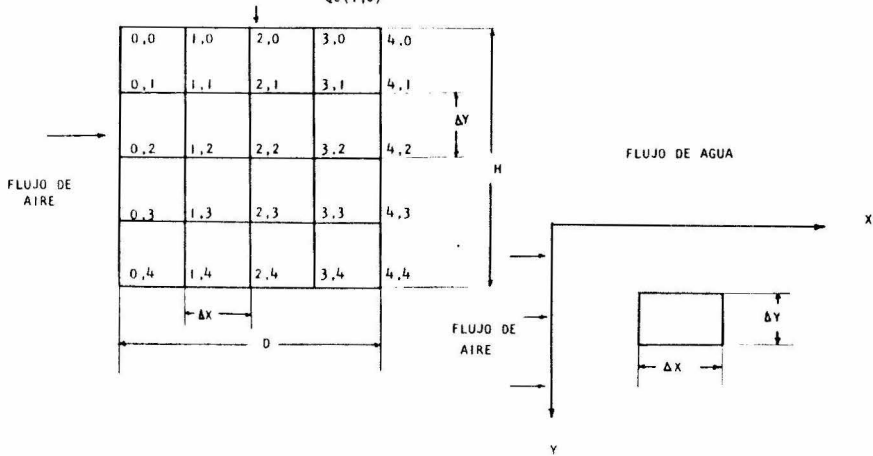
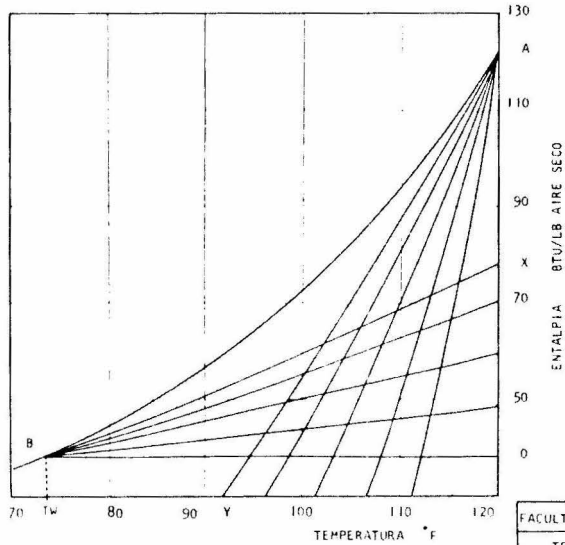


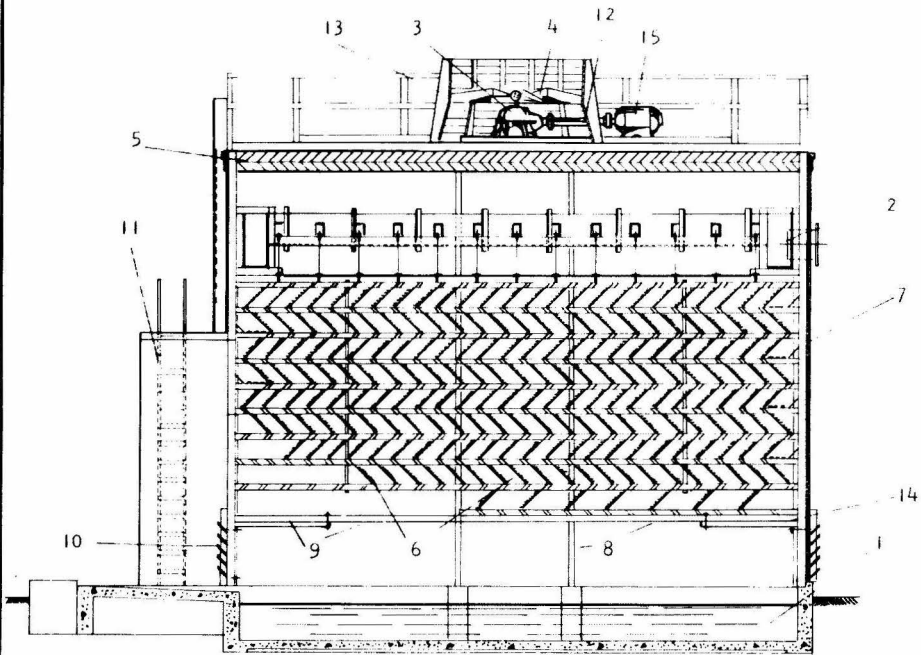
FIG. 4.2.2 DIAGRAMA PARA TORRES DE FLUJO CRUZADO

FIG. 4.2 INCREMENTO DE VOLUMEN



FACULTAD DE QUIMICA	UNAM
TESIS PROFESIONAL	
Enrique Castro S.	1975

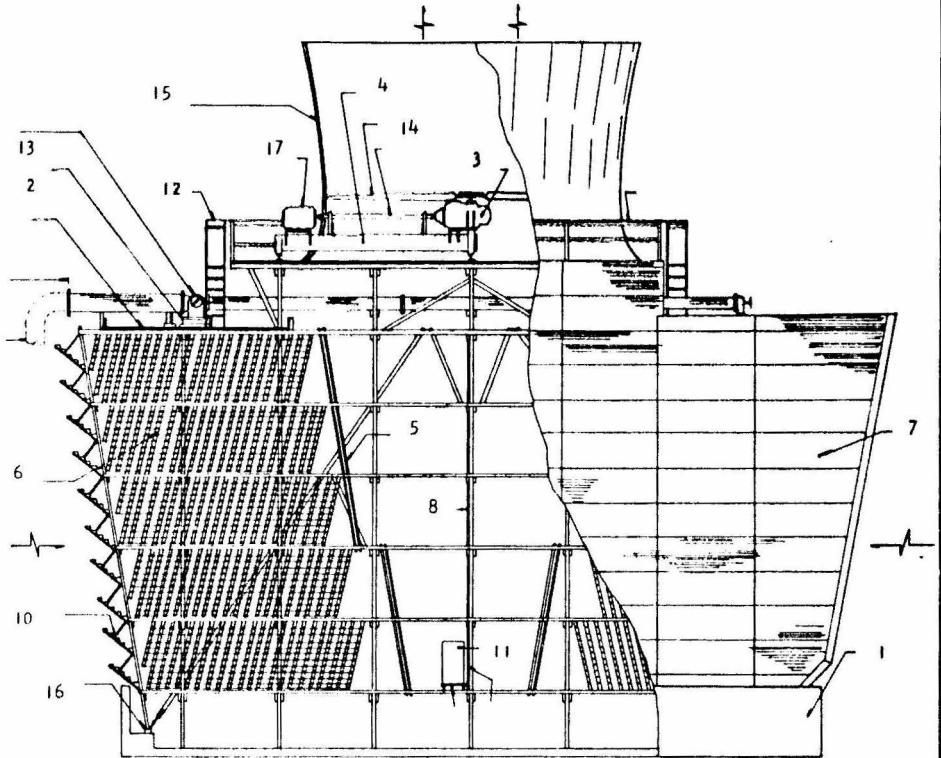
FIG. 4.3 TORRE DE ENFRIAMIENTO DE TIRO INDUCIDO  
Y FLUJO CONTRACORRIENTE



- |    |                         |    |                       |
|----|-------------------------|----|-----------------------|
| 1  | DEPOSITO DE AGUA        | 12 | FLECHA DEL VENTILADOR |
| 2  | SISTEMA DE DISTRIBUCION | 13 | CHIMENEA              |
| 3  | REDUCTOR DE VELOCIDAD   | 14 | SOPORTES              |
| 4  | VENTILADOR              | 15 | MOTOR                 |
| 5  | ELIMINADORES DE ROCIO   |    |                       |
| 6  | EMPAQUE                 |    |                       |
| 7  | FORRO                   |    |                       |
| 8  | ARMAZON                 |    |                       |
| 9  | ESTRUCTURA              |    |                       |
| 10 | PERSIANAS               |    |                       |
| 11 | ESCALERA                |    |                       |

FACULTAD DE QUIMICA	UNAM
T.C. PROFESIONAL	
Enrique Casero S.	1975

FIG. 4.4 TORRE DE ENFRIAMIENTO DE TIRO INDUCIDO  
Y FLUJO CRUZADO



- |    |                        |    |                       |
|----|------------------------|----|-----------------------|
| 1  | DEPOSITO DE AGUA       | 13 | VALVULA DE CONTROL    |
| 2  | SISTEM DE DISTRIBUCION | 14 | FLECHA DEL VENTILADOR |
| 3  | REDUCTOR DE VELOCIDAD  | 15 | CHIMENEA              |
| 4  | VENTILADOR             | 16 | SOPORTES              |
| 5  | ELIMINADORES DE ROCIO  | 17 | MOTOR                 |
| 6  | EMPAQUE                |    |                       |
| 7  | FORRO                  |    |                       |
| 8  | ARMAZON                |    |                       |
| 9  | ESTRUCTURA             |    |                       |
| 10 | PERSIANAS              |    |                       |
| 11 | PUERTA DE ACCESO       |    |                       |
| 12 | ESCALERA               |    |                       |

FACULTAD DE QUIMICA	UNAM
TESIS PROFESIONAL	
Enrique Castro S.	1975

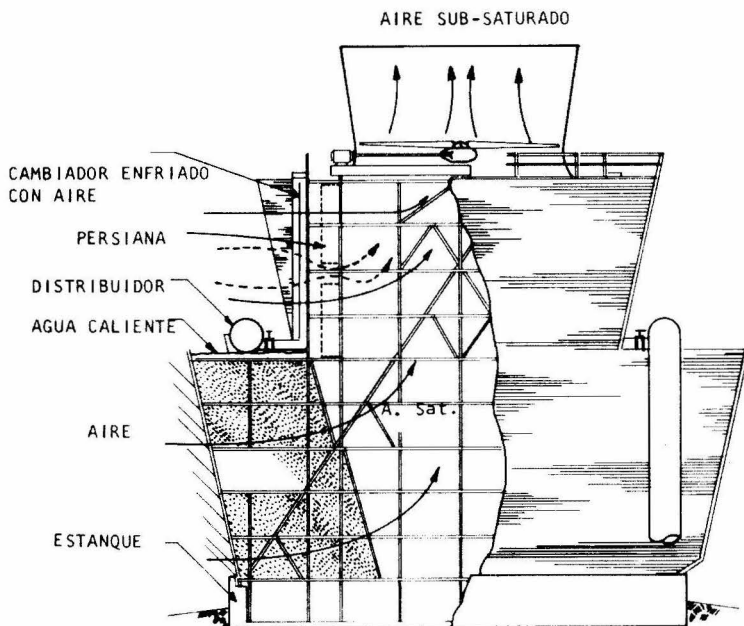


FIG. 4.5 PROTOTIPO DE TORRE DE ENFRIAMIENTO Y  
CAMBIADOR ENFRIADO CON AIRE EN UNA SOLA UNIDAD

FACULTAD DE QUIMICA	UNAM
TESIS PROFESIONAL	
Enrique Castro S.	1975

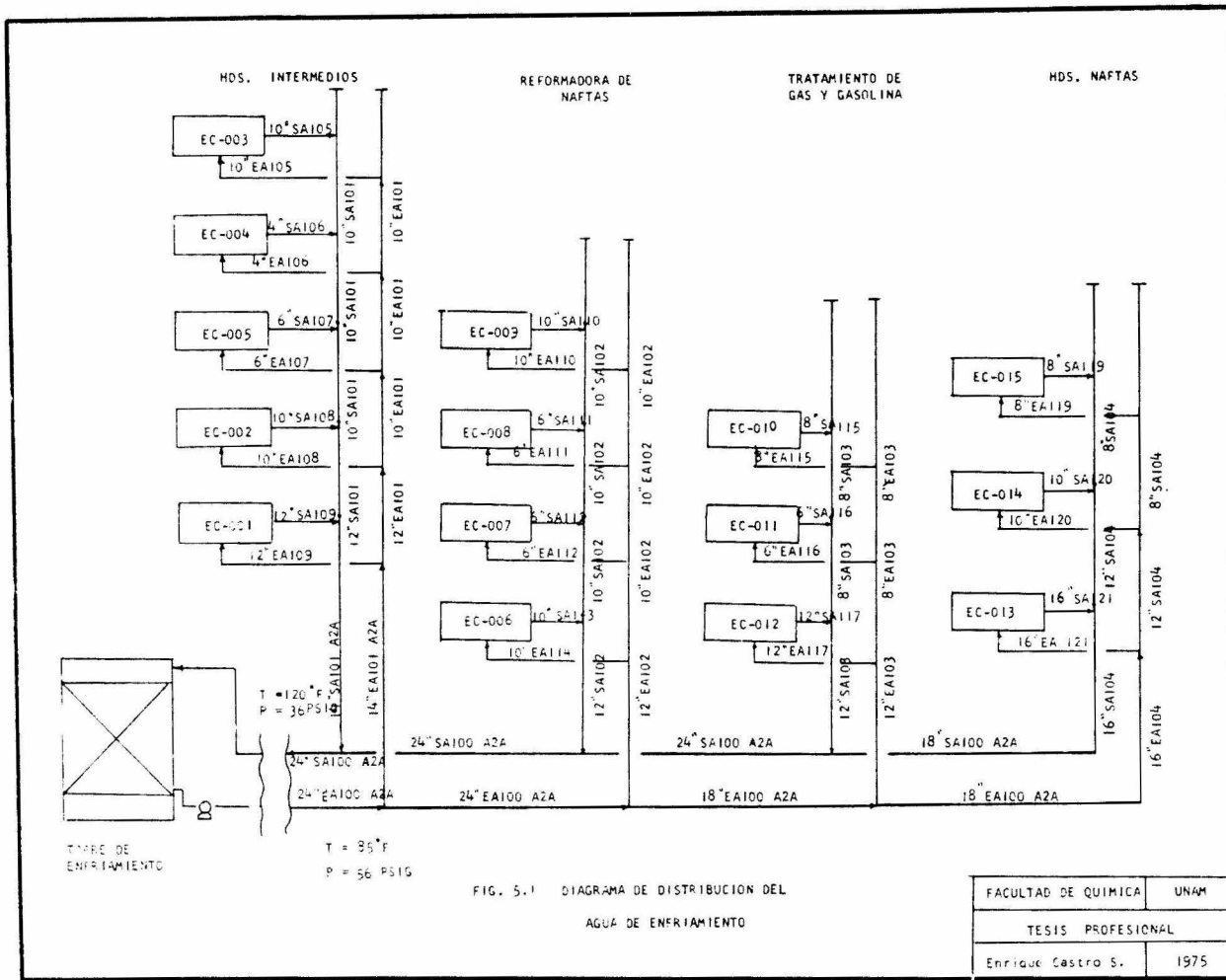


FIG. 5.1 DIAGRAMA DE DISTRIBUCION DEL AGUA DE ENFRIAMIENTO

FACULTAD DE QUIMICA	UNAM
TESIS PROFESIONAL	
Enrique Castro S.	1975



A P E N D I C E

B

RUTINA DISA

```

SUBROUTINE DISA(A,TT1,TT2,QT,DPTM,DF T,NS,AEXPS,RHPT,J)
REAL LTUB,INCP,NTH,NTS,INTT,LTUB1
DIMENSION RE(4),VT(4),A(10,24)
DIMENSION PLANT(10,8),CONT(10),AHOJ(10),DE(10),OCAL(10,8),REGI(10)
1 FECH(10,3),CLAV(10,2),HECH(10,2),APR(10,2),SERV(10,12),TIP(10,2),
2 POS(10,3),FLENV(10,7),FLTUB(10,8)
COMMON/CDISA/TEA,DENA1,DENA2,CPA1,CPA2,VISA1,VISA2,CTA1,CTA2,VF,R,
1RM,IE,IHA,IHI,LTUB,ASNm,TWD,PAR,PATM,ITO,IET,IEC,IC
COMMON/BDSIS/AA(6,12),NPA(21,4),SAHA(17,6),ABC(6,3),ADSP(53,2),ATD
11(25,6),ATDz(25,6),ANXI(16,2),ATUB(4,10),AESP(53,3),TT(10,7),PCM1(
231,4),PCM2(31,4),CE(10,5)
COMMON/ESCCA/PLANT,CONT,AHOJ,DE,OCAL,REGI,FECH,CLAV,HECH,APR,SERV,
1TIP,POS,FLENV,FLTUB,TPICH
COMMON/CT2CU/TT1P,TT2P,CT,CPT,VI1,VI2,VM,IA
COMMON/DP/NTS,WS,W TUB,AFTUB,VI,RHO,DEN,DEN1,DEN2,LTUB1
COMMON/EHD/1HD
JLB=5
JCZ=6
KA=.00001
DENA=(DENA1+DENA2)/2.
CPA=(CPA1+CPA2)/2.
DEN1=KH01*62.37
DEN2=KH02*62.37
CPT=(CP1+CP2)/2.
VI=(VI1+VI2)/2.
CT=(CT1+CT2)/2.
DEN=(DEN1+DEN2)/2.
RHO=(RH01+RH02)/2.
AFTUB=.785*(AA(IA,12))*2.
TIM=(TT1+TT2)/2.
NP=1
VIMAX=10.
IDF=0
ICON=0
ICON1=0
ICON2=0
IGT=1
7 IEEA=1
6 CALL CATYCO(IGT,IEEA,IE,NP,TEA,R,US,VF,TSA,USR,DTMR)
9 AT=QT/(US*DTMR)
AU=AT*FSDA
AFT=(AU*AA(IA,6))/(3.1416*AA(IA,11)*R)
DTA=TSA-TEA
C
C
C
COMPARACION DE AREAS
WA=QT/(DTA*CPA)
SCFM=WA/4.5
ALB=SCFM*DENA*BU.
AFH=(SCFM*FSDA)/VF
1F(IGT)75,75,15
75 IF(IE.GT.1)WRITE(JCZ,400)AU,AFT,DTA,WA,SCFM,AFH
200 FORMAT(1H0,5(/),2X,'AU=' ,E12.5,5X,'AFT=' ,E12.5,5X,'DTA=' ,E12.5
1,5X,'WA=' ,E12.5,5X,'SCFM=' ,E12.5,5X,'AFH=' ,E12.5,2(/))
15 X=AFT/LTUB
IF(IE.GT.1)WRITE(JCZ,400)US,DTMR,ICONZ
400 FORMAT(2(/),5X,'US=' ,F10.3,5X,'DTMR=' ,F10.3,'ICONZ=' ,I2)

