

Universidad Nacional Autónoma de México



FACULTAD DE QUIMICA

MODELOS PARA DISEÑO DE TORRES DE ENFRIAMIENTO
AIRE-AGUA DE FLUJO CRUZADO

TESIS PROFESIONAL
Que para Obtener el Título de:
INGENIERO QUIMICO

PRESENTAN:

Luis Antonio García Torres
José Urbano Arturo Sánchez Moreno



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.

ZASIA 1999
U.T. 136



A MIS PADRES:

**JOSE
Y
DOMITILA
CON AGRADECI
MIENTO Y CARINO**

A MIS HERMANOS:

**REMEDIOS
Ma TERESA
Ma DE LOS ANGELES
BENITO
ISABEL
FERNANDO**

A MIS HERMANOS POLITICOS:

**PEPE
FERNANDO
AGUSTIN**

**A MI TIA:
MANUELA**

**Y A TODOS
MIS
PARIENTES.**

PRESIDENTE	PROF	CARLOS DOORMAN MONTERO
VOCAL	PROF	RUDI PRIMO STIVALET CORRAL
SECRETARIO	PROF	JOSE ANTONIO ORTIZ RAMIREZ
<u>1</u> er SUPLENTE	PROF	ALEJANDRO LOZADA CANIBE
<u>2</u> do SUPLENTE	PROF	GUILLERMO ALCAYDE LACORTE

Sitio donde se desarrolló el tema:

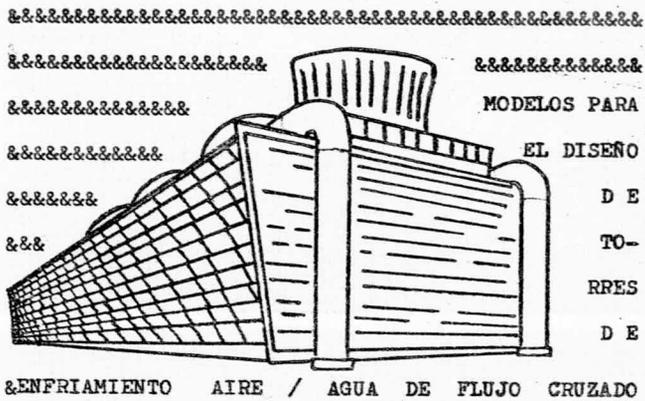
- Facultad de Química (U.N.A.M.)
- Centro de Servicios de Cómputo (U.N.A.M.)

Sustentantes:

- JOSE URBANO ARTURO SANCHEZ MORENO
- LUIS ANTONIO GARCIA TORRES

Asesor del tema:

ING. JOSE ANTONIO ORTIZ RAMIREZ



I N D I C E

Capítulos:

I) INTRODUCCION	1
II) TIPOS DE TORRES DE ENFRIAMIENTO	4
III) FACTORES PARA LA SELECCION DE UNA TORRE DE ENFRIAMIENTO	14
IV) PLANTEAMIENTO DE LOS MODELOS MATEMATICOS	28
V) PROGRAMA DE COMPUTADORA	71
VI) CONCLUSIONES	95

C A P I T U L O I

INTRODUCCION.

La mayoría de los procesos industriales que involucran --- transferencia de calor y masa, han sido desarrollados casi en - su totalidad en este siglo. Dentro de estos procesos, se pueden incluir los de manufactura, extracción, transformación, misce-- láneos, y principalmente los de refinación, petroquímicos, quí- micos, y de generación de potencia.

Uno de los problemas más importantes que deben afrontarse en este tipo de procesos, es la eliminación del calor no apro-- vechable del total suministrado, para lo cual, el agua ha sido - uno de los medios más convenientes, sin embargo, ésta debe ser - enfriada antes de ocuparse nuevamente.

La inclinación desde principios de este siglo, ha sido la - instalación de sistemas de enfriamiento en recirculación, para - satisfacer las necesidades mencionadas.

Los sistemas más empleados hasta la fecha, han favorecido - a las torres de enfriamiento de tiro mecánico por las siguien-- tes características:

- 1.- Buen control de la temperatura de agua fría.
- 2.- Area reducida para su instalación.

3.- Baja carga de bombeo.

4.- Más empaque por unidad de volumen.

5.- Permite un menor acercamiento entre las temperaturas de salida del agua y bulbo húmedo. Y un rango de enfriamiento mayor entre las temperaturas de salida y entrada de agua.

6.- Menor costo inicial que las torres de tiro natural.

Dichas torres de enfriamiento por la posición de su ventilador, pueden ser de:

- a) Tiro inducido.
- b) Tiro forzado.

Y por la dirección de su flujo:

- a) Contracorriente.
- b) Cruzado.

En general el ingeniero que trabaja con las torres de enfriamiento esta relacionado principalmente con tres tipos de calculo:

- 1) Diseño.
- 2) Selección.
- 3) Evaluación de la prueba de aceptación o funcionamiento.

La selección (18) y la evaluación de la prueba de aceptación o funcionamiento (19) se hace a nivel de comprador-fabricante. La información que presenta el fabricante de torres de enfriamiento,

al comprador, se refiere principalmente a las características generales de funcionamiento, a su instalación y a su mantenimiento.

Este trabajo, está enfocado principalmente al análisis de modelos matemáticos para el diseño de torres de enfriamiento - de tiro inducido con flujo cruzado, tratando de encontrar con esto, un modelo matemático que permita determinar las dimensiones de una torre para cualquier grupo de condiciones de operación dadas.

Al desarrollar este tipo de trabajo, también se pretende mostrar en forma organizada los conocimientos actuales de estos equipos, respecto a las variedades de torres que actualmente se construyen y consideraciones previas que encaminen a un diseño-económicamente favorable y correcto.

C A P I T U L O I I

TIPOS DE TORRES DE ENFRIAMIENTO

En razón a la demanda de agua cada día mayor en la industria y de la escases de la misma, la tendencia desde principios de este siglo ha sido la instalación de sistemas de enfriamiento con el fin de refrigerar el agua, para que continúe dentro de las mismas.

Los sistemas de enfriamiento en general se dividen en dos grandes tipos:

- Turbos* {
- a) Sistema por contacto directo, si el enfriamiento es por contacto directo entre el fluido caliente y el fluido frío.
 - b) En sistema por contacto indirecto, no existe un contacto directo entre los fluidos.

II.1- OPERACIONES DE CONTACTO AIRE-AGUA

Algunos métodos de acondicionamiento de aire y enfriamiento de agua son realizados colocando una corriente de agua en íntimo contacto con otra de aire. Estos procesos no se usan comúnmente con el propósito de separación aunque los mecanismos son análogos a los de absorción y destilación.

Las operaciones de contacto aire-agua se utilizan generalmente para enfriar aire o agua y humidificar o deshumidificar el aire.

Las torres para enfriar agua son en principio un tipo especial de torre enpacada. En éstas, parte del agua se evapora hacia el aire y el calor sensible es transferido del agua caliente al aire frío. Reduciendo, así, la temperatura del agua ambos procesos.

La torre de enfriamiento de flujo cruzado es común en sistemas de refrigeración, pero no muy familiar al Ingeniero Químico, quizá esto es debido a la escasa información en la literatura básica.

A continuación se da a conocer algunos términos usados para torres de enfriamiento:

base Teo

TEMPERATURA DE BULBO HUMEDO: Temperatura del aire a la cual podría saturarse sin un cambio en su contenido de calor. Esta es teóricamente la temperatura mínima a la cual puede enfriarse el agua en la torre.

Base
" ACERCAMIENTO: Diferencia entre la temperatura del agua de salida del sistema, y la de bulbo húmedo del aire a la entrada. El acercamiento es inversamente proporcional al tamaño de la torre. Comúnmente un acercamiento de 5°F es considerado el mínimo. "

Base
" RANGO: Diferencia entre la temperatura del agua caliente y la del agua fría. "

Base
" AGUA DE REPOSICION: Agua que se introduce al sistema de enfriamiento para reemplazar las pérdidas por evaporación, --- arrastre por el viento y purga. "

Base
" PURGA: La cantidad de agua que se elimina del sistema para conservar un análisis determinado de compuestos químicos en el agua, causado principalmente por la concentración debido a la evaporación. "

Base
" RECIRCULACION: Parte del aire eliminado del sistema que se une con la corriente fresca de aire que entra. "

En éste capítulo se exponen los diferentes tipos de torres de enfriamiento de contacto aire-agua, siguiendo la clasificación de bloques que se muestra en la fig. II.1. El análisis teórico se desarrolla en el capítulo IV.

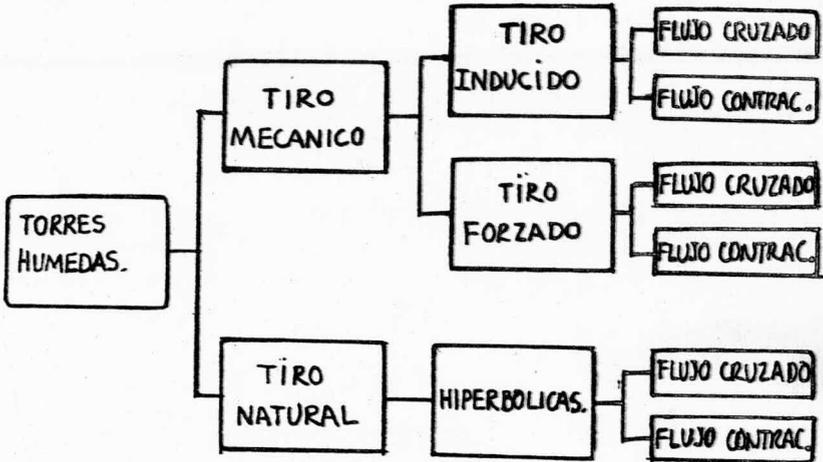


fig. II.1

TORRES DE TIRO MECANICO.

En las torres húmedas de tiro mecánico el aire es impulsado a través del empaque por ventiladores, y dependiendo de la localización de éstos, las torres pueden ser de tiro forzado, si están colocados en la parte inferior; y de tiro inducido si están colocados en la parte superior.

Torres de tiro inducido.

Según la dirección de los flujos del aire y agua, las torres de tiro inducido se dividen:

- a).- Flujo cruzado.
- b).- Flujo contracorriente.

Fluyendo el agua siempre de la parte superior a la parte inferior.

Torres de tiro inducido con flujo a contracorriente.

En éste tipo de torres, el trayecto en que fluye el aire es igual a la del agua pero en sentido contrario. Termodinámica mente éste arreglo es el más eficiente, ya que la distribución del potencial de entalpia en la torre es la máxima. Además se pueden obtener los más grandes rangos de enfriamiento y los más pequeños acercamientos, (19, p-18).

El aire en éste tipo de torres entra por la parte inferior para despues cruzar el empaque y el eliminador, como se muestra en la figura II.2.

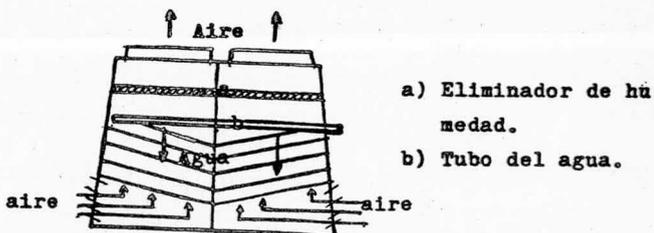


figura II.2

Torres de tiro inducido con flujo cruzado.

En lo que respecta a este tipo de torres, cabe mencionarse que las hay también de:

- a).- Flujo doble, en donde el aire entra por ambos lados -- y cruza el empaque en dirección perpendicular al flujo de agua pasando por una sección central, de la cual se extrae hacia la parte superior mediante el ventilador.
- b).- Flujo simple, en donde la trayectoria del aire es --- igual a la de doble flujo, sólo que éste entra únicamente por un lado.

En ambas torres el agua se distribuye por la parte superior, inundando una placa con boquillas de porcelana, por medio de las que se rocía el agua sobre el empaque. Este puede ser -- pino o cualquier otro material resistente a la descomposición, -- y a la corrosión.

En las figuras II.3 y II.4 se muestran las torres antes -- mencionadas.

doble flujo

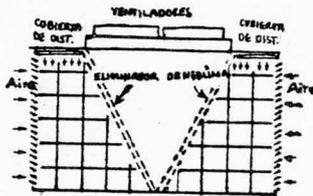


figura II.3

flujo simple

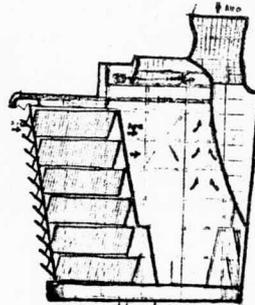


figura II.4

Torres de tiro forzado.

Estas torres al igual que las de tiro inducido se dividen

en flujo cruzado y contracorriente, pero difieren en cuanto a la posición del ventilador y la entrada del aire.

Torres de tiro forzado con flujo a contracorriente.

Las torres de tiro forzado con flujo a contracorriente --- fig. II.5, proveen protección al equipo mecánico del ventilador que se encuentra colocado fuera de la corriente de aire húmedo. En éstas torres, el aire es forzado a circular en flujo a contracorriente con el agua. La distribución de aire es bastante problemática, debido a que en las zonas laterales a la entrada del aire, éste no se distribuye sobre el empaque. Lo anterior podría ser solucionado haciendo circular el aire a bajas velocidades, pero resulta inconveniente también, ya que el área del eliminador de neblina permite la recirculación de aire caliente al ventilador.

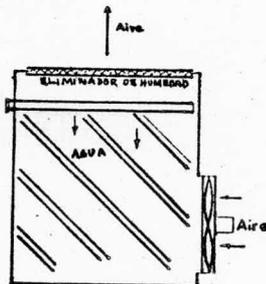


figura II.5

Torres de tiro forzado con flujo cruzado.