```

```

19 NVS=3.
   GO TO 21
20 NVS=2.
21 NCP=NS
   IF(IE.GT.1)WRITE(JCZ,201)WT,R1,SR,WR,WSS,NS,AS,DV,AV,NVS,NCP
201 FORMAT(1H0,3(/),2X,'WT =',E9.4,2X,'R1 =',E9.4,2X,'SR =',E9.4,2X,'W
1R =',E9.4,2X,'WSS=',E9.4,2X,' NS =',I3,3X,'AS =',E9.4,2X,'DV =',E
27.2,2X,'AV =',E9.4,/,5X,'NVS =',E9.4,3X,'NCP =',E9.4,2(/))

```

C  
C  
C

CALCULO VELOCIDAD MAXIMA (KRAUZ)

```

NTH=(WR*12.)/AA(IA,6)
NTS=NTH*R
NTT=NTS*NS
AFS=WR*LTUB
AAL=(AA(IA,2)-AA(IA,3))*AA(IA,5)*AA(IA,4)*LTUB/12.
BTUB=LTUB*AA(IA,3)/12.
AAT=AAL+BTUB
AOB=AAT*NTH
AL=AFS-AOB
WAS=SCFM/NS
VM=WAS/AL
VFK=VM/AA(IA,9)
IF(IDF)76,76,77
77 IF(IE.GT.1)WRITE(JCZ,411)VM,VF
411 FORMAT(5X,'VM= ',F9.4,5X,'VF= ',F9.4,2(/))
   GO TO 22
76 IF(IE.GT.1)WRITE(JCZ,202)NTH,NTT,AFS,AAL,BTUB,AAT,AOB,AL,WAS,VM,VF
1K
202 FORMAT(1H0,3(/),2X,'NTH= ',E9.4,3X,'NTT= ',E9.4,3X,'AFS =',E9.4,3X
1,'AAL =',E9.4,3X,'BTUB =',E9.4,3X,'AAT =',E9.4,3X,'AOB =',E9.4,3X,
22(/),2X,'AL =',E9.4,3X,'WAS =',E12.5,3X,'VM= ',E9.4,3X,'VFK =',E9.
34,2(/))
   IF(ABS((VF-VFK)/VFK)-.25)22,22,23
23 IF(VF-VFK)24,24,25
25 VF=VF-25.
   GO TO 6111
24 VF=VF+25.
6111 ICON=ICON+1
   IF(ICON=5)6011,6112,6112
6011 IGT=2
   IEEA=1
   GO TO 6
6112 IF(IE.GT.1)WRITE(JCZ,401)
401 FORMAT(2(/),5X,'NO CONVERGIO ,PERO CONTINUA PROGRAMA')

```

C  
C  
C

CAIDA DE PRESION LADO AIRE

```

22 DPA=3.24*K*(VM**1.725)*1.1/(10.**8*DENA)
FIFA=1.148+0.5456614177E-07*ASN**TEA-0.2276055731E-02*TEA-0.400653
107E-04*ASN**0.2736708711E-05*(TEA**2)-0.461940164E-09*(ASN**2)
   IF(IE.GT.1)WRITE(JCZ,420)VM,R,DENA,VF,SAHA(IU,5)
420 FORMAT(10X,'VM= ',F9.2,2X,'R= ',F6.2,2X,'DENA=',F8.3,2X,'
1VF= ',F8.2,2X,'SAHA(IU,5)= ',F9.4,/)
   IF(IHA=2)51,52,52
51 ASP=DPA/FIFA
   GO TO 53

```

```

53 IF (IE.GT.1)WRITE(JCZ,203)DPA,FTFA,ASP
203 FORMAT(3(/),5X,'DPA= ',F9.6,5X,'FTFA= ',F9.6,5X,'ASP= ',F9.6,2(/))
    IPHI=1
    TIME=(TEA+TSA)/2.
    IF (IDF)78,78,79
78 IF (DPA-.9)27,28,28
28 R=R-1
    GO TO 6

```

```

C
C   CALCULO DEL COEFICIENTE EXTERNO
C

```

```

27 CALL SAHAU(IHA,IM,IE,IS,IU,IPHI,VF,R,TTM,TTME,TCI,TCE,RM,HIO,RIO,H
    IAO,RAU)

```

```

C
C   CAIDA DE PRESION LADO TUBOS
C

```

```

79 CALL ASAH1(IE,NS,NP,R,DPTM,DPT,RE,VT,IFL,I)

```

```

C
C   CALCULO DEL COEFICIENTE INTERNO
C

```

```

CALL SAHIO(IHI,IE,IPHI,VT,RE,TTM,TTME,TCI,TCE,RM,HAO,RAO,HIO,RIO,I
1)
IF (IE.GT.1)WRITE(JCZ,205)HIO
205 FORMAT(//,5X,'HIO = ',F8.3,2(/))
    IPHI=2
    IF (IDF)80,80,81
80 IF (IE.GT.1)WRITE(JCZ,207)HAO,HIO,RM,RUT,RA
207 FORMAT(1H,5X,'HAO= ',F8.3,3X,'HIO = ',F8.3,3X,'RM= ',F9.4,3X,'RDT
1= ',F9.4,2X,'RA= ',F9.7,2(/))
    UC=1./((1./HAO)+(1./HIO)+RM+RDT+RA)
    UL=1./((1./HAO)+(1./HIO))
    IF (IE.GT.1)WRITE(JCZ,208)UC,US
208 FORMAT(1H,50X,'UC = ',F9.4,5X,'US = ',F9.4,2(/))
    IF (UC.LE.100.)GO TO 600
    TOLU=.06
    GO TO 603
600 IF (UC.LE.50.)GO TO 601
    TOLU=.04
    GO TO 603
601 TOLU=.02
603 IF (ABS((US-UC)/US).LE.TOLU)GO TO 609
    DUS=ABS((UC-US)/US)
    IF (UC.LE.US)GO TO 604
    US=US*(1.05+DUS)
    GO TO 606
604 IF ((US-UC).LE.20.)GO TO 605
    US=UC*(1.+DUS)
    GO TO 606
605 US=UC*(.95+DUS)
606 ICON1=ICON1+1
    IF (ICON1=6)602,6114,6114
602 IOT=2
    ILEA=1
    GO TO 6
6114 IF (IE.GT.1)WRITE(JCZ,402)
402 FORMAT(2(/),5X,'NO CONVERGIO EN 6 ITERACIONES : CONTINUA')
609 IF (IE.GT.1)WRITE(6,215)HIO,HAO,UC,US
215 FORMAT(10X,'HIO= ',E10.4,3X,'HAO= ',E10.4,3X,'UC= ',E10.4,3X,'US= '
1,E10.4,/)
    AN=1/(UC*D1MR)

```

```

SAFT=.261799*AA(IA,11)
AD=NT1*SAFT*LTUB
IF(IE.GT.1)WRITE(JCZ,209)AR,AD
209 FORMAT(1H0,30X,'AR =',F9.2,5X,'AD =',F9.2,2(/))
35 IJF=2
GO TO 9
81 ACFM=SCFM/FTFA
ACFMV=ACFM/NVS
SP=DPA/FTFA
IF(IE.GT.1)WRITE(JCZ,212)ACFM,ACFMV
212 FORMAT(/,10X,'ACFM= ',F12.2,5X,'ACFMV= ',F12.2,2(/))
C
C CALCULO DE LA POTENCIA TOTAL
C
NVT=NVS*NS
BHP=ACFMV*SP/3924.83
BHPT=BHP*NVS*NS
FAPF=0.4*AFH/NVS
AEX=AO*AA(IA,7)
RUL=RM+RDT+KA
UCEX=QT/(AEX*DTMR)
ULEX=1./((1./UCEX)-RUL)
APS=AO/NS
AEXPS=AEX/NS
NV=1
NDV=DV+.5
IF(IE.GT.1)WRITE(JCZ,213)BHP,BHPT,FAPF
213 FORMAT(1H0,10X,'BHP =',F9.2,5X,'BHPT =',F9.2,5X,'FAPF =',F10.4,5X,
12(/))
IUNI=1
IF(IHD-1)1900,1900,1950
1900 WRITE(6,1100)(PLANT(J,M),M=1,8),CONT(J),AHOJ(J),DE(J),(OCAL(J,M),M
1=1,8),REQ1(J),(FECH(J,M),M=1,3),(CLAV(J,M),M=1,2),(HECH(J,M),M=1,2)
, (APR(J,M),M=1,2),IUNI
1100 FORMAT(1H1,50X,'DISEÑO MODULO -A-',2(/),5X,'PLANTA',3X,8A4,31X,'CO
INTRATO NUM.',2X,A4,4X,'HOJA',1X,A4,1X,'DE',A4,1(/),5X,'LOCALIZACIO
2N',3X,8A4,25X,'REQUISICION',4X,A4,4X,'FECHA',2X,3A4,1(/),5X,'CLAVE'
3,3X,2A4,50X,'HECHA POR',2X,2A4,'APROBADA POR',2A4,1(/),5X,'NUM. UN
4IDADES',2X,18,2(/),43X,'CAMBIADORES ENFRIADOS POR AIRE',/,45X,'(HO
5JA DE ESPECIFICACIONES)')
WRITE(6,1200)(SERV(J,M),M=1,12),LTUB,WR,R,(POS(J,M),M=1,3),AEX,AO,
1NS,AEXPS,APS,NV,NS
1200 FORMAT(1H0,2(/),5X,'SERVICIO DE LA UNIDAD',4X,12A4,/,5X,'TAMANO ',
1F4.0,' FT X ',F4.0,' FT X ',F2.0,' HILERAS',44X,'POSICION',3A4,/,5
2X,'SUPERFICIE POR UNIDAD',3X,'FT**2',F9.1,' EXT',F9.1,' LISA',4X
3,'SECCIONES POR UNIDAD',8A,14,/,5X,'SUPERFICIE POR SECCION FT**2
4',F9.1,' EXT',F9.1,' LISA',4X,'ARREGLO DE LAS SECCIONES',2X,12,'S.
5 X ',12,'P.',3(/),42X,'CONDICIONES DE OPERACION POR UNIDAD')
WRITE(6,1300)(FLENV(J,M),M=1,7),A(J,9),SCFM
1300 FORMAT(3(/),50X,'LADO DE LOS TUBOS',18X,'MEDIO DE ENFRIAMFNT0',//
1,5X,'FLUIDO CIRCULADO',18X,7A4,27X,'AIRE',/,5X,'CANTIDAD TOTAL',8X
2,'LB5/HR',18X,F12.1,13X,'SCFM',8X,F12.1,/,48X,'ENTRADA',7X,'SALID
3A',18X,'ENTRADA',7X,'SALIDA')
C
IFL TOMA VALOR DE 2 CUANDO SE TRATA DE VAPOR.
C
IFL TOMA VALOR DE 1 CUANDO SE TRATA DE LIQUIDO.
IF(IFL-2)1449,1550,1550
1449 WRITE(6,1500)A(J,9),A(J,9),A(J,3),A(J,4),A(J,7),A(J,8),A(J,5),A(J,
16),A(J,1),A(J,2),ALB,ALB
WRITE(6,1510)CTA1,CTA2,CPA1,CPA2,VISA1,VISA2,DENA1,DENA2
1500 FOX=A1(1H0,/,5X,'LIGUIDO',15X,'LB/HR',13X,F9.0,6X,F9.0,/,5X,'DENS

```



RUTINA CATYCO

```

SUBROUTINE CATYCO(IGT,IEEA,IE,NP,TEA,R,US,VF,TSA,USR,DTMR)
DIMENSION TSPA(101),DTM(101),FFT(101),X(4),Y(4),D2(101),EA(101,2)
COMMON/BDSIS/AA(6,12),IPA(21,4),SAHA(17,6),ABC(6,3),ADSP(53,2),ATD
11(25,6),ATD2(25,6),ANXT(16,2),ATUB(4,10),AESP(53,3),TT(10,7),PCM1(
231,4),PCM2(31,4),CE(10,5)
COMMON/CT2CO/TT1,TT2,CT,CPT,VI1,VI2,VM,IA
JCZ=6
GO TO(1,27),IGT
1 TSMA=TT2+35.
IF((TT1-TSMA)-5.)30,30,31
30 TSMA=TSMA-3.
31 IF((TSMA-TEA)-30.)2,3,3
2 NI=50
GO TO 4
3 NI=100
4 DTE=(TSMA-TEA)/NI
TSPA(1)=TEA+DTE
DO 5 I=1,NI
TSPA(I+1)=TSPA(I)+DTE
D1=TT2-TEA
D2(I)=TT1-TSPA(I)
TS=TSPA(I)
CALL EFETE(NP,TEA,TS,FT)
FFT(I)=FT
DTM(I)=((D2(I)-(D1))/ALOG(ABS(D2(I))/ABS(D1))) * FT
EA(I,1)=TSPA(I)-TEA
5 IF(IE.GT.1)*WRITE(JCZ,10)
10 FORMAT(1H1,5(/),45X,'RESULTADOS OBTENIDOS POR LA SUBROUTINA CATYCO'
1,4(/),10X,'TEMPERATURAS PARCIALES DE LA SALIDA DE AIRE (TSPA) Y SU
2 LMTD (DTM) CORRESPONDIENTE ',4(/),29X,'TSPA(I)',29X,'DTM(I)',29X,
3'FFT(I)',/)
IF(IE.GT.1)*WRITE(JCZ,100)(TSPA(I),DTM(I),FFT(I),I=1,NI)
100 FORMAT(20X,E20.7,15X,E20.7,15X,E20.7)
IF(IE.GT.1)*WRITE(JCZ,104)
104 FORMAT(1HU,10X,'VALORES DE LA MATRIZ EA(I,J) UTILIZADOS PARA LA IN
1TERPOLACION DE XIN Y YOUT',/,4(/),48X,'A=DTA(I)',14X,'E=DTX(I)/DTA
2(I)',/)
IF(IE.GT.1)*WRITE(JCZ,111)((EA(I,JJ),JJ=1,2),I=1,NI)
111 FORMAT(40X,E20.7,2X,E20.7)
27 IF(IEEA-2)8,9,9
8 E=.34377*AA(IA,6)*VF/(US*K)
I6=2
I9=1
GO TO 11
9 E=TSA-TEA
I8=1
I9=-1
11 IF(IE.GT.1)*WRITE(JCZ,101)IEEA,E
101 FORMAT(2(/),5X,'IEEA= ',I2,3X,'E= ',F8,4)
GO 12 I=1,NI
IF(I9*(E-EA(I,I8))) 12,13,14
12 CONTINUE