Este tipo de torres no es común, ya que actualmente no se construyen por los variados problemas que presentan en su funcionamiento, siendo uno de los principales, la distribución del aire por todo el empaque, sin embargo, a manera de ilustración, se muestra lo que podría ser una torre de este tipo en la fig. II.6.

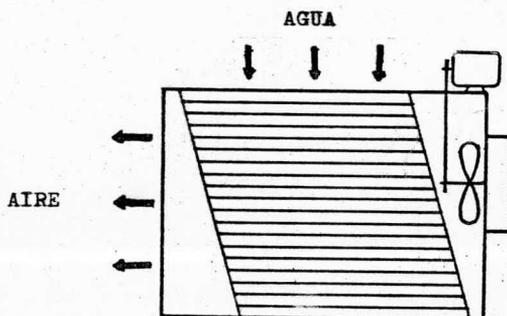


figura II.6

TORRES DE TIRO NATURAL.

Las torres de tiro natural se han construído desde el año de 1916, y se ha generalizado su empleo, por no requerir de fuerza motriz-mecánica para manejar el flujo de aire que ha de enfriar el agua. Sin embargo, las condiciones favorables para la instalación de torres de este tipo, corresponden a temperaturas de bulbo húmedo bajas y humedades relativas altas. Esto trae como resultado, un valor alto en la diferencia de densida-

des del aire de entrada y salida, lo que viene a reducir la altura de la torre y por consecuencia su costo.

Las torres más modernas tienen forma de hiperboloide de -- revolución, aprovechando la diferencia resultante entre la densidad de fuera y dentro de la torre, que origina un flujo natural de aire frío, de la parte inferior hacia la parte superior de la torre, donde el aire caliente y menos denso es expulsado.

Según la dirección de flujo del aire y agua, las torres -- pueden ser de flujo cruzado o flujo a contracorriente al igual que los otros tipos de torres mencionados.

Torres hiperbólicas con flujo a contracorriente.

Este tipo de torres son de gran tamaño, alcanzando alturas hasta de 375 pies. El flujo de aire en éste tipo de torres es esencialmente el mostrado en la figura II.7. Dichas torres son instaladas donde los requerimientos de agua fría son enormes, -- las condiciones climatológicas lo permiten, y donde no se requiere un control estricto de la temperatura del agua de salida.

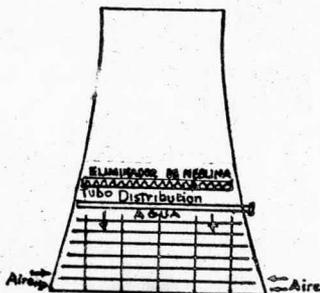


figura II.7

Torres hiperbólicas con flujo cruzado.

A diferencia de las torres antes mencionadas, en éstas --- solo cambia la dirección de flujo, es decir, el aire sigue una trayectoria perpendicular a la del agua, como se ilustra en la fig. II.8.

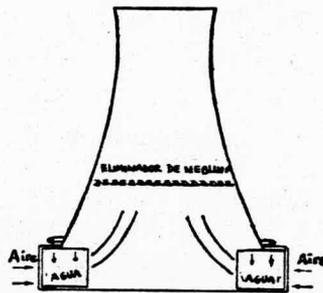


figura II.8

C A P I T U L O I I I .

FACTORES PARA LA SELECCION DE UNA TORRE DE ENFRIAMIENTO.

Una de las principales tareas del ingeniero de diseño es - el considerar todos los aspectos económicos que intervienen --- desde la adquisición hasta la vida útil de un equipo, que para nuestro caso particular es una torre de enfriamiento. Por lo -- que se requiere de su criterio y de sus observaciones o infor-- mación experimental de torres de enfriamiento en operación, con el fin de que la torre diseñada sea la más conveniente.

En este capítulo se discutirán principalmente los factores que intervienen en el diseño de una torre, siendo estos:

- a).- Naturaleza del proceso.
- b).- Condiciones ambientales.
- c).- Factores de seguridad.
- d).- Equipo auxiliar y materiales para su construcción.

Cada uno de estos factores tienen relevante importancia - en el diseño, aunque para ciertos casos tenga que atacarse más en alguno de ellos.

- a).- Naturaleza del proceso.

La importancia de la naturaleza del proceso estriba en el - daño físico, que se podría causar al equipo a corto plazo, ésto

es, deben tomarse en cuenta la resistencia física y química de los materiales que forman parte de una torre de enfriamiento, con el fin de asegurar la máxima durabilidad y evitar que en el primer servicio de mantenimiento, deban ser repuestos parte de los componentes de la torre. Ya que ésto sería inoperante económicamente hablando.

Para nuestro caso de enfriamiento de agua, las torres son construidas generalmente con madera, formando estructuras de puentes múltiples, como se muestra en la figura III.1. Dichas estructuras van empalmadas mediante tornillos que definitivamente no deben ser de materiales ferrosos, ya que de inmediato serían atacados por la oxidación.

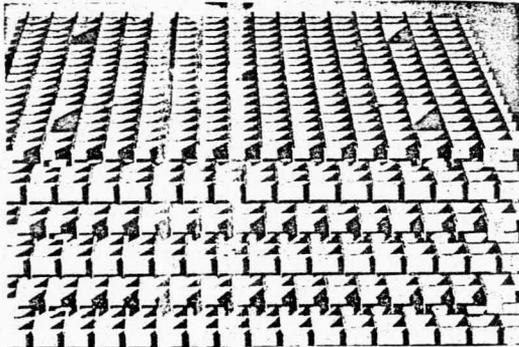


figura III.1

Otros aspectos importantes consistirían en saber, si por ejemplo en el proceso están involucrados aceites u otras materias en el sistema de circulación de agua. Con el fin de soli ---

citar un equipo de enfriamiento que resista a dichas materias, aunque, ésto no quiere decir que las materias o aceites puedan estar presentes en grandes cantidades, ya que causarían también una disminución en la eficiencia de enfriamiento, y en tales -- casos se instalarían otros equipos para su eliminación o recuperación, dependiendo del caso.

Es de interés también, saber si en la operación que se va a llevar a cabo, la temperatura del agua a enfriar es muy alta, con el fin de utilizar como relleno o empaque otros materiales que no sean madera, ya que la temperatura máxima que contrarresta la permanente humedad de la madera y la progresiva pérdida de fuerza, es de aproximadamente 150°F. La pérdida de la resistencia de la madera es debida a muchos factores, tales como el --- contenido de humedad, el área de exposición, el tiempo de exposición, y las especies y tamaño de las piezas de madera. En tales casos podríamos usar por ejemplo un material recubierto con cerámica, aunque la inversión al principio fuera grande, ésto -- se justificaría a largo plazo. Debido a las altas temperaturas en el agua de entrada, es importante también la selección del --- herraje y tubería utilizada en la construcción de una torre. Ya que la corrosión de los metales y en particular del hierro se -- ve acelerada a temperaturas altas. Otros factores que contribuyen a la rápida corrosión son el agua contaminada, el aire, las sales y ácidos presentes en el agua, etc. Aspectos como estos -- que afectan a la torre deben ser tomados en cuenta, de acuerdo al tipo de proceso de que se trate.

b).- Condiciones ambientales.