```

```

13 IF (ILEA=2) 15,16,16
15 TSA=TEA+EM(11,1)
25 U22=TI1-TSA
   DTAR=TEA-TEA
   CALL EFETE(NP,TEA,TSA,FT)
   DTMR=(D22-D1)/ALOG(ABS(D22)/ABS(D1)))*FT
   IF (IL.GT.1)WRITE(JCZ,102) TSA,DTMR,DTAR,FT
102 FORMAT(2(/),5X,'TSA= ',F8.4,6X,'DTMR= ',F8.4,6X,'DTAR= ',F8.4,'FT=
   ',F8.3)
   RETURN
16 UDD=EA(11,2)
   GO TO 26
14 IF (II=2) 17,17,18
17 IP=1
   GO TO 21
18 IF (11-(N1-1)) 19,20,20
19 IP=11-2
   GO TO 21
20 IP=N1-3
21 GO 22 IP,4
   X(IP)=EA(IP,1)
   Y(IP)=EA(IP,2)
   IP=IP+1
22 CONTINUE
   IL=4
   IF (ILEA=2)23,24,24
23 CALL INTER (Y,X,E,DTAR,IE,IL)
   TSA=TEA+DTAR
   GO TO 25
24 CALL INTER (X,Y,E,UDD,IF,IL)
   DTAR=E
   U22=TI1-TSA
   CALL EFETE(NP,TEA,TSA,FT)
   DTMR=(U22-D1)/ALOG(ABS(U22)/ABS(D1)))*FT
26 USR=(.34377*AA(IA,6)*VF)/(UDD*R)
   IF (IL.GT.1)WRITE(JCZ,103) UDD,USR,DTMR
103 FORMAT(2(/),5X,'UDD= ',F8.4,6X,'USR= ',F8.4,'DTMR= ',6X,F8.3)
   RETURN
   END

```



RUTINA INTER

```
SUBROUTINE INTER (X,Y,XIN,YOUT,IE,IL)
DIMENSION X(5),Y(5)
JCZ=6
YOUT=0.0
DO 40 I=1,IL
  TERM=Y(I)
  DO 45 J=1,IL
    IF (I-J)50,45,50
  50 TERM=TERM*(XIN-X(J))/(X(I)-X(J))
  45 CONTINUE
  40 YOUT=YOUT+TERM
  GO TO(483,482),IE
482 IF (IE.GT.1)WRITE(JCZ,101)YOUT,XIN
101 FORMAT(/,5X,'INTERPOLACION POR LAGRANGE=',F20.7,'PARA XIN=',E20
1.7)
483 RETURN
END
```

RUTINA EFETE

```
SUBROUTINE EFETE (NF,TEA,TS,FT)
  COMMON/LEBIS/AA(8,12),RFA(21,4),SAHA(17,6),ABC(6,3),ADSP(53,2),ATD
  11(25,6),A10z(25,6),ANXT(16,2),ATUB(4,10),RESP(53,3),TT(10,7),PCM1(
  231,4),C1z(31,4),CE(10,5)
  COMMON/C1zCC/TT1,TT2,CT,CPT,VI1,VI2,V0,IA
  A1=TT1-TT2
  A2=TS-TEA
  A3=TT1-TEA
  R=A1/A2
  P=A2/A3
  IF (NF=2) 11,10,10
10 IF (R=2.25) 3,2,2
  2 F0=-0.6313
  F1=-4.964492479*R**2*P**2
  F2=-3.021490817/R
  F3=11.17919456*R*P
  F4=-5.411417666*P**2
  F5=2.288708173/(R*P)
  F6=4.669761545*P/R
  F7=5.715977058*P
  F8=-2.460121074*P**2/R
  F=F0+F1+F2+F3+F4+F5+F6+F7+F8
  IF (F1=1.) 3,6,6
  3 F1=5.9999
  CO TO 3
  3 F0=5.33671
  F1=-2.0015436*R*P**2
  F2=0.5468065969*F**3/R
  F3=-0.1842625166/(R*P)
  F4=0.4116404631/R
  F5=-4.692360000*P**4
  F6=-0.6326319742*R**3*P**2
  F7=+2.260764233*R*P
  F8=-3.668856818*P**2
  F9=-1.43247436*R**2*P**2
  F10=0.1220601261E-01*R**2/P
  F11=1.59935667*R**2*P
  F12=-0.7963276221*P**2/R
  F13=-1.977034425*R
  F14=0.454270042/P
  F15=7.063366361*P**3
  F=F1+F11+F2+F3+F4+F5+F6+F7+F8+F9+F10+F11+F12+F13+F14+F15
  IF (F1=1.) 3,7,7
  7 F1=5.999
  CO TO 3
11 4R (R=0.8) 12,12,13
12 F0=-1.1168
  F1=-7.043766735*R**2
  F2=-0.77316026*P**4
  F3=21.63226694*P**3
  F4=0.1294642326E-02*(1./R)
  F5=-26.07626963*P**2
```

```

F6=2.044890633*R*P
F7=-0.5689711349*H
F8=-0.2927663826E-01*(1./R)*P**2
F9=0.4275809686E-01*R*(1./P)
F10=9.169915124*P
F11=0.1984962016*(1./P)
FT=F0+F1+F2+F3+F4+F5+F6+F7+F8+F9+F10+F11
IF(FT-1.)5,8,8
8 FT=.9999
GO TO 5
13 IF(R-2.0)14,14,15
14 F0=1.89028
F1=-1.155334035*R*P**2
F2=0.8566824138*P
F3=-0.2876306044*(1./R)*P
F4=0.5536126111E-02*(1./P)
FT=F0+F1+F2+F3+F4
IF(FT-1.)5,9,9
9 FT=.9999
GO TO 5
15 IF(R-11.0)16,16,17
16 F0=0.79236
F1=-4.226416215*R**2*P**2
F2=0.5740879012*R**2*P
F3=-1.242034995*R*P
F4=0.6896511153E-01*(1./R)*(1./P)
F5=21.86977513*R*P**2
F6=-0.3429819011E-01*R**2
F7=40.58596031*(1./R)*P**2
F8=0.6926707450E-03*R**2*1./P
F9=-41.83931365*P**2
F10=-12.28528329*P**3
F11=-0.1525007224E-01*1./P
F12=0.77825424E-01*R
FT=F0+F1+F2+F3+F4+F5+F6+F7+F8+F9+F10+F11+F12
IF(FT-1.)5,20,20
20 FT=.9999
GO TO 5
17 FT=1.
5 RETURN
END

```

RUTINA SAHAO

```

SUBROUTINE SAHAO(IHA,IW,IE,IS,IU,IPH1,VF,R,TTM,TTME,TCI,TCE,RM,HIO
1 PRIO,HAO,KAG)
DIMENSION R1(6),VM2(8),VM3(8)
COMMON/BODIS/AA(6,12),NPA(21,4),SAHA(17,6),ABC(6,3),ADSP(53,2),ATD
11(25,6),ATD2(25,6),ANX1(16,2),ATUB(4,10),AESP(53,3),TT(10,7),PCM1(
231,4),FCM2(31,4),CE(10,5)
COMMON/CT2CC/TT1,TT2,CT,CPT,VI1,VI2,VM,IA
COMMON/DP/NIS,WS,WLUB,AFTUB,VI,RHO,GEN,DEN1,DEN2,LTUB
INTEGER R1
JCZ=6
C IHA=1,CALCULO POR COOK
DATA R1/2,3,4,5,6,8,10,20/
DATA VM2/0.828,0.885,0.916,0.935,0.947,0.963,0.972,0.987/
DATA VM3/0.810,0.871,0.906,0.930,0.945,0.961,0.970,0.987/
DO 60 I=1,8
IF(R.EQ.R1(I))GO TO 270
60 CONTINUE
270 K=1
FR=VM3(K)
IF(VM.LT.1400.)FR=VM2(K)
HAU1=0.105*(VM**0.718)*AA(IA,10)*AA(IA,7)*FR/AA(IA,3)**0.282
IF(IE.GT.1)WRITE(JCZ,204)HAU1
204 FORMAT(2//,5X,'HAU1= ',F8.3,2//)
C IHA=2,CALCULO POR NAKAYAMA
PARA TUBOS LE 1 PULGADA DE DIAMETRO
RD=.116589*VF**(-.182)
KDR=RB*SAMA(IU,6)
IF(IPH1-2)0,7,7
7 IF(IS-2)8,9,9
8 TWE=TT1+(KAG/(RA0+RIO+RM))*(TTME-TTM)
GO TO 10
9 TWE=TCI+(KAG/(RA0+RIO+RM))*(TCE-TCI)
10 IF(IM-2)11,12,12
11 IF(TWE.LT.228..AND.TWE.GT.350.)GO TO 6
R1=(-0.00344971719386+0.0000206566962017*TWE-0.0000000237296579162*
1TWE**2.
GO TO 13
12 IF(TWE.LT.228..AND.TWE.GT.350.)GO TO 6
R1=(-0.00200931782826+0.0000113983429*TWE-0.0000000155070468153*TWE
1**2.
GO TO 13
C K1=0.0
13 KDR=KDR+R1
HAO2=1./HA
C IHA=3,CALCULO POR BRIGGS-YOUNG
IF(IE.GT.1)WRITE(JCZ,205)HAO2
205 FORMAT(5X,'HAO2= ',F8.3,2//)
GO TO(1,2,5,5,5),IFA
1 HAO=HAO1
RAO=1./HAO
GO TO 5
2 HAO=HAO2
RAO=1./HAO
5 RETURN
END

```

RUTINA SAHIO

```

SUBROUTINE SAHIO(IHI,IE,IPHI,VT,RE,TTM,TTME,TCI,TCE,RM,HAO,RAO,HIO
1,RIO,I)
  REAL LTUB
  DIMENSION RE(4),VT(4)
  COMMON/BDSIS/AA(6,12),NPA(21,4),SAHA(17,6),ABC(6,3),ADSP(53,2),ATD
11(25,6),ATD2(25,6),ANXT(16,2),ATUB(4,10),AESP(53,3),TT(10,7),PCM1(
231,4),PCM2(31,4),CE(10,5)
  COMMON/CT2CO/TT1,TT2,CT,CPT,VI1,VI2,VM,IA
  COMMON/DP/NTS,WS,WTUB,AFTUB,VI,RHO,DEN,DEN1,DEN2,LTUB
  JLB=5
  JCZ=6
C
  IHI=1,AGUA SIN CAMBIO DE FASE
  30 HIO1=(150./AA(IA,11))*(1.+0.011*TTM)*VT(I)**0.8*(AA(IA,12))**0.8
  IF(IE.6T.1)WRITE(JCZ,200)HIO1
  200 FORMAT(/,5X,'HIO1 =',F9.3,2(/))
C
  IHI=2,CUALQUIER FLUIDO A TM SIN CAMBIO DE FASE
  PR=(CPT*VI*2.42/CT)**0.3333
  IF(RE(I)-10000.)23,23,24
  23 IF(RE(I)-2100.)25,26,26
  24 HI=0.435*RE(I)**.8/AA(IA,11)*CT*PR
  GO TO 27
  25 HI=13.1*RE(I)**0.3333/AA(IA,11)*(AA(IA,12)/LTUB)**0.3333*CT*PR
  GO TO 27
  26 SN=12.*LTUB/AA(IA,12)
  ST=0.533+0.286*ALOG10(SN)
  SS=6.58*ALOG(ALOG10(SN))
  SU=3.45*(ALOG10(RE(I))-3.9)
  AJH=0.392*SN**(-1.28)*RE(I)**ST+ALOG10(SN)*(SU+2.05*SS*EXP(-1.*SU
1*2))
  HI=(16.111*AJH*CT)/AA(IA,11)*PR
  RIO=1./HI
  27 IF(IPHI-2)15,16,16
  15 PHI=1.
  GO TO 5
  16 TWI=TTM-(RIO/(RIO+RM+RAO))*(TTME-TTM)
  Z=255.22223
  TWI1=(TWI/1.8)+Z
  TT11=(TT1/1.8)+Z
  TT21=(TT2/1.8)+Z
  VITW=VI1*(VI1/VI2)**((TT21/TT11)*((TT11-TWI1)/(TT21-TT11)))
  PHI=(VI/VITW)**0.14
  5 HIO2=HI*PHI
  IF(IE.6T.1)WRITE(JCZ,202)RE(I),PHI,HI
  202 FORMAT(10X,'RE(I) = ',E10.4,3X,'PHI= ',E10.4,3X,'HI= ',E10.4,/)
  IF(IE.6T.1)WRITE(JCZ,201)HIO2
  201 FORMAT(/,5X,'HIO2= ',F9.3)
  GO TO(1,2,6,6,6),IHI
  1 HIO=HIO1
  RIO=1./HIO
  GO TO 6
  2 HIO=HIO2
  RIO=1./HIO
  6 RETURN
  END

```

RUTINA ASAHI

```
SUBROUTINE ASAHI(IE,NS,RP,R,DPTM,DPT,RE,VT,IFL,I)
REAL NTS,LTUB
DIMENSION RP(4),ONTP(4),AFP(4),GTUB(4),W(4),RE(4),F(4),DP(4),VT(4)
1  LPR(4),GTULS(4)
COMMON/BDSIS/AA(6,12),NPA(21,4),SAHA(17,6),ABC(6,3),ADSP(53,2),ATD
11(25,6),ATD2(25,6),ANXT(16,2),ATUB(4,10),AESP(53,3),TT(10,7),PCM1(
231,4),PCM2(31,4),CE(10,5)
COMMON/DP/NTS,W,S,W,TUB,AFTUB,VI,RHO,DEN,DEN1,DEN2,LTUB
COMMON/CT2CC/TT1,TT2,CT,CPT,VI1,VI2,VM,IA
JCZ=6
IOP=0
IF(R=5.)2,3,4
2  IM=2
   IU=1
   GO TO 10
3  IM=5
   IU=3
   GO TO 10
4  IF(R=5.)5,6,7
5  IM=8
   IU=6
   GO TO 10
6  IM=12
   IU=9
   GO TO 10
7  IF(R=6.)8,9,9
8  IM=16
   IU=13
   GO TO 10
9  IM=21
   IU=17
10 IF(IU-IM)11,11,12
12 IU=IU-1
   ICP=1
11 LPT=0.0
   NP=NPA(IU,1)
   NR=NP-1
   DO 21 I=1,4
   RP(I)=NPA(IU,I+1)
   IF(RP(I).LE.0.) GO TO 26
   WS=W(TUB)/NS
   ONTP(I)=NTS*RP(I)/R
   AFP(I)=(AFTUB/144.)*ONTP(I)
   GTUB(I)=WS/AFP(I)
   W(I)=WS/ONTP(I)
   RE(I)=6.31*W(I)/(AA(IA,12)*VI)
   IF(IFL=1)70,70,71
70 IF(RE(I)-1000.)13,13,14
13 F(I)=-.482107*RE(I)**(-.59355)
   GO TO 40
14 F(I)=-.00311321*RE(I)**(-.2636039)
```

```

PHI=1.
40 DP(I)=F(I)*GTUB(I)**2.*LTUB/(.522E11*(AA(IA,12)/12.)*RHO*PHI)
GO TO 90
71 GTUBS(I)=GTUB(I)/3600.
VIN=GTUBS(I)/DEN1
VO=GTUBS(I)/DEN2
VEI=1./DEN1
VEO=1./DEN2
VEM=(VEI+VEO)/2.
REM=RE(I)
IF(REM-30000.)72,72,73
72 F(I)=0.079*REM**(-0.25)
GO TO 74
73 F(I)=0.046*REM**(-0.2)
74 C22=GTUBS(I)*(VO-VIN)/32.2
C23=.74534*F(I)*GTUBS(I)**2*VEM*LTUB/AA(IA,12)
DP(I)=(C22+C23)/144.
90 IF(NP-1)15,15,16
15 VT(I)=GTUB(I)/(3600.*DEN)
DPR(I)=0.0
DPT=DP(I)
GO TO 20
16 IF(NPA(IJ,I+1))18,18,17
17 IF(IFL-1)75,75,76
76 VT(I)=GTUB(I)/(3600.*DEN)
C24=.02329*GTUBS(I)**2*VEM
DPR(I)=C24/144.
GO TO 50
75 VT(I)=GTUB(I)/(3600.*DEN)
LPR(I)=1.68152*VT(I)**2/DEN
GO TO 50
18 DPR(I)=0.0
VT(I)=GTUB(I)/(3600.*DEN)
50 DPT=DPT+DP(I)+DPR(I)
20 IF(IE.GT.1)WRITE(6,61)GTUBS(I),VIN,VO,VEI,VEO,VEM,REM,F(1),C22,C23
1,C24
61 FORMAT(10X,'GTUBS(I)= ',E10.4,3X,'VIN=',E10.4,3X,'VO= ',E10.4,3X,'
1VEI= ',E10.4,3X,'VEO= ',E10.4,/,10X,'VEM= ',E10.4,3X,'REM= ',E10.4
2,3X,'F(I)= ',E10.4,3X,'C22= ',E10.4,3X,'C23= ',E10.4,3X,'C24= ',E1
30.4,/)
IF(IE.GT.1) WRITE(JCZ,59) NP,NR,RP(I),ONTP(I),AFP(I),GTUB(I),W(I),
1RE(I),F(I),LP(I),VT(I),DPR(I),DPT
59 FORMAT(///,5X,'NP =',I3,5X,'NR =',I3,5X,'RP(I) =',F5.0,5X,'ONTP=',
1F8.2,2X,'AFP(I)=' ,E12.5,2X,'GTUB(I)=' ,E12.5,5X,'WY=' ,F10.0,2(/),5X
2,'RE=' ,F12.2,5X,'F(I)= ',E10.5,5X,2(/),5X,'DP(I)= ',F8.5,5X,'VT= '
3,F9.3,5X,'DPR(I)= ',F9.4,5X,'DPT= ',F9.3,2(/))
21 CONTINUE
26 IF(IOP-1)22,23,22
22 IF(DPT-DPTM)25,29,29
29 IF(NP-1)30,30,12
30 WRITE(JCZ,60)
60 FORMAT(/,10X,'LA CAIDA DE PRESION ES MAYOR QUE LA MAXIMA PERMISIBL
1E , TENIENDO 1 PASO ')
GO TO 23
25 IF (ABS((DPT-DPTM)/DPTM)-.1)23,24,24
24 IJ=IJ+1
GO TO 10
23 RETURN
END

```

RUTINA DISCAM

```

SUBROUTINE DISCAM(TE1,TE2,TET,IST,WA,GT,DFET,DPTMAX,A,DPTC,DPLT,IP
10,AT,LR,PC,LE)
  REAL LT,LT1,LTIC,HTC,NTLG,LTIN
  DIMENSION A(10,24)
  DIMENSION PLANT(10,2),CONT(10),AHOU(10),DE(10),OCAL(10,8),REGI(10)
11,FECH(10,2),CLAV(10,2),HECH(10,2),APR(10,2),SERV(10,12),TIP(10,2),
2POS(10,3),FLENV(10,7),FLTUR(10,8),TPICH(10,4)
  COMMON/COISA/FEASEL A1,JEFA2,CPA1,CPA2,VISA1,VISA2,CTA1,CTA2,VF,R,
1KMI,IL,IHA,IR,LTUBSA,ASHM,TWD,PAR,PATM,ITU,IET,IEC,IC
  COMMON/BUSIS/AA(6,12),FA(21,4),SAHA(17,6),ABC(6,3),ADSP(53,2),ATD
11(25,6),ATD2(25,6),ANXI(16,2),ATUB(4,10),AESP(53,3),TT(10,7),PCM1(
231,4),PCM2(31,4),CE(10,5)
  COMMON/ESCCA/PLANT,CONT,AHOU,DE,OCAL,REGI,FECH,CLAV,HECH,APR,SERV,
111P,POS,FLENV,FLTUR,TPICH
  COMMON/HSEL/CUT,DS,GTL,NTC,LT,ASC,DEM,H,HI
  COMMON/EHL/IHL
  LT=LE
  9 CALL DIFTE(IST,TE1,TE2,FT,DIL,NP,NCS,IRF,IEC)
  IF(FT=.75)10,11,11
  10 NCP=US+1
  IF(IEC.GT.1)WRITE(6,27)FT,NCS
  27 FORMAT(10X,'SE AUMENTA NCS EN DISCAM , POR CONCEPTO DE FT',//,10X,
1'IE=',E10.4,'NCS=',E10.4//)
  GO TO 9
  11 DILC=DIL*FT
  USE=(U,13)
  500 ATE=AT/(US*DILC)
  IF(IEC.GT.1)WRITE(6,28)DILC,US,AT
  28 FORMAT(10X,'DILC=',E10.4,3X,'US=',E10.4,3X,'ATE=',E10.4//)
  ICL=AK=1
  LT=LT1
  NCP=0
  DPT=AX=10.
  DPT1=DPT*AX*.75
  DPT2=DPT*AX*1.1
  300 NCP=NC+1
  ACE=AT/(NCP*ICS)
  304 RPF=0
  RFE=RP+1
  IR=(C,17)
  RFE=ACZ(ATUB(1R,9)*LT)
  IF(IEC.GT.1)WRITE(6,29)1P,ATUB(1R,9)
  29 FORMAT(10X,'IE=',E10.4,3X,'ATUB(1R,9)=',E9.4,3X,//)
  IF(IEC.GT.1)WRITE(6,26)CS,DILC,AT,LT,NCP,AC,NT
  26 FORMAT(10X,'NCS=',E10.4,3X,'DILC=',E10.4,3X,'ATE=',E10.4,3X,'LT=',
1E10.4,3X,'NCP=',E10.4,3X,'ACE=',E10.4,3X,'NT=',E10.4//)
  310 DILC=IHL1(10,1P)
  DILC=IHL1(10,2)
  DS=IHL1(10,1)
  GO TO 314
  312 GO TO 1111
  IF(DILC2(10,1P)=.1)3142,3143,3143
  3142 IF(DC=.5)3141,317,317
  3143 CONTINUE

```



```

3143 NTC=ATL2(IJ,IP)
    OTL=ATU2(IJ,2)
    DS=ATL2(IJ,1)
3144 AC=NTC*ATUB(IR,9)*LT
    US=GT/(AT*DTLC)
    I14=A(J,14)
    I13=A(J,17)
    DI=ATUB(I13,I14)
    CALL CFT(*A,NCP,NCS,NP,NTC,R1,R2,V1,V2,VT,DI,LT,DPTC,IMC,IEC)
    IF(DPTC.LT.LPMA.AND.DPTC.GT.DPMI) GO TO 3231
    IF(DPTC-DPMI)315,315,323
315 NPG=NP
    NCPG=NCP
    NCSG=NCS
    OTLG=OTL
    DSG=DS
    DPTCG=DPTC
    LTG=LT
    NTCG=NTC
    ACG=AC
    IF(NP=6)316,323,323
316 NP=NP+1
    NPRES=NP+1
    IF(IEC.GT.1)WRITE(6,24)NP
24  FORMAT(10X,'NP= ',I5,/)
    IF(IEC.GT.1)WRITE(6,31)NCP,NPRE,LT,DS,DPTC,NTC,NT
31  FORMAT(/,10X,'NCP= ',I4,5X,'NPRE= ',I4,5X,'LT= ',E10.4,5X,'DS= ',F
18.2,5X,'DPTC= ',F8.2,5X,'NTC= ',E10.4,3X,'NT= ',I5,/)
    GO TO 305
317 IF(LT-24.)320,318,318
318 IF(NCP=8.)303,303,340
340 WRITE(6,32)LT,TC
32  FORMAT(10X,'EL NCP EXCEDE 8 CUERPOS',5X,I5,/)
    GO TO 323
320 LT=LT+4.
3041 IF(IEC.GT.1)WRITE(6,33)
33  FORMAT(/,10X,'SE AUMENTO LT ')
    GO TO 304
323 NP=NPG
    NCP=NCPG
    OTL=OTLG
    DS=DSG
    DPTC=DPTCG
    NCS=NCSG
    LT=LTG
    NTC=NTCG
    AC=ACG
3231 *SC=A(J,9)/NCP
    *AC=*A/NCP
    IF(IEC.GT.1)WRITE(6,34)NP,NCP,NCS,NTC,OTL,DS,LT,AC,*SC,*AC,DPTC
34  FORMAT(10X,'NP= ',I4,5X,'NCP= ',I4,5X,'NCS= ',I4,5X,'NTC= ',E10.4,
15X,'OTL= ',F8.2,5X,/,10X,'DS= ',F8.2,5X,'LT= ',F6.1,5X,'AC= ',F8.1
2,5X,'*SC= ',F9.1,5X,'*AC= ',F9.1,5X,'DPTC= ',F9.3,/)
C   CALCULO DEL COEFICIENTE DEL AGUA
    *TUB=(*AC*NP)/NTC
    GTUB=183.44*NTUB/(DI**2)
    VTUB=LUB/(2600.*62.37)
    FAC=VTUB**2*LI**2

```

```

TIM=(TET+TST)/2.
HIO=(ISU./ATUe(127,1))*(1.+0.11*TIM)*FAC
IF(IEC.GT.1)WRITE(6,38)RTUB,GTUB,VTUB,FAC,I27,HIO
38. FOR/AT(10X,'ATUB= ',E10.4,3X,'GTUB= ',E10.4,3X,'VTUB= ',E10.4,3X,'
IFAC= ',E10.4,3X,'I27= ',I5,3X,'HIO= ',E10.4,/)
DPEM=LPMCA*.1
DPEM=LPMCA*.75
IGEPAR=1
DO 403 IEB=1,6
IBELL=1
RTUB=A(J,17)
RTP=A(J,20)
IF(IEC.GT.1)WRITE(6,900)IBELL,IGEPAR,RTUB,RTP,IEB,TT1,TT2,TE1,TE2,
DPLT,IEC,1
900 FOR/AT(10X,'IB=2F10.2,I5,5F10.2,2I5,/)
CALL HPELL(IEBLL,IGEPAR,RTUB,RTP,IEB,A,TT1,TT2,TE1,TE2,DPLT,H0,IE
IC,J)
DPLT=DPLT*NCS
IF(DPLT.L1.0PEMA.AND.DPLT.GT.0PEM1) GO TO 410
IF(DPLT-DPEM1)402,402,404
402 IEBG=IEB
DPLTG=DPLT
403 CONTINUE
404 IEB=IEBG
DPLT=DPLTG
410 IBELL=2
IGEPAR=2
RTUB=A(J,16)
RTP=A(J,19)
CALL HPELL(IEBLL,IGEPAR,RTUB,RTP,IEB,A,TT1,TT2,TE1,TE2,DPLT,H0,IE
IC,J)
UC=1./((1./HIO)+(1./H0)+RDT+RDS)
UL=1./((1./HIO)+(1./HC))
IF(IEC.GT.1)WRITE(6,39)UC,US
39 FOR/AT(10X,'UC= ',E10.4,3X,'US= ',E10.4,/)
IF(UC.LE.100.) GO TO 600
TOLU=.06
GO TO 603
600 IF(UC.LE.50.) GO TO 601
TOLU=.04
GO TO 603
601 TOLU=.02
603 IF(ABS((US-UC)/US).LE.TOLU) GO TO 609
US=ABS((UC-US)/US)
IF(UC.LE.05) GO TO 604
US=US*(1.05+0.5)
GO TO 603
604 IF((US-UC).LE.20.)GO TO 605
US=UC*(1.+0.5)
GO TO 603
605 US=UC*(.95+.5)
606 TOLU=TOLU+.1
IF(TOLU.GT.0.7,0.5,0.6)
607 IF(IEC.GT.1)WRITE(6,35)ICCU,US,UC
35 FOR/AT(10X,'ICCU= ',I4,5X,'US= ',F8.2,5X,'UC= ',F8.2,/)
GO TO 609
608 IF(IEC.GT.1)WRITE(6,36)
36 FOR/AT(10X,'NO CONVERGIO EN 6 ITERACIONES PERO SE QUEDA CON LA U
LTIMA ITERACION, /)
609 IF(IEC.GT.1)WRITE(6,37)HIO,H0,UC,US

```

```

37 FORMAT(/,10X,'H10= ',F8.2,5X,'H0= ',F8.2,5X,'UC= ',F8.2,5X,'US= ',
1F8.2,/)
IPU=NCS*NCP
AC=AT/IPU
IUNI=1
IF(IHD=1)1900,1900,1950
1900 WRITE(6,1100)(PLANT(J,M),M=1,3),CONT(J),AHOJ(J),DE(J),(OCAL(J,M),M
1=1,8),REGI(J),(FECH(J,M),M=1,3),(CLAV(J,M),V=1,2),(HECH(J,M),M=1,2
2),(APR(J,M),M=1,2),IUNI
1100 FORMAT(1H1,53X,'DISEÑO MODULO -B-',2(/),5X,'PLANTA',3X,8A4,31X,'CO
1NTRATO NUM.',2X,A4,4X,'HOJA',1X,A4,1X,'DE',A4,1(/),5X,'LOCALIZACIO
2N',3X,8A4,25X,'REQUISICION',4X,A4,4X,'FECHA',2X,3A4,1(/),5X,'CLAVE'
3,3X,2A4,56X,'HECHA POR',2X,2A4,'APROBADA POR',2A4,1(/),5X,'NUM. UN
4IDADES',2X,18,2(/),50X,'CAMBIADORES DE CALOR',/,47X,'(HOJA DE ESPE
5CIFICACIONES)')
LTIN=LT*12.
WRITE(6,1200)(SERV(J,M),M=1,12),DS,LTIN,(TIP(J,M),M=1,2),(POS(J,M)
1,M=1,3),AT,IPU,AC,NCS,NCP
1200 FORMAT(1H0,2(/),5X,'SERVICIO DE LA UNIDAD',4X,12A4,/,5X,'TAMANO ',
1F4.0,' IN X ',F4.0,' IN',20X,'TIPO',2A4,25X,'POSICION ',3A4,/,5X,'
2SUPERFICIE POR UNIDAD',4X,F9.0,1X,'FT**2',22X,'ENVOLVENTE POR UNID
3AD',2X,14,/,5X,'SUPERFICIE POR ENVOLVENTE',F9.0,1X,'FT**2',22X,'AR
4REGLO DE LAS ENVOLVENTES',2X,11,'S. X ',12,'P.',3(/),42X,'CONDICIO
5NES DE OPERACION POR UNIDAD')
WRITE(6,1300)(FLENV(J,M),M=1,7),(FLTUB(J,M),M=1,8),A(J,9),WA
1300 FORMAT(3(/),48X,'LADO DE LA ENVOLVENTE',15X,'LADO DE LOS TUROS',/
1,5X,'FLUIDO CIRCULADO',24X,7A4,2X,8A4,/,5X,'CANTIDAD TOTAL',8X,'LB
2/HR',22X,F8.0,25X,F8.0,/,48X,'ENTRADA',7X,'SALIDA',16X,'ENTRADA',7
3X,'SALIDA')
C
IFL TOMA VALOR DE 2 CUANDO SE TRATA DE VAPOR.
C
IFL TOMA VALOR DE 1 CUANDO SE TRATA DE LIQUIDO.
IF(IFL=2)1101,1102,1102
1101 WRITE(6,1400)A(J,9),A(J,9),WA,WA,SG1,SG2,SGT1,SGT2,A(J,7),A(J,6),C
1TT1,CTT2,A(J,5),A(J,6),CPT1,CPT2,A(J,1),A(J,2),VIST1,VIST2,A(J,3),
2A(J,4),RHOT1,RHOT2
1400 FORMAT(1H0,/,5X,'LIQUIDO',15X,'LBS/HR',13X,F9.0,6X,F9.0,12X,F9.0,6
1X,F9.0,/,5X,'DENSIDAD RELATIVA',25X,F8.5,7X,F8.5,13X,F8.5,7X,F8.5,
2/,5X,'CONDUCTIVIDAD TERMICA',1X,'BTU/HR-FT2-F',8X,F8.5,7X,F8.5,13X
3,F8.5,7X,F8.5,/,5X,'CALOR ESPECIFICO',6X,'BTU/LB-F',12X,F8.5,7X,F8
4.5,13X,F8.5,7X,F8.5,/,5X,'VISCOSIDAD',12X,'CPS',17X,F8.5,7X,F8.5,1
53X,F8.5,7X,F8.5,/,5X,'DENSIDAD',14X,'LB/FT3',14X,F8.5,7X,F8.5,13X,
6F8.5,7X,F8.5)
WRITE(6,1401)
1401 FORMAT(2(/),5X,'VAPOR',17X,'LB/HR',/,5X,'DENSIDAD RELATIVA',/,5X,'
1CONDUCTIVIDAD TERMICA',1X,'BTU/HR-FT2-F',/,5X,'CALOR ESPECIFICO',
26X,'BTU/LB-F',/,5X,'VISCOSIDAD',12X,'CPS',/,5X,'DENSIDAD',14X,'LB/
3FT3',/)
GO TO 1840
1102 WRITE(6,1500)WA,WA,SGT1,SGT2,CTT1,CTT2,CPT1,CPT2,VIST1,VIST2,RHOT1
1,RHOT2,A(J,9),SG1,SG2
WRITE(6,1510)A(J,7),A(J,8),A(J,5),A(J,6),A(J,1),A(J,2),A(J,3),A(J,
14)
1500 FORMAT(1H0,/,5X,'LIQUIDO',15X,'LBS/HR',49X,F8.0,7X,F8.0,/,5X,'DENS
1IDAD RELATIVA',63X,F8.5,7X,F8.5,/,5X,'CONDUCTIVIDAD TERMICA BTU/HR
2-F',F',45X,F8.4,7X,F8.4,/,5X,'CALOR ESPECIFICO',6X,' BTU/LB-F',
352X,F8.3,7X,F8.3,/,5X,'VISCOSIDAD',12X,'CPS',59X,F8.3,7X,F8.3,/,5X
4,'DENSIDAD',14X,'LB/FT3',56X,F8.5,7X,F8.5,/,5X,'VAPOR',17X,'LB/HR
5',13X,F10.0,5X,F10.0,/,5X,'DENSIDAD RELATIVA',30X,F8.5,7X,F8.5)
1510 FORMAT(15X,'CONDUCTIVIDAD TERMICA',1X,'BTU/HR-FT2-F',/,5X,F8.3,
17X,F8.3,/,5X,'CALOR ESPECIFICO',6X,'BTU/LB-F',15X,F8.3,7X,F8.3,/,5