Aunque normalmente las torres de enfriamiento son instaladas con persianas movibles en dirección de los vientos dominantes, ésto puede ser una desventaja en caso de vientos fuertes en áreas arenosas. En tales casos una torre a contracorriente con persianas movibles es probablemente la mejor, con un tanque colector profundo para que los sedimentos de arena queden en el fondo del depósito de agua y las bombas no se dañen.

Otro aspecto importante a considerar, debido a las condiciones ambientales es el hielo, es decir, en lugares donde ocurren temperaturas muy bajas para determinadas épocas del año, es conveniente solicitar al fabricante cubiertas para las zonas donde están colocados los ventiladores. En épocas no tan extremas pero que también afectan la temperatura de salida del agua, se giran las aletas de -3 a $+3^{\circ}$ dependiendo de la situación, con el fin de disminuir las cargas de aire.

Para el caso de torres de enfriamiento en plantas químicas debe tenerse mucho cuidado de su colocación dentro de las mismas ya que la mayor parte de ellas emiten gases, muchos de los cuales son corrosivos. En estos casos se podría tomar la determinación de instalar la torre en un área en donde los vientos predominantes entraran a la torre antes de llegar a la parte principal de la planta. Sin embargo, el aire húmedo que sale de la torre y se pone en contacto con los gases de la planta, resulta una atmósfera corrosiva para el resto de la planta, por -

lo que la torre deberá ser colocada correctamente o en su defecto utilizar otro medio de enfriamiento.

Algo que es considerado de primordial importancia, y no puede perderse de vista son las temperaturas de bulbo húmedo y seco por el efecto que causan. Ya que conociendo sus variaciones a lo largo del tiempo, se puede hacer un correcto diseño y además predecir su funcionamiento. Por lo que se debe evitar también, que otros equipos que expulsan calor a la atmósfera, estén cerca de la torre de enfriamiento, ya que la recirculación de aire caliente por la misma torre y los equipos mencionados provocarían variaciones en la temperatura de bulbo húmedo.

Lo más conveniente, en el caso de instalarse una torre de enfriamiento para una planta en operación, es hacer un estudio estadístico de las temperaturas de bulbo húmedo que se localizan en diferentes puntos del area total de la planta y así determinar su economía.

c).- Factores de seguridad.

Fue común para el ingeniero hace una década, el hablar de factores de seguridad, al mismo tiempo que se especificaba en el diseño por ejemplo: 85°F en el agua fría y se calculaban cambiadores de calor para 88 y 90°F. Parecía lógico incluir un pequeño factor de seguridad de 3 o 5°F en sus cálculos, pero frecuentemente dicho factor resultaba ser un aumento de 50 %

en cuanto a tamaño y costo de la torre. El dimensionar torres - era más un arte que una ciencia hasta 1950. Muchos ingenieros habían comprado torres de enfriamiento que no lograban la temperatura del agua de salida garantizada, ésto provocaba diferencias entre la temperatura de salida garantizada y la obtenida de 2 a 5°F. Fue entonces común especificar 88°F en el agua fría para tener la seguridad de que la torre les daría agua de 85°F, pero pocos ingenieros comprendieron que estaban pagando - 50% más en el costo para que la torre consiguiera con seguridad la temperatura del agua de salida deseada. Lo anterior no quiere decir que algún factor de seguridad o de ignorancia, no deba ser incluido en los cálculos de la carga de calor. Ya que actualmente es recomendable que sea incluido, pero sólo en la carga de agua, ya que si el mencionado factor de seguridad - es incluido en el acercamiento, rango, bulbo húmedo, y carga de calor, ésto representaría más del 100% de aumento en el costo. - En cambio un factor de seguridad de 10% en la carga de agua, se considera razonable para un requerimiento calculado de 600×10^6 - Btu/hr, en lugar de especificar 40,000 gpm para ser enfriados de 120 a 90°F con aire a una temperatura de bulbo húmedo de --- 80°F. Es recomendable que la especificación sea de la siguiente manera: 44,000 gpm para ser enfriados de 120 a 90°F con la misma temperatura de bulbo húmedo. El factor de seguridad del 10% en la carga de agua es fácilmente reconocible durante la prueba termica sobre la torre de enfriamiento.

Como una generalización, también podemos establecer que --

entre más pequeño sea el acercamiento al bulbo húmedo, más costosa es la torre de enfriamiento. Usualmente un acercamiento de 5°F, es la temperatura del agua más fría que los fabricantes de torres de enfriamiento, pueden garantizar. Así la cantidad y la temperatura del agua puede ser seleccionada para conseguir la economía máxima en el proceso particular.

d).- Equipo auxiliar y materiales para su construcción.

Una gran variedad de materiales son usados en la construcción de las torres de enfriamiento, incluyendo varias maderas, metales, y plásticos. A continuación se aborda lo referente a la madera, ya que es el material básico para la construcción de una torre de enfriamiento, y también el más abundante y costoso por lo que se debe tener el mayor cuidado en su selección. Algunos componentes hechos de madera son miembros estructurales de persianas, cubiertas, anillos de las aletas del ventilador, soportes, etc.

El pino rojo ha sido la especie más extensamente usada por su resistencia a la descomposición y porque mantiene su configuración estructural cuando se sujeta a grandes cantidades de agua, a temperaturas bajas y relativamente altas. Originalmente la mayor parte del pino se encontraba libre de sustancias químicas que alargaran su vida útil y poca o ninguna atención fue puesta en la composición del agua y como resultado el pino se pudría y fallaba. Así el agua tenía que ser tratada para retardar o evitar sedimentación sobre la madera y controlar el cre-

cimiento biológico. Pero como el agua contaminada no era la única causa de la descomposición, sino que algunos metales en contacto con la madera, también estaban siendo susceptibles al pino, entonces dichas sustancias químicas protectoras, aplicadas a presión, fueron adoptadas no sólo para el pino, sino para --- otras especies como abeto, ciprés y abeto amarillo (El abeto -- tratado tiene un buen record de servicio) Como las especies distintas al pino no tienen defensa natural contra la descomposición fungosa debèn ser sometidas a tal tratamiento antes de exponerse al servicio. Aún con ésto, el goteo del agua causa el lavado de las sustancias y por lo tanto, dichas especies, vuelven a -- ser susceptibles a la pudrición. A causa de ésto el pino es --- preferido todavía por muchos fabricantes.

El triplay marino ha encontrado muchos usos para los componentes de la torre, tales como los anillos del cilindro del ventilador, barras salpicadoras, sosténes eliminadores de neblina, etc. con un record de servicio excepcionalmente bueno.

{ Las sustancias químicas comunmente usadas para alargar la vida útil de las maderas en torres de enfriamiento son: creosote, pentaclorofenol, tributiloxido de Sn, fluor-cromo arsenato fenol, pentacloronaftalina, y cromo arsenato de cobre. Estas -- sustancias son aplicadas en una cantidad no menor de 20 kg. de producto por m² de madera para ser eficaz.

{ Al seleccionar la especie de madera y la sustancia para su tratamiento, debe tenerse cuidado también, ya que por ejemplo -

un tratamiento de creosote dañaría a equipos como cambiadores de calor al cubrir sus tubos de aceite.

En lo que respecta a materiales de hierro, el acero galvanizado y cubierto de cadmio es el más barato y utilizado en torres de enfriamiento, ya que algunos componentes de acero cubiertos sólo con cadmio, como tubos conduit, han mostrado excesiva corrosión, haciendo un papel muy pobre en la atmósfera de la torre. Usualmente éste tipo de herraje es repuesto al mismo tiempo en que se hace el primer servicio de mantenimiento. El acero galvanizado bañado en caliente ha sido ampliamente usado, en las áreas inundadas de la torre, aumentando su resistencia a la corrosión en presencia de agua correctamente tratada. Pero en áreas que no se inundan, la experiencia no ha sido buena, ya que los anillos del cilindro del ventilador, las cubiertas del abanico, y otras partes de la torre han sido susceptibles a la corrosión, por lo que muchos sistemas de circulación de agua son controlados en el lado ácido que además es bueno para el pino, pero con un p^H aproximado de 6.8. Aún así se corroen las partes mencionadas.

La creciente corrosión sobre el herraje, es debida principalmente a altas temperaturas en el agua de entrada, a la sal depositada en la corriente de aire, que a su vez provoca corrosión biológica, y a la presencia de ácidos en el agua. Esto obliga a no utilizar cubiertas galvanizadas en caso de elevadas temperaturas en el agua, ya que éstas pueden volverse catódicas al acero ($158^{\circ}F$) y así acelerar su corrosión. El acero galvanizado a dichas condiciones y en contacto con pino ha resultado

con pudrición ferrosa.

Con respecto a las aleaciones de cobre, éstas deben ser -- escogidas con precaución, ya que el latón o bronce conteniendo más del 20% de zinc son sujetas a deszincificación y corrosión, debido a la presión y las fracturas que se provocan por vibración. Aquellas aleaciones conteniendo menos zinc, no son sujetas a tales fracturas, pero son difíciles de trabajar.

Las aleaciones silicio-bronce poseen excelente fuerza y resistencia a la corrosión por lo que son utilizadas satisfactoriamente en cualquier parte de las torres.

Los aceros inoxidables conteniendo de 16 a 26% de níquel y 0.08% de carbón han sido menos usados que los otros accesorios metálicos, pero se llegan a emplear para las aletas del ventilador, accesorios metálicos de soporte, accesorios metálicos de acoplamiento, etc.

Para el sistema de distribución de agua se ha usado hasta ahora tubería negra de acero, que es ofrecida en calibre 10 y 14 para sistemas de muy baja presión. La tubería de acero galvanizado ha ofrecido algunas veces de regular a buen servicio, pero en otras, el fracaso ha ocurrido después de 3 o 4 años.

Los sistemas de tubería deberán ser instalados debajo del eliminador de neblina donde el agua constantemente fluye tratada sobre dicho sistema. Si las condiciones son tales que la tubería o la cubierta galvanizada fracasen, entonces ambas deberán ser protegidas con pintura anticorrosiva o si el acero es usado sin galvanizar, entonces se le puede proteger con carbon-

terepony catalizado.

En lo que respecta a otros accesorios que han resultado -- muy dañados, en torres que enfrían agua de elevada temperatura, podemos mencionar las flechas impulsoras del ventilador hechas de acero, en donde frecuentemente el diámetro de la flecha expuesta, ha sido reducido de $2 \frac{1}{8}$ a $7/8$ pulg. en un intervalo de tiempo de 3 a 4 años, por lo que éste problema se ha solucionado con cromo platinado.

Las aletas del ventilador han sido fabricadas desde hace -- mucho tiempo de aluminio, dando un excelente servicio.

De los muchos tipos de plásticos que han sido utilizados -- en torres de enfriamiento, el más comunmente usado ha sido el polliester vidriado reforzado. Este ha sido usado en los anillos del cilindro del ventilador, aletas del ventilador, soportes de empaque, etc. generalmente con buenos resultados de durabilidad.

El asbesto cemento ha tenido muchos usos en la construcción de torres de enfriamiento, siendo los más comunes: las paredes exteriores, las persianas movibles, guardalodos, y lamina plana como empaque. Esta última ha dado excelentes resultados por ser tan sencilla su instalación, con respecto al pino, además de -- permitir un p^H (menor que 5) en el agua de circulación y alta -- concentración de cloruros.

En lo referente al concreto, se puede decir, que es un material de gran importancia, debido a que muchas unidades de -- flujo cruzado son construídas con grandes estanques colectores de agua, teniendo en sus bases y muros, concreto. Dada su im--

portancia, se han examinado algunos de estos miembros con torres en operación, observándose que algunas fallas de concreto pueden ocurrir aún cuando las cargas de los muros hallan sido calculadas correctamente y el control del agua de circulación sea ideal. De dichas fallas encontradas, la más importante ha sido la causada por el depósito de sulfato de calcio sobre la parte alta de los muros, resultando como consecuencia una desintegración y degradación del concreto, con respectivas filtraciones. Dichas fallas de concreto se pueden nulificar usando fórmulas especiales de concreto ofrecidas en el mercado, que no son susceptibles a esta degradación.

De todo lo anteriormente discutido, en lo que se refiere a materiales para construcción y equipo auxiliar, se puede observar que no solo es de gran importancia el hecho de elegir los mejores materiales desde el punto de vista de resistencia y economía. Sino que también es importante protegerlos aún con dichas características, teniendo un control de las aguas de circulación con el fin de alargar la vida útil de la torre. Ya que la lignina de la madera con un p^H de 8 se ve destruída, mientras que con un p^H de 6 hace que una familia de hongos se desarrolle muy rápidamente. Es muy importante cuidar por lo tanto, que la cantidad de cloro no exceda a 2 ppm, pues si existe, la destrucción de la madera es muy rápida. Esto hace que el agua deba ser tratada bajo las siguientes recomendaciones:

- 1.- Mantener el p^H de las aguas circulantes entre 7 y 7.5.

- 2.- Disminuir al máximo la salida de las aguas.
- 3.- Evitar al máximo el uso de hipocloritos como agentes algicidas prefiriendo el uso de pentaclorofenato de sodio en una porción de 10 a 20 ppm.

Con lo discutido en este capítulo, consecuentemente lo ideal es que el diseño hecho en base a experiencias anteriores con torres semejantes, traiga como resultado, la construcción de la torre económicamente más favorable.

Para concluir este capítulo, en la tabla III.1 se exponen los materiales para construcción de torres de enfriamiento de agua, que han resultado ser los mejores hasta ahora, en todos los aspectos.