```

```

2X,'VISCOSIDAD',12X,'CFS',22X,F6.3,7X,F8.3,/,5X,'DENSIDAD',14X,'LB/
3FT3',15X,F6.5,7X,F6.5,/)
1840 WRITE(6,1800)IE1,IE2,TST,TET,VIMAX,VTUB,A(J,12),DPLT,DPTMAX,DPTC,R
1LS,RLT
1000 FORMAT(5X,'TEMPERATURA',11X,'F',19X,F6.2,9X,F6.2,17X,F6.2,9X,F6.2,
1/,5X,'VELOCIDAD',15X,'FT/SEC',14X,'MAX.',F6.2,26X,'CALC.',F6.2,/,5
2X,'CALDA DE PRESION',6X,'PSI',17X,'PERM.',F6.2,4X,'CALC.',F6.2,10X
3,'PERM.',F6.2,4X,'CALC.',F6.2,/,5X,'FACTOR FNSUCIAMIENTO',2X,'HR-F
4=FL/LIC',17X,F7.5,28X,F7.5)
WRITE(6,1825)GT,BTLC,UL,UC
1825 FORMAT(1HU,/,5X,'CALOR INTERCAMBIADO',3X,'BTU/HR.',3X,F10.0,37X,'M
1.L.D.(CORRECTOR)',F',1X,F6.2,/,5X,'COEF.TOTAL DE TRANSF.DE CALOR',2
2X,'BTU/HR-FI2-F',10X,'LIMPIO',2X,F10.3,7X,'SUCIO',2X,F10.3)
WRITE(6,1850)NTC,ATUB(1R,1),ATUB(1R,4),LT,(TPICH(J,M),M=1,4)
1850 FORMAT(2(/),5X,'NUM. TUBOS=',F6.0,7X,'D.EXT.=',F5.3,2X,'IN',3X,' D
1. INT.=',F6.3,2X,'IN.',7X,'LONGITUD=',F3.0,2X,'FT.',3X,'TIPO DE PIT
2Ch',1X,4A4)
WRITE(6,1830)DS,DEM,HI,JP,ATUB(1R,10)
1830 FORMAT(1HU,4X,'DIAM.DE ENVOLVENTE=',F6.2,'IN.',5X,'ESPACIAMIENTO
1ENTRE MAMPARAS=',F5.2,'IN.',5X,'FRACCION DE CORTE=',F5.3,/,5X,'NU
2MERO DE PASOS',12,1X,'ESPACIAMIENTO ENTRE TUBOS=',F4.2,1X,'IN.',6
3(/))
1950 RETURN.
END

```

RUTINA DIFTE

```
SUBROUTINE DIFTE(TT1,TT2,S1,S2,F,MTD,NH,N,IRF,IEC)
REAL MTD
NP=NH
IF(IRF-1)15,15,16
15 TS1=S1
   TS2=S2
   IF(NP-1)2,2,18
16 TS1=S2
   TS2=S1
   GO TO 2
18 IF(TS1-TS2)1,2,1 Z
   1 IF(TT1-TT2)3,2,3 0
   2 MTD=(ABS(TS1-TT2)-ABS(TS2-TT1))/ALOG(ABS(TS1-TT2)/ABS(TS2-TT1))
     F=1.
     RETURN
   3 X=ABS(TT1-TT2)/ABS(TS1-TT1)
   9 IF(TS1-TT2-TS2+TT1)4,5,4
   4 MTD=(ABS(TS1-TT2)-ABS(TS2-TT1))/ALOG(ABS(TS1-TT2)/ABS(TS2-TT1))
     R=ABS(TS2-TS1)/ABS(TT2-TT1)
     XN=(1.-((1.-R*X)/(1.-X))**(1.-N))/(R-((1.-R*X)/(1.-X))**(1./N))
     GO TO 6
   5 R=1.
     MTD=ABS(TS1-TT2)
     XN=X/(N-N*X+X)
   6 IF(2./XN-1.-R-(R**2+1.)**.5)7,8,7
   8 N=N+1
     GO TO 9
   7 IF((2./XN-1.-R+(R**2+1.)**.5)/(2./XN-1.-R-(R**2+1.)**.5))8,8,10
   10 IF(R-1.)11,12,11
   12 F=(1.414*XN/(1.-XN))/ALOG((2./XN-1.-R+(R**2+1.)**.5)/(2./XN-1.-R-
     1-(R**2+1.)**.5))
     GO TO 13
   11 F=((R**2+1.)**.5/(R-1.))*ALOG((1.-XN)/(1.-R*XN))/ALOG((2./XN-1.-R
     1+(R**2+1.)**.5)/(2./XN-1.-R-(R**2+1.)**.5))
   13 IF(IEC.GT.1)WRITE(6,19)
   19 FORMAT(1H1,5X,'DISEÑO DEL MÓDULO -B-',/,45X,'(CAMBIADOR DE TUHO Y
     1 CORAZA)',/)
     IF(IEC.GT.1)WRITE(6,20)MTD,R,XN,F
   20 FORMAT(10X,'MTD =',F6.2,5X,'R =',F6.2,3X,'XN =',F10.5,7X,'F =',F8.
     12,/)
     RETURN
   END
```

RUTINA CPT

```
SUBROUTINE CPT(WT,NCPT,NCST,NP,NT,R1,R2,V1,V2,VT,DI,LT,DPT,IMC,IEC
1)
REAL LT,NT
JCZ=0
R=(R1+R2)/2.
V=(V1+V2)/2.
W=((R1*NP)/(NT*NCPT))
RE=(6.31*W)/(DI*V)
GT=(183.44*W)/DI**2
IF(RE.GT.1000.)GO TO 2
1 F=.4821037*RE**(-.79355)
GO TO 3
2 F=.00311321*RE**(-.2636089)
3 DP=(F*(GT**2)*LT*NP*62.375)/(1.522E11*UI*R)*12.
GO TO (4,4,5,5,4),IMC
4 FP=2.
GO TO 6
5 FP=1.
6 DPT=(DP*NCST)/FP
IF(IEC.GT.1)WRITE(JCZ,9)R,V,W,RE,GT,F,DP,FP,DPT
9 FORMAT(2(/),10X,'R= ',F8.2,5X,'V= ',F9.4,5X,'W= ',F11.2,5X,'RE= ',
1F9.1,5X,'GT= ',F11.1,5X,'F= ',F8.5,/,9X,'DP= ',F6.2,4X,'FP= ',F8.4
2,5X,'LFT= ',F6.2//)
IF(NP.GT.1)GO TO 8
RETURN
8 VT=(0.051*W)/(DI**2.*R)
DPR=NP*VT**2.*1.68152/k
DPT=DPR+DPT
IF(IEC.GT.1)WRITE(6,10)VT,DPR,DPT
10 FORMAT(9X,'VT= ',F7.2,5X,'DPR= ',F6.2,5X,'DPT= ',F6.2)
RETURN
END
```

RUTINA HPBELL

```
SUBROUTINE HPBELL (IBELL, IGEFAR, H1, H2, IER, A, TST, TET, TE1, TE2, DPLT, HO
1, IEC, J)
REAL LT, NTC, LP
DIMENSION A(10, 24)
COMMON/HBEL/CUT, DS, CTL, NTC, LT, WSC, DEM, F, HI
COMMON/BDISIS/AA(6, 12), NPA(21, 4), SAHA(17, 6), ABC(6, 3), ALSP(53, 2), ATD
11(25, 6), ATD2(25, 6), ANXT(16, 2), ATUB(4, 10), AESP(53, 3), TT(10, 7), PCM1(
231, 4), PCM2(31, 4), CE(10, 5)
ITUB=H1
ITP=H2
IF (IEC.GT.1) WRITE(6, 99)
99 FORMAT(10X, 'ESCRITURAS SUBROUTINA HPBELL', //, 30X, 'ARGUMENTOS', /)
IF (IEC.GT.1) WRITE(6, 100) IBELL, IGEFAR, ITUB, ITP, IER, TST, TET, TE1, TE
12, DPLT, IEC, J
100 FORMAT(/, /, 10X, 5I5, 5F10.2, 2I5, /)
C GENERACION DE LOS PARAMETROS NECESARIOS - BFLI
10 IF (DS=20.) 11, 12, 12
11 NS=2
GO TO 15
12 IF (DS=42.) 13, 13, 14
13 NS=4
GO TO 15
14 NS=6
15 F88=(OTL-ATUB(ITUB, 1))/ATUB(ITUB, 10)
IF (ITP=3) 16, 17, 18
16 NTC=F88+1
NC=(F88/1.73205)+1
GO TO 19
17 NTC=(F88/1.41421)+1
NC=NTC-1
GO TO 19
18 NTC=F88+1
NC=NTC
19 IF (DS=36.) 20, 21, 21
20 DBA=ATUB(ITUB, 1)+0.002004
GO TO 22
21 DBA=ATUB(ITUB, 1)+0.001302
22 DEMI=DS-OTL
IF (IEC.GT.1) WRITE(6, 101) NS, F88, NTC, NC, DBA, DEMI, DS
101 FORMAT(10X, 'NS= ', I5, 5X, 'F88= ', F9.4, 5X, 'NTC= ', I5, 5X, 'NC= ', I5, 5X
1, 'DBA= ', F9.4, //, 10X, 'DEMI= ', F9.4, 3X, 'DS= ', E10.4, //)
DO 70 J=1, 53
IF (DS=ADSP(J, 1)) 71, 71, 70
70 CONTINUE
71 P47=ALSP(J, 2)
DB=DS-z.*P47
H=ABC(IEC, 2)*DS
H1=ABC(IEC, 2)
H2=.785*DB**2
A1=ABC(IEC, 3)*DB**2
A2=NTC*4n/zSe
N1B=NTC-zTn
IF (IEC.GT.1) WRITE(6, 102) P47, DB, H, H1, H2, A1, A2, N1B, TT, J
```

```

102 FORK AT(10X,'P97=' ,E10.4,3X,'DE=' ,E10.4,3X,'HE=' ,E10.4,3X,'ASE='
1,E10.4,3X,'JE=' ,E10.4,7,10X,'NTW=' ,15,3X,'NTH=' ,15,3X,'J7=' ,14
1,7/)
LC 00 JB=1.53
IF(DS=ASEP(OB,1))G1,G1,R0
00 CONTINUE
01 RES=ALSP(OB,3)
HE=1+HE5
AL=785*HLE*(ATOE(ITOE,1)/12.0)**2.
LF=L1*12.
DSOS=0.712.
AL2=LF-3.*DSOB
DEM=DS/ABC(100,1)
HE=(AL2/DEM)+1
PRE=CPV*VIM*2.42/CTR
SM=((DS-NTO*ATOE(ITOE,1))*DEM)/144.
CP=SC/SK
FDP=LEI*DEM/(144.*SM)
SN=(AA/144.)-ATG
STB=PI*.0054513*(DB**2-ATOE(ITOE,1)**2)
CL=2*((DB**2/4.)-(DB/2.-H)**2)**.5
IF(IEC.GT.1)WRITE(O,97)CPV,VIM,CTR,DEML,PKL,J8
97 FORK AT(10X,'CPV=' ,E10.4,3X,'VIM=' ,E10.4,3X,'CTM=' ,E10.4,3X,'DEM
1E=' ,E10.4,3X,'PRE=' ,E10.4,3X,'J8=' ,15,7/)
IF(IEC.GT.1)WRITE(O,104)SM,GR,FRP,SW,STB,CL
104 FORK AT(10X,'SM=' ,E10.4,3X,'GR=' ,E10.4,3X,'FBP=' ,E10.4,3X,'SW='
1,E10.4,3X,'STB=' ,E10.4,3X,'CL=' ,E10.4,7/)
Z=CL/DS
GAM=2*ASIN(Z)*57.295779
SSB=785*((SBO.-GAM)/360.)*((DS**2-DB**2)/144.)
SL=SSL+STB
Y=SL/SM
CSS=(STB+2*SSB)/SL
IF(IEC.GT.1)WRITE(O,105)Z,GAM,SSB,SL,Y,CSS
105 FORK AT(10X,'Z=' ,E10.4,3X,'GAM=' ,E10.4,3X,'SSB=' ,E10.4,3X,'SL='
1,E10.4,3X,'Y=' ,E10.4,3X,'CSS=' ,E10.4,7/)
00 IF(IECLL=1)G1,G1,00
C CALCULO DE LA CAIDA DE PRECISION -BELL
01 RE=(OB*ATOE(ITOE,1)/29.04)/VIF
FDP=(DEMI*DEM/144.)/SK
RN=ALOG10(RE)
FDP=10.**((1.08351173605+.076616980373*RN-.12769711937*RN**2-.59917
1405147*RN**3+.356903413174*RN**4-.67066327727*RN**5+.0047305459262
22*RN**6)
IF(E=100.)G2,G2,03
02 ALFA=4.5
CO=10.34
03 ALFA=0.8
04 CZ=1.-(2.*NS/1.0)**.3333
LE=PEAK*(-ALFA*FIP*CT9)
IF(IEC.GT.1)WRITE(O,106)RE,FDP,RN,FDP,ALFA,CT9,FPSP
106 FORK AT(10X,'RE=' ,E10.4,3X,'FDP=' ,E10.4,3X,'RN=' ,E10.4,3X,'FDP=

```



```

1 'E10.4,3X,'ALFA= 'E10.4/,10X,'C29= 'E10.4,3X,'EPSDP= 'E10.4,
2//)
C30=634624000.*A(J,4)
DPBP=(4.*FDP*EPSDP*GM**2*NC)/(C30*144.)
VW=WSC/(3600.*A(J,4)*SM)
VM=WSC/(3600.*A(J,4)*SM)
VZ=(VM*VW)**.5
IF(IEC.GT.1)WRITE(6,114)DPBP,VW,VM,VZ
114 FORMAT(10X,'DPBP= 'E10.4,3X,'VW= 'E10.4,3X,'VM= 'E10.4,3X,'VZ=
1'E10.4,/)
IF(RE=100.)35,35,36
35 C31=A(J,2)*VZ/(32.2*A(J,4)/62.4)
IF(IEC.GT.1)WRITE(6,107)C30,DPBP,VW,VM,VZ,C31
107 FORMAT(10X,'C30= 'E10.4,3X,'DPBP= 'E10.4,3X,'VW= 'E10.4,3X,'VM=
1'E10.4,3X,'VZ= 'E10.4,3X,'C31= 'E10.4,/)
DV=4.*SW*DEM/AW
C32=A(J,2)*VZ/(32.2*DV)
C33=(((A(J,3)+A(J,4))/2.)*(VZ**2))/64.4)*2.
DPWLT=23.*EPSDP*C31*NW+26.*C32*(DEM/DV)+C33
GO TO 37
36 DPWLT=(2.+6*NW)*DEML*VZ**2/9273.
37 DPBPEX=DPBP*(1.+2.*(NW/NC))
DPNL=(NB-1)*DPBP+NB*DPWLT
IF(IEC.GT.1)WRITE(6,108)DV,C32,C33,DPWLT,DPBPEX,DPNL
108 FORMAT(10X,'DV= 'E10.4,3X,'C32= 'E10.4,3X,'C33= 'E10.4,3X,'DPWL
1T= 'E10.4,3X,'DPBPEX= 'E10.4,3X,'DPNL= 'E10.4,/)
X=EXP(Y)
UMDPLN=ALOG(-189.892667252+660.56183331*X-876.00672723*X*X+508.302
*980257*X**3-54.539228994*X**4-79.376042972*X**5+36.980517321*X**6
*-5.04540457293*X**7)
DPL=(1.-UMDPLN*(STR+2.*SSB)/SL)*DPNL
DPLT=DPL+2.*DPBPEX
IF(IEC.GT.1)WRITE(6,95)X,UMDPLN,DPL,DPLT
95 FORMAT(10X,'X= 'E10.4,3X,'UMDPLN= 'E10.4,3X,'DPL= 'E10.4,3X,'D
1PLT= 'E10.4,/)
RETURN
C
CALCULO DE COEFICIENTES
50 RE=(GM*ATUB(ITUB,1)/29.04)/VIM
IF(IEC.GT.1)WRITE(6,109)X,UMDPLN,DPL,DPLT,RE
109 FORMAT(10X,'X= 'E10.4,3X,'UMDPLN= 'E10.4,3X,'DPL= 'E10.4,3X,'DP
1LT= 'E10.4,3X,'RE= 'E10.4,/)
RN=ALOG10(RE)
AJH=.2307/(RE**.3522)
ALFA=1.25
IF(NS=NC/2)52,52,51
51 EPSH=1
GO TO 53
52 C13=1.-(2.*NS/NC)**3
EPSH=EXP(-ALFA*FBP*C13)
IF(IEC.GT.1)WRITE(6,110)RN,AJH,ALFA,C13,EPSH
110 FORMAT(10X,'RN= 'E10.4,3X,'AJH= 'E10.4,3X,'ALFA= 'E10.4,3X,'C13
1= 'E10.4,3X,'EPSH= 'E10.4,/)
53 R=2*AW/ASL
PSIV=1.-R+.524*R**.32*(SM/SV)**.03
IF(RE=100.)54,54,55
54 NS7=(NB+1)*NC+(NB+2)*L.
XLT=(1.37/NC)**.18
GO TO 63

```

```

06 CONTINUE
  X11=1.
  GO TO 072
07 X11=ANXAT(124,Z)
072 IF (IIF-3.)50,059,58
08 NCB=10
  X12=.95
  GO TO 02
09 NCB=14
  X12=.945
02 IF (IEC.GT.1)WRITE(6,111)R,PSIM,N37,XLT,X11,NCB,X12
111 FORMAT(10X,'R= ',E10.4,3X,'PSIM= ',E10.4,3X,'N37= ',I5,3X,'XLT= ',
  E10.4,3X,'X11= ',E10.4,3X,'NCB= ',I5,3X,'X12= ',E10.4,/)
  ALT=X11/X12
03 HNL=(ACH*PSIM*EPSH*CPM*GM)/(XLT*PRL**.66666)
  CL=2.*(DB**2/4.)-(DB/2.-H)**2)**.5
  UMHLNL=ALOG(-03.279909578+294.00183349*X-398.22518733*X*X+242.6550
  100023*X**3-59.412748537*X**4-27.796943954*X**5+14.4967834054*X**6
  2-2.03469032088*X**7)
  HL=HNL*(1.-UMHLNL*CSS)
  IF (RE-100.)05,65,04
C CORRECCION FOR CONVECCION NATURAL
04 HC=.0001
  IF (IEC.GT.1)WRITE(6,112)XLT,HNL,CL,UMHLNL,HL,HC
112 FORMAT(10X,'XLT= ',E10.4,3X,'HNL= ',E10.4,3X,'CL= ',E10.4,3X,'UMHL
  NL= ',E10.4,3X,'HL= ',E10.4,3X,'HC= ',E10.4,/)
  GO TO 09
05 TEM=(TE1+TE2)/2.
  TTM=(TST+TET)/2.
  HIDROL=1./DEML
  BETA=((1./A(J,4))-(1./A(J,3)))/((TET-TST)*HIDROL)
  CPRCON=A(J,6)**3.*A(J,4)**2*A(J,5)*BETA/A(J,2)
  IF (OS-40.)00,06,07
06 DIA=TEA-((TEM-TTM)+(TEM-TTM)*.2)
  GO TO 08
07 DIA=TEM-((TEA-TTM)+(TEM-TTM)*.0)
00 HC=110.*(CPRCON*DIA/AT00(IT0,1))**.25
09 HO=HL+HC
  IF (IEC.GT.1)WRITE(6,113)TTM,HIDROL,BETA,CPRCON,DIA,HC,HO
113 FORMAT(10X,'TTM= ',E10.4,3X,'HIDROL= ',E10.4,3X,'BETA= ',E10.4,3X,
  'CPRCON= ',E10.4,3X,'DIA= ',E10.4,/,10X,'HC= ',E10.4,3X,'HO= ',E10
  2.4,/)
  RETURN.
  END

```

RUTINA DISTO

```
SUBROUTINE DISTO(TET,TST,WHOH,AK,BHPT,RAK,ACE,TW,NU,ONC)
DIMENSION TSPH(105),PV(105),YS(105),HS(105),H(105),HH(105)
COMMON/BDSIS/AA(6,12),NPA(21,4),SAHA(17,6),ABC(6,3),ADSP(53,2),ATE
11(25,6),ATG2(25,6),ANXT(16,2),ATUB(4,10),AESP(53,3),TT(10,7),PCM1(
231,4),PCM2(31,4),CE(10,5)
COMMON/CDISA/TEAT,DENA1,DENA2,Z1,Z2,Z3,Z4,Z5,Z6,Z7,Z8,Z10,Z11,Z12,
1Z13,Z14,ASNA,TWD,PAR,PATM,IT,IET,IEC,IC
COMMON/EHD/IHD
INTEGER PLA
IC=0
ICON=0
INAN=0
TW=TWD
FM=1.7
PT=PATM
RMOA=(DENA1+DENA2)/2.
NIM=NI+1
WHO=WHOH/499.8
QT=WHOH*(TET-TST)
IF((TET-TST)-30.)4,4,5
4 NI=51
GO TO 6
5 NI=101
6 DTE=(TET-TST)/NI
XX1=TST
A=2.64650006492
B=1.7441565514
C=1.630070869667
8 PVTW=EXP(B+C*(ALOG(TW))**2)/(TW**A)
YTW=0.622*PVTW/(PT-PVTW)
HTW=(0.24+0.45*YTW)*(TW-32.)+1075.5*YTW
YY1=HTW
PvTE=EXP(B+C*(ALOG(TET))**2)/(TET**A)
YTE=0.622*PvTE/(PT-PvTE)
HTE=(0.24+0.45*YTE)*(TET-32.)+1075.5*YTE
OMM=(HTE-HTW)/(TET-TST)
9 OMM1=OMM/FM
HSAC=OMM1*(TET-TST)+HTW
XX2=TET
YY2=HSAC
SUM=0.
TSPH(1)=TST
PV(1)=EXP(B+C*(ALOG(TSPH(1)))**2)/(TSPH(1)**A)
YS(1)=0.622*PV(1)/(PT-PV(1))
HS(1)=(0.24+0.45*YS(1))*(TST-32.)+1075.5*YS(1)
H(1)=HTW
DO 7 I=1,NI
TSPH(I+1)=TSPH(I)+DTE
PV(I+1)=EXP(B+C*(ALOG(TSPH(I+1)))**2)/(TSPH(I+1)**A)
YS(I+1)=0.622*PV(I+1)/(PT-PV(I+1))
HS(I+1)=(0.24+0.45*YS(I+1))*(TSPH(I+1)-32.)+1075.5*YS(I+1)
H(I+1)=OMM1*(TSPH(I+1)-TST)+HTW
```

```

IF (1.EQ.1.EQ.3.EQ.1.EQ.1) GO TO 12
IA=I/2
IA=IA*2
IF (I-IA)11,10,11
10 FAC=4.
GO TO 13
11 FAC=2.
GO TO 13
12 FAC=1.
13 H(I)=(1./(S(I)-H(I)))*FAC
SUM=SUM+H(I)
7 CONTINUE
BBC=UTE*SUM/3.
PLA=(BBC-0.67)*(OM1**((TT(IT,3)))/TT(IT,2))
IF (IEL.GT.1) WRITE(6,206) IET, YTW, OM1, TSPH(1), TST, HTW, HSAC, PV(1), WH
100 PVTE, XX1, YS(1)
200 FORMAT(1H,3(/),50X,'ESCRITURAS MODULO -C-',2(/),50X,'(TORRE DE EN
IFRAME)ENTRADA',3(/),10X,'TET =',F5.1,11X,'YTW =',6X,F7.4,1
21X,'OM1 =',7X,F6.4,11X,'TSPH(1) =',4X,F7.3,/,10X,'TST =',8X,F5.1
3,11X,'HTW =',5X,F7.3,12X,'HSAC =',4X,F7.3,12X,'PV(1) =',5X,F9.6
4,/,10X,'WH =',1X,F12.1,11X,'PVTE =',6X,F9.6,9X,'XX1 =',5X,F6.2,
510X,'YS(1) =',5X,F7.4,/)
IF (IET.GT.1) WRITE(6,201) CT, YTE, YY1, HS(1), DTE, HTE, XX2, H(1), PVTW, OM
10, YY2, NI
201 FORMAT(10X,'CT =',2X,F11.1,11X,'YTE =',6X,F7.4,11X,'YY1 =',5X,
F7.3,12X,'HS(1) =',4X,F7.3,/,10X,'DTE =',8X,F5.1,11X,'HTE =',5
2X,F7.3,12X,'XX2 =',5X,F6.2,13X,'H(1) =',4X,F7.3,/,10X,'PVTW =',
3,9X,F7.4,6X,'OM1 =',7X,F6.4,11X,'YY2 =',5X,F7.3,12X,'NI =',
413,4(/),55X,'INTEGRACION GRAFICA',3(/),11X,'TSPH(I+1)',11X,'PV(I+1)
5)',14X,'YS(I+1)',12X,'HS(I+1)',13X,'H(I+1)',13X,'HH(I)',2(/))
GO TO 1E1,NI
IF (IET.GT.1) WRITE(6,206) (TSPH(I+1), PV(I+1), YS(I+1), HS(I+1), H(I+1)
1, H(I))
206 FORMAT(12X,F7.3,12X,F8.5,12X,F7.4,12X,F7.3,13X,F7.3,13X,F7.3,12X,F
17.3)
70 CONTINUE
IF (IEL.GT.1) WRITE(6,202) SUM, BBC, PLA, TT(IT,3), OM1, TT(IT,2)
202 FORMAT(10X,'SUM =',9X,F7.4,6X,'BBC =',6X,F7.4,11X,'PLA =',3X,I5
1,12X,'TT(IT,3) =',4X,F6.4,/,70X,'OM1 =',7X,F6.4,11X,'TT(IT,2) =',4X
2,F6.4,2(/))
71 IF (10)72,72,17
72 IF (INAT=3)5(,17,17
80 INAT=INAT+1
IF (PLA=30)15,15,14
14 OR1=OR1+.5
GO TO 5
15 IF (PLA=20)16,17,17
16 OR1=OR1+.5
GO TO 5
17 IF (10)10,10,15
18 HARC=HSAC
HFE1=-HFA
HFE2=HFE1+TA+TA*HARC
HARC1,+.5
24 FV=EXP(B+C*(ALOG(TWR))**2)/(TWF**A)
SU=(0.24+0.45*(0.622*PWR/(PT-PWR)))*(TWR-32.)+1075.5*(.622*PWR/(PT
1-PWR))
IF (IEL.GT.1) WRITE(6,207) FVR, SU, HPME, TWF
207 FORMAT(10X,'FVR =',F8.5,20X,'SU =',F8.3,20X,'HPME =',F8.3,20X,'TW
10 =',F8.3,/)

```

```

IF (ICON=9) 50,20,20
50 ICON=ICON+1
IF (ABS((HPME-SD)/SD)-.03) 20,20,21
21 IF (HPME=SD) 22,22,23
22 TWR=TWR-.2
GO TO 24
23 TWR=TWR+.2
GO TO 24
20 TW=TWR
IO=2
IF (IET.GT.1) WRITE(6,203)HARE,PAF,HPME,TWR,PVR,SD
203 FORMAT(10X,'HARE =',8X,F6.2,10X,'PAF =',7X,F5.3,12X,'HPME =',5X,F
16.2,13X,'TWR =',4X,F6.2,/,10X,'PVR =',9X,F7.4,8X,'SD =',5X,
2F6.2,2(/))
GO TO 6
19 ATR=(PLA-1.)*(TT(IT,7)/12.)
BA=857.143-21.42857*ATR
GA=1400.+BA
GL=GA*OM1
GPA=WHOH/GL
IF (GPA-25200.) 25,25,260
260 IF (IET.GT.1) WRITE(6,240)
240 FORMAT(10X,10X,'EL AREA PLANA EXCEDE 10 CELDAS ')
GO TO 42
25 IF (GPA-4608.) 26,26,27
26 DO 31 K=1,31
IF (GPA-PCM1(K,1)) 32,32,31
31 CONTINUE
32 GPA=PCM1(K,1)
GRAN=PCM1(K,2)
ANCHO=PCM1(K,3)
ONC=PCM1(K,4)
GO TO 35
27 DO 34 K=1,31
IF (GPA-PCM2(K,1)) 33,33,34
34 CONTINUE
33 GPA=PCM2(K,1)
GRAN=PCM2(K,2)
ANCHO=PCM2(K,3)
ONC=PCM2(K,4)
35 ANCHOA=ANCHO/ONC
CTC=GPA
36 GLR=WHOH/CTC
GAR=GLR/OM1
IF (IET.GT.1) WRITE(6,310)GPA,GRAN,ANCHO,ANCHOA,ONC
310 FORMAT(10X,'GPA= ',E10.4,3X,'GRAN= ',E10.4,3X,'ANCHO= ',E10.4,3X,'
1ANCHA= ',E10.4,3X,'ONC= ',E10.4,/)
GE=SQRT(GAR**2+4800.*RHOA*GAR*(64.32*TT(IT,4))**0.5+32.16*(3600.*R
1HUA)**2*TT(IT,4))
CPE=PLA*TT(IT,5)*GAR**2*(0.0675/RHOA)+PLA*TT(IT,6)*SQRT(TT(IT,4))*
1GLR*GE**2*(0.0675/RHOA)
GPC=GPA/ONC
HOUT=6.
SINL=2.
TLFA=ANCHOA*ONC*HOUT*SINL
TUA=CTC
VA=GAR*TUA
CFE=VA/(63.+RHOA)
FV=CFE/TLFA
DU=0.4-(0.0025*FV)