Cap. III/27

	PIÑO O ABETO TRATADO A PRESION	POLIESTIRENO POLIETILENO POLIPROPILENO	HIERRO NEGRO PESADO	ACERO GALVANIZA DO	SULFACRETO	ASBESTO CEMENTO	FIBRA DE VIDRIO	ALUMINIO	ACERO CROMO- PLATINO	ALEACION SILICIO- BRONCE	TRIPLAY MARINO
SOPORTES	X	X									
DEPOSITO DE AGUA	X	X			X						
HERRAJE				X							
TUBERIA DISTRIBUCION DE AGUA			X								
ALETAS DEL VENTILADOR		X						X			
PERCIANAS						X					27
EMPAQUE	X	X				X					X
CUBERTA	X			X							X
ANILLOS DE LAS ALETAS DEL VENT.		X						X			X
SOSTENES ELIMINADORES DE HUMEDAD											X
FORRO O BARDAS EXTERIORES						X	X				
FLECHA DEL VENTILADOR									X		

C A P I T U L O I V

PLANTEAMIENTO DE LOS MODELOS MATEMATICOS

Los modelos matemáticos son sumamente valiosos por su utilidad y la apreciación de conjunto que permiten; debiendo esperarse siempre un cierto grado de discrepancia entre el modelo y la parte real que representa, ya que todos los modelos son imperfectos.

En éste capítulo abordamos el problema de diseño de torres de enfriamiento de flujo cruzado.

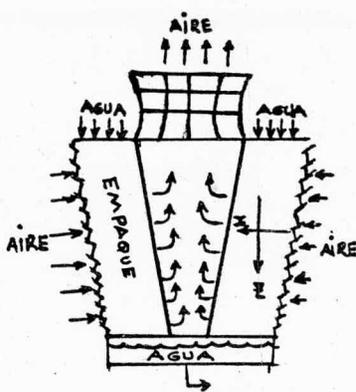
IV.1- AMPLITUD DEL PROBLEMA

Del análisis teórico del diseño de torres de enfriamiento de flujo cruzado resulta un sistema de dos ecuaciones diferenciales parciales que junto con la función de la entalpia del aire saturado, H' , con la temperatura del agua, T_L , definen totalmente el sistema, permitiendo encontrar la solución del funcionamiento de la torre bajo cualquier condición específica.

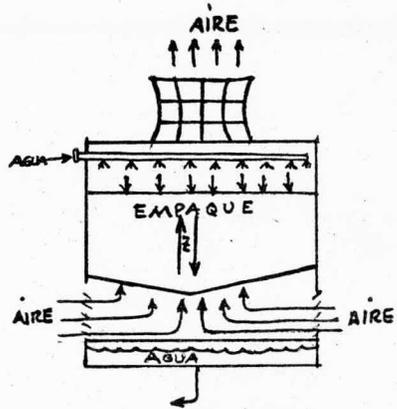
La función, $H' = f(T_L)$, como no es lineal, impide una solución exacta.

A continuación, precedido de un análisis teórico para torres de enfriamiento de contacto aire-agua, se exponen tres modelos matemáticos uno numérico y los otros analíticos.

tipos de flujo.



FLUJO CRUZADO
Figura IV.1



FLUJO CONTRACORRIENTE
Figura IV.2.

IV.2 ANALISIS TEORICO.

Para encontrar una solución satisfactoria se requiere de un conocimiento más amplio acerca del proceso de enfriamiento que se lleva a cabo en las torres de enfriamiento de agua por contacto directo con aire, por lo que antes se considerarán las características del proceso.

Mecanismo de transferencia simultanea de calor y masa en torres de enfriamiento.

El proceso de transferencia de calor y masa llevado a cabo en las torres mostradas por las figuras IV.1 y IV.2 y en cualquier otro tipo de torre de enfriamiento de agua por contacto di

recto con aire consiste en la combinación de calor sensible, --- transferido entre el agua caliente y aire húmedo (que se encuentra a temperatura ambiente), y de evaporación, figura IV.3; donde la masa y el calor se transfieren hacia la fase gaseosa.

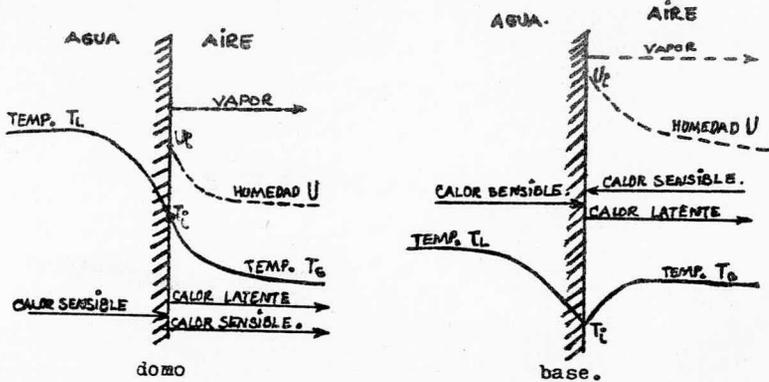


Figura IV.3

Para detallar más el proceso de transferencia de calor y masa: Merkel(11), McAdams(10), y Lichtenstein(3) así como otros -- autores han señalado que dicho proceso puede ser tratado como un simple proceso de transferencia, con diferencia de entalpia como la fuerza conductora del mecanismo de enfriamiento. La diferen-- cia usada, es la que resulta, entre la entalpia de la película - saturada de vapor, figura IV.4; alrededor de las gotitas de agua y la entalpia del aire en el sitio considerado. Este proceso co-- mo ya se mencionó, es el mismo para flujo cruzado y contraco---- rriente. La diferencia estriba en la determinación de las distri-- buciones de entalpia del aire y temperatura del agua dentro de - la torre.

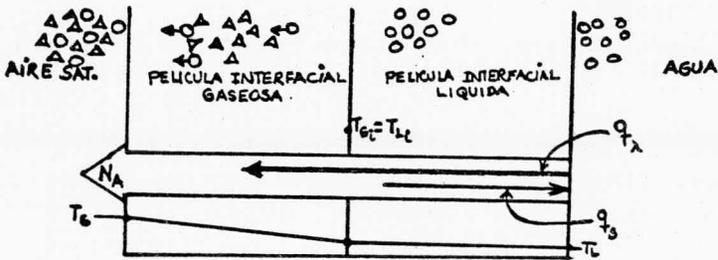


Figura IV.4.

Ecuaciones para contacto aire-agua.

Las relaciones que rigen el funcionamiento de las torres de enfriamiento en general, se obtienen mediante la aplicación de la ley de conservación de la materia y energía. Para éste caso se considera el elemento diferencial de volumen, situado en la sección empacada de la torre de enfriamiento de flujo cruzado -- que se muestra en la figura IV.5 (se aclara que el ancho siempre será la longitud paralela a la entrada del aire).

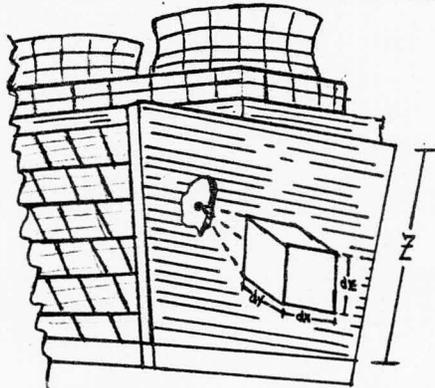


Figura IV.5

Las condiciones en la torre de la figura IV.5 son las siguientes:

El agua entra por la parte superior, y fluye uniformemente descendiendo a través del empaque. La dirección positiva de las X, queda definida como la dirección de flujo de aire, y la dirección positiva de las Z, como la dirección de flujo de agua. La temperatura del agua que entra por la parte superior del empaque, es la misma para todo el largo y ancho de entrada. La velocidad de enfriamiento del agua que desciende en la parte izquierda del empaque, es mayor que el de la derecha, debido a que al aire fresco que fluye de izquierda a derecha, en cada punto durante su recorrido horizontal, se le transfiere calor del agua, incrementando su entalpia y disminuyendo así la fuerza conductora en puntos próximos a la salida del empaque.