```

```

CPL=0.42*SB
BC=.1-(.00005*GAR)
CPEN=0.07*3C
CPT=CPEN+CPL+CPEN
KA=(TET-TST)/10.
KKA=KA+.5
ww=0.003*WHLH
wEV=0.0125*WHLH*KA
wED=0.003*WHOH*KA
WK=w+wEV+wED
LHP=(VA*CPT)/(0.35b.**5*60.*0.067)
BHPTE=BHP
ACE=WHOH*WK
YAE=.005
YAS=.0075
PARR=PAR*100.
KAN=TET-TST
ACE=TST-TWK
PTM=PT*51.7007
ANG=30.
TSAT=(1.7097+SQRT(1.7097**2-4.**07185*(65.5-HSAC)))/2.**01785)
VPS=1.
02 VPU=UNC*VPS
BHPV=LHP/VPU
LV=ANCHOA-.5*ANCHOA
ESP=1.5
NC=1
IF(IET.GT.1)WRITE(6,204)ATR,BA,GA,GL,GPA,CTC,GLR,GAR,GE,CPF,TLFA,T
10A
204 FORMAT(10X,'ATR =',9X,F5.2,10X,'BA =',4X,F8.3,12X,'GA =',2X,F
19.2,13X,'GL =',F9.2,/,10X,'GPA =',5X,F9.2,10X,'CTC =',5X,F
29.1,10X,'GLR =',2X,F9.2,13X,'GAR =',F9.2,/,10X,'GE =',5X,F
39.2,10X,'CPE =',7X,F7.5,10X,'TLFA =',2X,F9.2,13X,'TGA =',F9.
42,2(/))
IF(IET.GT.1)WRITE(6,205)VA,CFM,FV,BH,CPL,BC,CPEN,CPT,BHPV,BHPTE
205 FORMAT(10X,'VA =',3X,F11.2,10X,'CFM =',F10.2,13X,'FV =',4X,F
1.2,13X,'BH =',5X,F7.4,/,10X,'CPL =',10X,F7.5,7X,'BC =',5X
2,F6.4,11X,'CPEN =',7X,F7.5,10X,'CPT =',6X,F7.5,/,10X,'BHPV =',8
3X,F8.2,10X,'BHPTE =',5X,F6.2,2(/))
IF(IHD-1)1900,1900,42
1900 IF(10.GT.1)WRITE(6,300)
300 FORMAT(1H,'',50X,'DISEÑO DEL MÓDULO -C-',2(/),48X,'( TORRE DE ENFR
11X,IET,10 )',2(/),50X,'CONDICIONES DE OPERACION',/,/,6X,'CORRIENTE
2A ENFRIAR = AGUA',31X,'MEDIO DE ENFRIAMIENTO =',4X,'AIRE',/)
IF(10.GT.1)WRITE(6,301)WHO,CFM,WHOH,TET,TEAT,TST,TSAT
301 FORMAT(10X,'GASTO TOTAL',15X,'=',5X,F9.1,3X,'(GPM)',10X,'GASTO VOL
10,LETRICCO',10X,'=',F13.2,2X,'(CFM)',/,36X,'=',3X,F12.2,2X,'(LB/HR
2)',/,10X,'TEMPERATURA A LA ENTRADA',2X,'=',9X,F6.2,2X,'(°F)',11X,'
3TEMP. A LA ENTRADA (DULC SECC) =',6X,F6.2,2X,'(°F)',/,10X,'TEMPE
4RATURA A LA SALIDA =',9X,F6.2,2X,'(°F)',11X,'TEMPERATURA A LA SA
5LIDA (DULC SECC) =',2X,F6.2,2X,'(°F)',1(/))
IF(10.GT.1)WRITE(6,302)wEV,wED,ww,TWK,wED,YAE,YAS
302 FORMAT(10X,'PERDIDAS EVAPORACION',6X,'=',4X,F11.2,' (LB/HR)',7X,'
1TEMP. DE RULBO DE RULCO(DISEÑO)',4X,'=',8X,F6.2,2X,'(°F)',/,10X,'PE
2RDIAS DE RULCO',9X,'=',6X,F9.2,2X,'(LB/HR)',8X,'TEMP. DE RULBO HU
3MEDIO(ENTRADA) =',2X,F6.2,2X,'(°F)',/,10X,'PERDIDAS PURGADO',10X,'
4TEMP. DE RULCO',2X,'(LB/HR)',8X,'TEMPERAD ABS. A LA ENTRADA',8X,'=',6X,
5F6.2,2X,'(°F)',/,39X,'TEMPERAD ABS. A LA SALIDA',9X,'=',6X,F8.
62,2(/))
IF(10.GT.1)WRITE(6,203)LF,PAR,KK,C,FV,PAR,PT,ACE

```

```

303 FORMAT(10X,'GASTO DE REPOSICION',7X,'=',4X,F11.2,2X,'(LB/HR)',8X,'
1PORCIEN TO DE AIRE RECIRCULADO',4X,'=',9X,F5.2,2X,'(0/0)',/,10X,'GA
2STO CIRCULANTE',10X,'=',1X,F14.2,2X,'(LB/HR)',8X,'VELOCIDAD DE SUP
3EFICIE (CP)',5X,'=',7X,F7.2,2X,'(FT/MIN)',/,69X,'RANGO',28X,'=',9
4X,F5.2,2X,'(*F)',/,10X,'CARGA TERMICA',13X,'=',1X,F14.2,2X,'(BTU/H
5K)',7X,'ACERCAMIENTO',21X,'=',9X,F5.2,2X,'(*F)',3(/))
  IF(10.GT.1)WRITE(6,304)
304 FORMAT(50X,'CARACTERISTICAS DE LA TORRE',1(/),8X,'TIPO : MECANIC
1A',/,8X,'TIPO : INDUCIDO',/,8X,'FLUJO : CONTRACORRIENTE',1(/))
  IF(10.GT.1)WRITE(6,305)NUM,ASNM,PTM,ONC
305 FORMAT(69X,'LOCALIZACION',/,10X,'NUMERO DE UNIDADES',8X,'=',7X,I2,
123X,'ALTURA SOBRE EL NIVEL DEL MAR',4X,'=',6X,F8.2,2X,'(FT)',/,69
2X,'PRESION ATMOSFERICA',14X,'=',9X,F6.2,2X,'(MM-HG)',/,10X,'NUMERO
3 DE CELDAS ',7X,'=',7X,F3.0,/)
  IF(10.GT.1)WRITE(6,306)GPC,CTC,GRAN,GLR,ANCHOA,GAR,ATR,OM1
306 FORMAT(69X,'AREA DE PLANTA:POR CELDA ',7X,'=',5X,F9.2,2X,'(FT2)',
1/,10X,'DIMENSIONES DE CADA CELDA ',49X,'POF UNIDAD',6X,'=',4X,F10
2,2,2X,'(FT2)',/,20X,'LARGO',11X,'=',6X,F5.1,2X,'(FT)',15X,'VELOCID
3AD MASICA DEL LIQUIDO',5X,'=',6X,F8.2,2X,'(LB/HR/FT2)',/,20X,'ANCH
40',11X,'=',6X,F5.1,2X,'(FT)',15X,'VELOCIDAD MASICA DEL VAPOR',7X,'
5=',6X,F8.2,2X,'(LB/HR/FT2)',/,20X,'ALTURA(EMPAQUE) ',6X,F5.1,2X,'
6(FT)',15X,'PENDIENTE DE LA LINEA DE',/,73X,'OPERACION (L/G)',14X,'
7=',10X,F4.2,1(/))
  IF(10.GT.1)WRITE(6,307)PLA,CPE,CE(10,1),CPL,CE(10,2),CPEN
307 FORMAT(10X,'TIPO DE EMPAQUE : PLATAFORMAS DE MADERA',15X,'CARCZA
1 ESTATICA',1(/),15X,'NUMERO DE PISCOS',6X,'=',5X,I2,25X,'EMPAQUE',2
26X,'=',7X,F7.5,2X,'(IN H2O)',/,15X,'ARREGLO',14X,'=',5X,F4.1,23X,'
3PERSIANAS',24X,'=',7X,F7.5,2X,'(IN H2O)',/,15X,'DISTANCIA DE C A C
4.',2X,'=',5X,F6.3,2X,'(IN)',15X,'ELIMINADORES DE ARRASTRE',9X,'=',
57X,F7.5,2X,'(IN H2O)',/)
  IF(10.GT.1)WRITE(6,308)CE(10,3),CE(10,4),VPS,CE(10,5),VPU,OV
308 FORMAT(15X,'ALTURA',15X,'=',5X,F5.2,4X,'(IN)',/,15X,'ESPESOR',14X,
1'=',5X,F6.3,3X,'(IN)',14X,'NO. VENTILADORES POR CELDA ',6X,'=',6X,
2F4.1,/,15X,'ESPACIAMIENTO VERT.',2X,'=',5X,F5.2,4X,'(IN)',14X,'NO.
3VENTILADORES POR UNIDAD',7X,'=',6X,F4.1,/,69X,'DIAMETRO VENTILADOR
4',14X,'=',6X,F4.1,/)
  IF(10.GT.1)WRITE(6,309)RHPV,DHFE,HOU1,ESP,ANG,ANCHOA
309 FORMAT(10X,'PERSIANAS',/,69X,'POTENCIA CONSUMIDA X VENTILADOR ',
12X,F6.1,/,15X,'MATERIAL',13X,'=',4X,'ASRESTO',21X,'POTENCIA CONSUM
2IDA TOTAL',5X,'=',1X,F9.1,/,15X,'ALTURA',15X,'=',5X,F4.1,5X,'(FT)',
3/,15X,'ESPACIAMIENTO',8X,'=',6X,F4.1,4X,'(FT)',/,15X,'ANGULO',15X
4,'=',5X,F4.1,5X,'(*)',/,15X,'LONGITUD',13X,'=',5X,F4.1,5X,'(FT)',/
5)
42 RETURN
  END

```

PROGRAMA PRINCIPAL

```

DIMENSION A(10,24),ELE(10),CTE(10)
DIMENSION PLANT(10,8),CONT(10),AHOU(10),DE(10),OCAL(10,8),RE
IGI(10),FECH(10,3),CLAV(10,2),HECH(10,2),APR(10,2),SERV(10,12),TI
ZF(10,2),POS(10,3),FLENV(10,7),FLTUB(10,8),TFICH(10,4)
DIMENSION GI(10),VLT(2,10),TI(10),TIF(10),TIF(10),TIG(10),WAP(10)
COMMON/CDISA/TEA,DENA1,DENA2,CPA1,CPA2,VISA1,VISA2,CTA1,CTA2,VF,R,
IKR,IE,IHA,IHI,TUBSA,ASIN,TWD,PAR,PATM,ITO,IET,IEC,IC,SWA
COMMON/BDSDS/AA(6,12),NPA(21,4),SAHA(17,6),ABC(6,3),ADSP(53,2),ATD
11(25,6),AID2(25,6),ANXI(16,2),ATUB(4,10),AESP(53,3),TT(10,7),PCM1(
231,4),CM2(31,4),CE(10,5)
COMMON/ESCCA/PLANT,CONT,AHOU,DE,OCAL,REQUI,FECH,CLAV,HECH,APR,SERV,
11IP,POS,FLENV,FLTUB,TFICH
COMMON/EHU/IEH

```

```

IHU=2
ICS=2
ICTS=0
SWA=0.
FLCT=.65
OPIVAX=10.
11968=270
11970=303
11975=420
L1000=0
L2000=0
SINV=0.

```

```

READ(5,290)IE,IEC,IET,N,GCCP
READ(5,299)IEA,DENA1,DENA2,CPA1,CPA2,VISA1,VISA2,CTA1,CTA2,VF,R,TU
10SA,PK,TWD,PATM,PAR,ASIN,IHA,IHI,ITO,IC

```

```

298 FORMAT(4I2,F12.0)
299 FORMAT(F3.0,F5.4,F6F4.3,F4.0,F2.0,F3.0,F6.5,2F4.1,F3.2,F5.0,4I1)
301 READ(5,300)(LE(J),JJ=1,3)
305 FORMAT(3F6.0)
READ(5,306)IX,CUE,CUA
308 FORMAT(15,2F5.3)
ISTW1=IWO+5.
NCR=N

```

C  
C  
C     BLOQUE DE DATOS PARA \* N \* CORRIENTES

```

DO 150 J=1,N,C
READ(5,309)(PLANT(J,L),L=1,8),CONT(J),AHOU(J),DE(J),(OCAL(J,L),
* L=1,8),RE,1(J)
READ(5,301)(FECH(J,L),L=1,3),(CLAV(J,L),L=1,2),(HECH(J,L),L=1,2),
*(APR(J,L),L=1,2)
READ(5,302)(SERV(J,L),L=1,12),(TIF(J,L),L=1,2),(POS(J,L),L=1,3)
READ(5,303)(FLENV(J,L),L=1,7),(FLTUB(J,L),L=1,8),(TFICH(J,L),L=1,
* 4)
READ(5,304)(A(J,L),L=1,24)
301 FORMAT(1(2A4),4(A4,A4,6A4,A4)
302 FORMAT(1(3A4),2(A4,2A4,2A4)
303 FORMAT(1(12A4),2A4,3A4)
304 FORMAT(1(7A4),2(A4,4A4)
304 FORMAT(2F5.3,2F5.2,2F5.3,2F4.4,F8.0,2F3.0,F4.1,F3.0,F4.4,F3.0,9F1.
10)

```

150 CONTINUE



```

C
C   ALGORITMO DE OPTIMIZACION DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO
C   GENERACION DEL VECTOR DE TEMPERATURAS LIMITE VLT(I,J)
C
DO 15 I=1,NC
USSA=A(I,15)
CPM=(A(I,5)+A(I,6))/2.
QT(I)=A(I,9)*CPM*(A(I,10)-A(I,11))
TP1=A(I,10)
TP2=A(I,11)
QSA=QT(I)*.65
IF(QSA-5000000.)11,14,14
11 VLT(1,I)=0.0
VLT(2,I)=0.0
TIN=TP1
QSA=0.0
QCA=QT(I)
GO TO 15
14 TP=TP1-(QSA/(CPM*A(I,9)))
D1=TP1-TP
VLT(1,I)=TP+.3*D1
VLT(2,I)=TP-.3*D1
IF((TP-TEA)-15.)11,15,15
15 CONTINUE
LIPO=1
SE PROPONEN 4 DIFERENTES RANGOS DE LA TORRE
AU=TSTMI/10.
MAU=TSTMI/10.
IF((AU-MAU)-.5)1101,1101,102
1101 UK=(MAU+.5)*10.
GO TO 200
102 MM=(MAU/10.)*.4
UK=MM*10.
200 DO 1000 II=1,L1000
IF(LIPO-1)151,151,154
151 IF(II-1)152,152,153
152 TST=UK
GO TO 154
153 TST=TST+.5.
154 DO 8000 JJ=1,10
IF(LIPC-1)1561,1561,25
1561 IF(JJ-1)156,156,157
156 TET=TST+10.
GO TO 158
157 TET=TET+.5.
158 IF((TET-TST)-10.)8000,159,159
159 IF((TET-TST)-40.)160,160,8000
160 IF(TST-TET)25,25,8000
25 IF(IES.GT.1)WRITE(6,90)I,TET,TST,JJ
90 FORMAT(/,5X,'II= ',I5,5X,'TET= ',F6.1,3X,'TST= ',F6.1,3X,I5,/)

```

```

C
C APLICACION DEL METODO DE ELIMINACION MODIFICADO
C
111=1
DO 2000 J=1,L2000
S=0.0
SCT=0.0
COTCB=0.
C1SAT=0.
COSAT=0.
CICAT=0.
DO 3000 I=1,NC
IF (111-1) 205,205,201
201 IF (VLT(1,I)) 208,208,202
202 IF (LIPC-1) 203,203,204
203 TI(I)=VLT(2,I)+((VLT(1,I)-VLT(2,I))*382)
204 TIN=TI(I)
CPM=(A(I,5)+A(I,6))/2.
GSA=CPM*A(I,9)*(TP1-TIN)
FRP=(TIN-A(I,11))/(TP1-TP2)
QCA=QT(I)-GSA
WA=QCA/(TET-TST)
DPMCA=A(I,12)*FRP
DPMSA=A(I,12)-DPMCA
IF (IES.GT.1) WRITE(6,100) TIN,GSA,QCA,QT(I)
GO TO 209
205 IF (VLT(1,I)) 208,208,206
206 IF (LIPC-1) 207,207,204
207 TI(I)=VLT(2,I)+((VLT(1,I)-VLT(2,I))*618)
GO TO 204
C
NO SE UTILIZARA SOLCAIRE
208 QCA=QT(I)
WA=QCA/(TET-TST)
WAP(I)=WA
TIN=A(I,10)
TI(I)=0.
DPMCA=A(I,13)
CISA=0.0
COSA=0.0
IF (IES.GT.1) WRITE(6,101) QCA,WA
209 IF (VLT(1,I)) 211,211,210
210 CALL LISB(A,TP1,TIN,QSA,DPMSA,DPTSA,NS,AEX,HHPT,I)
CISA=2.55*(0.4299-2.79E-06*AEX+2.22E-11*AFX**2-7.947E-17*AEX**3
1)*12.5*AEX*NS*11975/11968
COSA=746*PI*24*330.*CUE
211 CALL DISCAM(TIN,TP2,TEI,TST,WA,QCA,DPMCA,DPTMAX,A,DPTC,DPEC,NCT,AT
1,DPMCA,I)
C
C COSTOS PARA CADA COMPONENTE DE PROCESO
C
CICAC=135.0039*AT**0.647526*IX/11975
CISAT=(CISA+GISA)
COSAT=COSAT+COSA
CICAT=CICAT+CICAC
C
DIAGNOSTICO DE TURBINA
DOPF=(982.8*(WA/0.237*3000.))**2.84)**1.6A46
AFC=12.5*LEL(1)+IX/11968
IF (DOPF=0.) /4./74.75
74 CIL(I)=AFC*.12*DOPF**1.575
GO TO 27

```

```

55 CTE(I)=APC*.294*DOPT**1.17
37 COTUB=COTUB+CTE(I)
   SWA=SWA**A
   IF(I-NC)213,212,212
212 CALL LISTJ(TET,TST,SWA,R,BHPB,RAN,ACE,TW,NU,UNC)
   SWA=SWA*(WOLP/(TET-TST))
   GWA=SWA/499.8
   BHPB=70.*GWA*2.31/(3960*.75)
   AN=BHPB
   NB=1
   IF(BHPB-100.)60,60,61
60 CIB=12.5*(718.624+80.421*BHPB**.777)*IX/I1970
   GO TO 65
61 IF(BHPB-1000.)62,62,63
62 CIB=12.5*(101.324*BHPB**.776)*IX/I1970
   GO TO 65
63 NB=NB+1
   BHPB=AN/NB
   GO TO 61
65 NBT=NB+1
   CIM=12.5*(298.396+25.2037*BHPB**.942)*(IX/I1970)*NBT
   CIB=CIB*NBT

```

C  
C  
C  
C

COSTOS FIJOS

COSTOS DE INVERSION

```

CISA=CISAT
CICA=CICAT
X1=0.0052
X2=-2.30869*(RAN/ACE)
X3=.018256*(RAN**2/ACE)
X4=.307844*(ACE**2/RAN)
X5=-4.64464*(1./ACE)
X6=.104815E-06*(RAN**2*ACE**3)
X7=-0.0198867*(ACE**3/RAN)
X8=0.0007406*(ACE**3)
X9=-.146414E-04*(ACE**3*RAN)
XA=X1+X2+X3+X4+X5+X6+X7+X8+X9
R1=14.209
R2=-0.00411662*(TW**2*XX)
R3=0.00143354*(TW**3/XX)
R4=18754.2*(1./(TW**XX))
R5=-5.35639*(XX**3/TW)
R6=-0.150725*(TW**2/XX)
R7=0.017667*(XX**3)
R8=-0.133484E-05*(TW**4)
R9=0.404895E-04*(TW**3*XX)
R10=0.0377542*(XX**4)
OK=R1+R2+R3+R4+R5+R6+R7+R8+R9+R10
OKGPM=OK*GWA*.00001
CIT=1500000.*(0.042857+1.17619*OKGPM-0.057143*OKGPM**2)
AIX=1000.*(-.1142857+3.3262*OKGPM-0.126572*OKGPM**2)
CITU=CIT
CIEU=CIB+CIA
CITU=COTUB
CII=CISA+CICA+CITU+CIEU+CIIU

```

C  
C

COSTO DEPRECIACION

```

ME=20.
CHE=10.
USO=.075

```

$F1 = (GSO * (1 + OSO) ** ME) / (((1 + OSO) ** ME) - 1)$   
 $F2 = (GSO * (1 + OSO) ** CHE) / (((1 + OSO) ** CHE) - 1)$   
 $DTI = F1 * (C1TU + CITU)$   
 $DTA = F2 * (C1CA + CISA + CIBO)$   
 $CDEP = DTI + DTA$

C  
C  
C

COSTO FIJO DE OBRAS Y MANTENIMIENTO

$CMLB = 460000 * NB$   
 $CMAH = 0.005 * CITU + 0.01 * C1CA + 0.02 * (CISA + CITO + CIBO)$

C  
C

$CFT = CDEP + CMLB + CMAH$

C  
C  
C

COSTOS DE OPERACION.

$CUSA = CUSAI$   
 $FWA = GA * .002226$   
 $ATV = 100 * (-0.13030 + 2.39642 * OKGPM + 0.076571 * OKGPM ** 2)$   
 $COVT = .746 * ATV * 24 * .330 * CUE$   
 $CLIN = 4.68 * FWA * 330.$   
 $CLANT = 2.0 * FWA * 330.$   
 $CLIO = 0.35 * (CLIN + CLANT)$   
 $CTRAT = CLIN + CLANT + CBIC$   
 $CLRP = WK * 24 * .330 * CUA / (02.37 + 35.315)$   
 $COTC = CTRAT + CLRP + COVT$   
 $COBO = .746 * AN * 24 * .330 * CUE$   
 $COI = CUSA + CLIO + COBO$

C

$SCT = CFT + COI$   
 $ICTO = ICTO + 1$

213 IF (LIPC-1) 214, 214, 3000

214 IF (I1-2) 215, 3000, 3000

215 T10(I) = T1(I)

3000 CONTINUE

IF (I1-2) 216, 217, 217

217 IF (SCT0 - SCT) 218, 218, 220

218 DO 219 K0K = 1, NC

219 TIF(K0K) = T10(K0K)

SCTF = SCT

GO TO 222

220 DO 221 K3K = 1, NC

221 TIF(K3K) = T1(K3K)

SCTF = SCT

INC = 2

222 DO 225 IFO = 1, NC

IF (INC-1) 223, 223, 224

223 VLT(2, IFO) = T1(IFO)

GO TO 225

224 VLT(1, IFO) = T10(IFO)

225 CONTINUE

C

SE MODIFICA EL ARREGLO VLT(I,J)

I1=1

DO TO 2000

226 IF (LIPC-1) 227, 227, 1

227 SCT0 = SCT

I1=2

ICTO = ICTO + 1

2000 CONTINUE

IF (I1-1) 228, 228, 230

228 SCTFF = SCTF

DO 225 I4 = 1, NC

```

229 T1FF(14)=1IF(14)
    TETF=TET
    TSTF=TST
    GO TO 8000
230 IF(SCTFF-SCTF)8000,8000,228
8000 CONTINUE
1000 CONTINUE
    DO 7000 I=1,NC
7000 T1(I)=T1FF(I)
    TET=TETF
    TST=TSTF
    LIPO=2
    IHD=1
    L1000=1
    L2000=1
    IF(IES.GT.1)WRITE(6,103)
    GO TO 200
100 FORMAT(/,10X,'EN MAIN /TIN*GSA*GCA*QT(I)',5X,4E14.6)
101 FORMAT(10X,'EN MAIN /NO HAY SOLOAIRE EN ESTA UNIDAD *GCA*WA',5X,2E
114.7)
103 FORMAT(1H1,5(/),20X,'LOS CALCULOS QUE SE REALICEN A PARTIR DE ESTE
MOMENTO SON LOS DEFINITIVOS ',/)
    1 IF(IES.GT.1)WRITE(6,500)ICTO,TET,RAN,TST,ACF,TW,FDCT
500 FORMAT(1H1,2(/),30X,'COSTOS TOTALES DE LA ITERACION',//,40X,'NUM.
1',13,6(/),20X,'TET =',2X,F6.1,15X,'RANGO',8X,'=',4X,F5.1,/,20X,'T
2ST =',2X,F6.1,15X,'ACERCAMIENTO =',4X,F5.1,/,20X,'TW =',2X,F6.1,
315X,'FQ',11X,'=',6X,F4.2,4(/),15X,'COSTOS FIJOS :',18X,'COSTOS DE
4OPERACION',/,15X,'*****',17X,'*****',2
5(/))
    IF(IES.GT.1)WRITE(6,501)CISA,CICA,COSA,CITO,CIBO,CITU,COTO
501 FORMAT(1(/),5X,'COSTO DE INVERSION :',3(/),11X,'CISA =',2X,F13.0,/,
1,11X,'CICA =',2X,F13.0,16X,'COSA =',2X,F13.0,/,11X,'CITO =',2X,F13
2,0,/,11X,'CIBO =',2X,F13.0,16X,'
',/,11X,'CITU =',2X
3,F13.0,/,48X,'COTO =',2X,F13.0,/)
    IF(IES.GT.1)WRITE(6,502)CT1,COBO,CREP,F1,CTRAT,F2,CDEP,CMAN,CMOR
502 FORMAT(12X,'CT1 =',F14.0,/,48X,'COBO =',2X,F13.0,2(/),5X,'COSTO D
1EPRECIACION :',23X,'CAHEP=',2X,F13.0,2(/),13X,'F1 =',3X,F11.5,16X,
2'CTFG =',F13.0,/,13X,'F2 =',3X,F11.5,2(/),11X,'CDEP =',2X,F13.0,2(
3/),5X,'COSTO MANO DE OBRA Y MANTENIMIENTO',/,11X,'CMAN =',2X,F13
4,0,/,11X,'CMOB =',3X,F13.0,2(/))
    IF(IES.GT.1)WRITE(6,503)CFT,COT,SCT
503 FORMAT(2(/),4X,'SUB TOTAL =',F14.0,11X,'SUP TOTAL =',F14.0,4(/),
123X,'COSTOS TOTALES ANLALES :',F17.0,/,47X,'*****'
2,/,47X,'*****',/)
    IF(IES.GT.1)WRITE(6,504)XX,OK,OKGPM,AN,NB
504 FORMAT(/,5X,'XX =',E11.5,3X,'CK =',E11.5,3X,'OKGPM =',E11.5,3X,'AN=
1',E11.5,3X,'NB =',15,/)
    CALL EXIT
    END

```

## B I B L I O G R A F I A

1. RUBIN, F. L., Design of Air-Cooled Heat Exchangers, Chem. Eng., octubre (1966)
2. SMITH, E. C., Air-Cooled Heat Exchangers, Chem. Eng. noviembre (1958)
3. COOK, E. M., Comparison of Equipment for Removing Heat from Process Streams, Chem. Eng., mayo (1964)
4. COOK, E. M., Operating Problems of Air-Cooled Units and Air-Water Combinations, Chem. Eng., julio (1964)
5. COOK, E. M., Rating Methods for Selection of Air-Cooled Heat Exchangers, Chem. Eng., agosto (1964)
6. KERN, D. Q.,  
KRAUS, A. D., Extender Surfaces Heat Transfer, Mc.Graw Hill, (1972)
7. Natural Gas Processing Suppliers Association (NGPSA), Air-Coolers, Cap. 9, (1972)
8. WORSHAM, H. N., Analysis can Reduce Air-Cooler Design Uncertainty, The Oil and Gas Journal, enero (1969)
9. SMITH, E. C., Direct use of Air for Process Cooling, Hudson Engineering Corporation
10. LOHRISCH, F. W., How Many Tube Rows for Air-Cooled Exchangers?, Hydr. Proc., junio (1966)
11. COLLINS, G. F.,  
MATHEWS, R. T., Improving Air Cooler Design, Chem. Eng. (1960)
12. BRIGGS, D. E.,  
YOUNG, E. H., Convection Heat Transfer and Pressure Drop of Air flowing across Triangular pitch banks of finned tubes. Chem. Eng. Progress (1963)

13. BRIGGS, D. E., YOUNG, E. H., Bond Resistance of bimetallic finned tubes, Chem. Eng. Progress, (1965)
14. KALS, W., Wet Surface Air Coolers, Chem. Eng. julio (1971)
15. ANDERSON, E. D., FLAXBART, E. W., Economics of Heat Exchangers Design, Petroleum Refinery, enero (1955)
16. DONOHUE, D. A., Heat Exchangers, Petroleum Processing, marzo (1956)
17. GULLEY, L. D., Use Computers to select Exchangers, Petroleum Refiner, julio (1960)
18. LORISH, F. W., Optimum  $\Delta P$  for liquids in Exchangers, Hydrocarbon Processing, enero (1965)
19. SHORT, B. E., Flow Geometry and Heat Exchangers performance. Chem. Eng. Progress, julio (1965)
20. BELL, J. K., Exchanger Design, Petro Chemical Engineer, octubre (1965)
21. DEGLER, H. E., Selection and Operation of Water-Cooling Towers and Air-Cooled Heat Exchangers, A Gulf Publishing Company Publication, noviembre (1951)
22. CLERK, J., Costs of Air vs. Water Cooling, Chem Eng. enero (1965)
23. TOSTADO, D., Estudio comparativo entre el uso de aire o agua, como medio de enfriamiento para la industria de proceso UNAM (1970)
24. VAHLSING, D. H., Once-Through vs. Cooling Tower Water
25. WHITESELL, J., How to evaluate Variables in Counter-flow cooling Towers, Chem. Eng. enero (1955)
26. WRINKLE, R. B., Performance of Counterflow Cooling Tower Cells, Chem. Eng. Progress, julio (1971)

27. MAZE, R. W., Practical Tips on Cooling Tower Sizing, Hydrocarbon Processing, febrero (1967)
28. PARK, J. E., Computer Model of Crossflow Towers, VANCE, J. M., Chem. Eng. Progress, julio (1971)
29. BAKER, D., A Comprehensive Approach to the Analysis SHRYOCK, H. Cooling Tower Performance. Technical Bulletin, Marley Co.
30. SWENSON, K., Comparative performance of Cooling KELLY, Tower Packing Arrangements. Chem. Eng. Progress, Vol. 52, No. 7
31. LUDWING, E. E., Applied Process Design for Chemical and Petrochemical plants. Vol. 2 Gulf Publishing Company.
32. BASS, E. B., Checkup on Cooling Tower Operation, GREEN, N. P., Chem. Eng. diciembre (1958)
33. KUEHMSTED, A. M. Operation and Maintenance of Cooling Towers, Chem. Eng. mayo (1971)
34. HOLLADAY, W. L., Suggested Revision of Weather-Data design temperatures, ASHRAE Journal, septiembre (1973)
35. BRIDGERS, F. H., High altitude effects on performance of Equipment, ASHRAE Journal, abril (1965)
36. MIKYSKA, L., Cooling Curve Computation of upstream RENISCH, R. induced-draft Cooling Tower, ASHRAE Journal, noviembre (1967)
37. CURTIS, S. D., Corrosion and Fouling Control of Cooling SILVERSTEIN R.M. Towers, Chem. Eng. Progress, julio (1971)
38. HALL, W. A., Cooling Tower Plume Abatement, Chem. Eng. Progress, julio (1971)
39. DRAYER, D. E., How to estimate Plant Cost-Capacity Relationship, Petro Chemical Engineer, mayo (1970)



40. MATHEWS, R. T., Air cooling in Chemical Plants  
Chem. Eng. Progress, mayo (1959)
41. DAMRON, R. D. Which Cools Cheaper: Water or Air?  
WILLIAMS, C. A.
42. PAIGE, P. M. Costlier Cooling Towers require a new  
approach to Water-Systems Design  
Chem. Eng., julio (1967)
43. LANGRAVE, J. Determinación de las condiciones  
óptimas de un sistema de enfria-  
miento con agua en circuito cerrado  
Revista IMIQ.
44. ANAYA, A. Determinación gráfica del diámetro  
económico de una tubería.  
Revista IMIQ, noviembre (1972)
45. NAKAYAMA, E.U. Optimum Air fin cooler design, Chem  
Eng. Progress, abril (1959)
46. GALVAN, J. A. Metodología para el diseño de cam-  
biadores de calor enfriados con  
aire. IPN (1975)
47. LOHRISCH, F.W. What are Optimum Exchangers Conditions?  
Hydrocarbon Processing, mayo (1968)
- # 48. PAIGE, P. M. Costlier Cooling Towers Require a New  
Approach to Water-Systems Design,  
Chem. Eng. julio (1967)
49. GAZZI L. Selecting Cooling Systems, Hydrocarbon  
Processing, octubre (1970)
50. ROSSIE, J. P. Dry-Type Cooling Systems, Chem. Eng.  
Progress, julio (1971)
51. KOHLI, J. P. Design Best Cooling Water System,  
Hydrocarbon Processing, diciembre  
(1968)
- \* 52. WIGHAM, I. Designing Optimum Cooling Systems,  
Chem. Eng. agosto (1971)

53. NICCOLI, L. G.      System Costs Say Optimize Cooling,  
JASKE, R. T.        Hydrocarbon Processing, octubre  
WITT, P. A.         (1970)
54. WATSON, L.         Strategy of Process Engineering  
RUDD, M.            Wiley & Sons (1968)
55. CARNAHAN, B.      Applied Numerical Methods  
                       Wiley & Sons (1969)