Dado que el mecanismo de enfriamiento en la interface, es el mismo para flujo cruzado y contracorriente, esto permite que las ecuaciones se obtengan, considerando una torre adiabática de flujo a contracorriente como la que se muestra en la figura IV.5-A.

Un balance global de materia a régimen permanente, aplicado a la torre de la figura IV.5^A dará:

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{materia que entra} \\ \text{en la torre.} \end{array} \right\} = \left\{ \begin{array}{l} \text{materia que sale} \\ \text{en la torre.} \end{array} \right\} \text{----- } 1$$

$$G_1 + L'_2 = G_2 + L'_1 \text{----- } 2$$

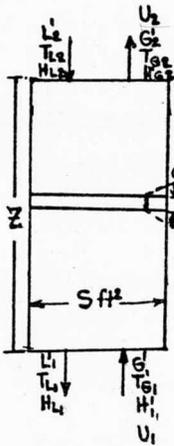


Figura IV.5-A

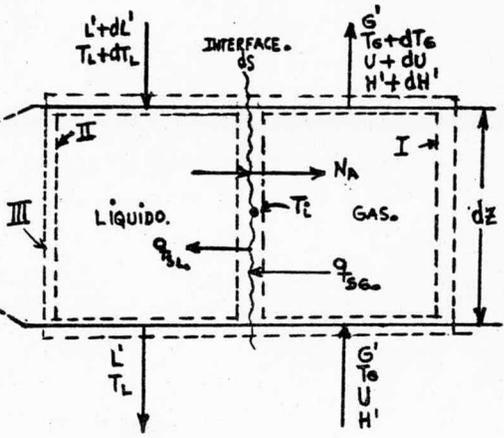


Figura IV.6

Si se hace lo mismo para el componente condensable, se obtiene:

$$\rightarrow G' (U_2 - U_1) = L_2' - L_1' \quad \text{----- 3}$$

Similarmente un balance global de energía dará:

$$\{ \text{calor perdido por el agua} \} = \{ \text{calor ganado por el aire} \} \quad \text{-- 4}$$

$$L_2' H_{L2}' - L_1' H_{L1}' = G_2' H_{G2}' - G_1' H_{G1}' \quad \text{----- 5}$$

Para continuar con el desarrollo de la relación de velocidad de transferencia de calor, se considera un elemento diferencial de altura de la torre de flujo contracorriente, como se muestra-

en la figura IV.6.

La velocidad de transferencia de masa de la interface al gas en masa de vapor por unidad de área transversal horizontal y tiempo es:

$$N_A M_A a_m dZ = -G dU = M_A F_G \left(\ln \frac{1 - P_{A1}/P_t}{1 - P_{AG}/P_t} \right) a_m dZ \quad \text{--- 6}$$

Análogamente, las ecuaciones de velocidad de transferencia de calor sensible, se escriben como si la transferencia fuera del gas a interface é interface a líquido, por lo que:

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Flujo de calor a través} \\ \text{del área interfacial} \end{array} \right\} = \left\{ \begin{array}{l} \text{Gradiente de conc.} \\ \text{de calor.} \end{array} \right\} \left\{ \begin{array}{l} \text{sección} \\ \text{de área} \\ \text{interf.} \end{array} \right\} \quad \text{--- 7}$$

gas.

$$q_{SG} a_H dZ = \frac{N_A M_A C_A}{1 - \exp^{-N_A M_A C_A / h_G}} (T_G - T_i) a_H dZ = h'_G a_H (T_G - T_i) dZ \quad \text{--- 8}$$

liquido:

$$\rightarrow q_{SL} a_H dZ = h_L a_H (T_i - T_L) dZ \quad \text{----- 9}$$

Estas ecuaciones, se aplican a todos los casos, corrigiéndose únicamente los signos de los Flux.

Ahora se requiere de una serie de balances de entalpia en cada una de las envolventes punteadas de la figura IV.6.

Envolvente I

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{vel. total de} \\ \text{transf. de calor} \end{array} \right\} = \left\{ \begin{array}{l} \text{vel. de la ental} \\ \text{pia de entrada} \end{array} \right\} - \left\{ \begin{array}{l} \text{vel. de la ental} \\ \text{pia de salida} \end{array} \right\} \quad 10$$

$$\text{vel. de la entalpia de entrada} = G' H' \quad 11$$

$$\text{vel. de la entalpia de salida} =$$

$$G'(H' + dH') - (G' dU) \left[C_A(T_G - T_0) + \lambda_0 \right] \quad 12$$

El segundo término es la entalpia del vapor transferido. (se hace notar que N_A y $G' dU$ tienen signos opuestos en la ecuación 6), la ecuación 9 será entonces:

$$h'_G a_H (T_G - T_1) dZ = G' H' - G'(H' + dH') + (G' dU) \left[C_A(T_G - T_0) + \lambda_0 \right] \quad 13$$

Y sustituyendo dH' en la ecuación 13 de velocidad de transferencia de calor, se obtiene:

$$- G' C_s dT_G = h'_G a_H (T_G - T_1) dZ \quad 15$$

Envolvente II

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{veloc. de la entalpia} \\ \text{de salida.} \end{array} \right\} = \left\{ \begin{array}{l} \text{veloc. de la entalpia} \\ \text{de entrada.} \end{array} \right\} + \left\{ \begin{array}{l} \text{veloc. total de} \\ \text{transf. de calor} \end{array} \right\} \text{--- 16}$$

17 ---- veloc. de la entalpia de entrada = $(L' + dL')C_{AL}(T_L + dT_L - T_0) + (-G' dU)C_{AL}(T_1 - T_0)$

El segundo término es la entalpia de la masa transferida, -
ahora un líquido.

veloc. de la entalpia de salida = $L' C_{AL} (T_L - T_0)$ ---- 18

La ecuación 16 entonces será:

19---- $L' C_{AL} (T_L - T_0) = (L' + dL')C_{AL} (T_L + dT_L - T_0) - (G' dU)C_{AL} (T_1 - T_0) + h_L a_H (T_1 - T_L) dZ$

Si se sustituye la ecuación 3 en su forma diferencial y se ignora el término de segundo orden $dU dT_L$, se obtiene:

$$L' C_{AL} dT_L = (G' C_{AL} dU - h_L a_H dZ)(T_1 - T_L) \text{----- 20}$$

Envolvente III

En una operación adiabática:

21 ---- $\left\{ \begin{array}{l} \text{veloc. de la entalpia de entrada} \end{array} \right\} = \left\{ \begin{array}{l} \text{veloc. de la entalpia de sal.} \end{array} \right\}$

veloc. de la entalpia de entrada = $G' H' + (L' + dL')C_{AL}(T_L + dT_L - T_0)$ --- 22

$$\text{veloc. de la entalpia de salida} = L' C_{AL}(T_L - T_0) + G'(H' + dH') \text{ ---- 23}$$

Por tanto la ecuación 21 es:

$$G' H' + (L' + dL') C_{AL}(T_L + dT_L - T_0) = L' C_{AL}(T_L - T_0) + G'(H' + dH') \text{ ----- 24}$$

Si se sustituyen las ecuaciones 3 y 14 en su forma diferencial e ignora el término $dH' T_L$, la ecuación anterior se transforma en:

$$L' C_{AL} dT_L = G' \left(C_S dT_G + [C_A(T_G - T_0) - C_{AL}(T_L - T_0) + \lambda_{cl}] dU \right) \text{ ----- 25}$$

Todas las ecuaciones obtenidas, se aplican ahora a ecuaciones adiabáticas.

El calor latente del agua es tan grande, que con una pequeña cantidad evaporada, se producen grandes efectos de enfriamiento. Puesto que la velocidad de transferencia de masa es generalmente pequeña y el nivel de temperatura usualmente bajo, la relación de Lewis se aplica razonablemente al sistema. Esto permite la obtención de ecuaciones simplificadas, pero confiables. Así los términos de calor sensible de la ecuación 25 se ignoran en comparación con los de calor latente, obteniéndose:

$$L' C_{AL} dT_L = G' C_S dT_G + G' \lambda_{cl} dU \text{ ----- 26}$$

Dado que la cantidad de agua evaporada es muy pequeña, la

ecuación 26 resulta ser:

$$\rightarrow L' C_{AL} dT_L = G' dH' \quad \text{-----} \quad 27$$

La cual representa la línea de operación.

Si la velocidad de transferencia de masa es pequeña, lo cual es cierto, entonces la ecuación 6 puede ser escrita como:

$$G' dU = k_Y a_M (U_i - U) dZ \quad \text{-----} \quad 28$$

y la ecuación 15 como:

$$G' C_S dT_G = h_G a_H (T_i - T_G) dZ \quad \text{-----} \quad 29$$

Ignorando el calor sensible del vapor transferido, la ecuación 20 da:

$$L' C_{AL} dT_L = h_L a_H (T_L - T_i) dZ \quad \text{-----} \quad 30$$

Si se sustituyen ahora las ecuaciones 28 y 29 en la 27 se obtiene:

$$G' dH' = h_G a_H (T_i - T_G) dZ + \lambda_0 k_Y a_M (U_i - U) dZ \quad \text{-----} \quad 31$$

Si $h_G a_H / C_S k_Y a_M = r$ entonces la ecuación 31 se transforma en:

$$G' dH' = k_Y a_m \left[(C_s r T_i + \lambda_o U_i) - (C_s r T_G + \lambda_o U) \right] dz \quad \text{--- 32}$$

Para el caso especial donde $r = 1$ (11)(14) los términos en el paréntesis son las entalpías del gas. La restricción de que $r=1$ implica que $Le = 1$ para el sistema, y $a_m = a_H = a$ (cierto para empaques totalmente mojados; aclarando que se han encontrado valores tan altos como 2 para velocidades de flujo de agua bajas)(15).

Con estas convenciones, la ecuación 31 se transforma en:

$$G' dH' = k_Y a (H_i' - H') dz \quad \text{----- 33}$$

Se hace notar que el coeficiente de transferencia de masa se usa con una fuerza directora.

Combinando las ecuaciones 27, 30 y 33 se obtiene:

$$G' dH' = k_Y a (H_i' - H') dz = h_L a (T_L - T_i) dz \quad \text{----- 34}$$

Considerando $k_Y a$ como un valor constante, la ecuación 34 se puede integrar, para obtener:

$$\int_{H_i'}^{H_2'} \frac{dH'}{H_i' - H'} = \frac{k_Y a}{G'} \int_0^Z dz = \frac{k_Y a Z}{G'} \quad \text{----- 35}$$

La integral se puede evaluar graficamente y la altura del empaque, ser calculada. La integral de la entalpia de la ecuación 35 es interpretada algunas veces como:

$$\int_{H_1'}^{H_2'} \frac{dH'}{H_1' - H'} = \frac{H_2' - H_1'}{(H_1' - H')_{\text{PROM}}} = N_{tG}. \quad \text{----- } 36$$

Donde el término central de la ecuación 36 es el número --- de veces promedio que la fuerza directora divide al cambio de entalpia. Esto es una medida de la dificultad de transferencia de calor, llamada número de unidades de transferencia de la entalpia del gas. Consecuentemente:

$$Z = (N_{tG})(H_{tG}') \quad \text{----- } 37$$

Donde la altura de una unidad de transferencia de la entalpia del gas es:

$$H_{tG}' = \frac{G'}{k_Y a} \quad \text{----- } 38$$

La evaluación de H_1' es difícil de llevar a cabo en una torre de enfriamiento, por lo que se supone que la película de --- agua esta rodeada de aire saturado a la temperatura del agua, -- llevando éste a utilizar H^{**} aún cuando se involucra un pequeño error, debido al hecho de que la entalpia de la mezcla saturada será ligeramente mayor por una cantidad igual a la del calor del agua necesaria para saturar la mezcla.

En lo que respecta al valor a , éste al igual que H_1' no se puede determinar directamente ya que el área de transferencia involucra gotas y superficies de películas dispuestas al azar imPLICANDO esto la imposibilidad de calcularla independientemente,

obligando esto a determinarla experimentalmente junto con valor de k_Y , obteniéndose el factor $K_Y a$, para un tipo particular de empaque a flujos específicos conocidos. Por tanto:

$$N_{tOG} \equiv \int_{H_1'}^{H_2'} \frac{dH'}{H^{**} - H'} = \frac{K_Y a Z}{G'} = \frac{Z}{H_{tOG}} \quad \text{-----} \quad 39$$

y

$$L' C dT_L = K_Y a (H^{**} - H') dZ \quad \text{-----} \quad 40$$

Que en su forma integral es:

$$\frac{K_Y a Z}{L' C} = \int_{T_{L1}}^{T_{L2}} \frac{dT_L}{H^{**} - H'} \quad \text{-----} \quad 41$$

Las ecuaciones 39 y 41 son validas para calcular la altura de una torre de enfriamiento de flujo a contracorriente, es decir, para el caso donde la entalpia y la temperatura varian solamente con respecto a la posición vertical de la torre. En el caso de torres de flujo cruzado, la entalpia del aire y la temperatura del agua varian respecto a las direcciones de flujo de agua y aire. Por esta razón las relaciones que representan su distribución dentro de la torre, son descritas por ecuaciones diferenciales parciales. Dichas relaciones se derivan combinando las ecuaciones 27 y 41 sobre el elemento diferencial de volumen mostrado en la figura IV.7 (previamente ubicado en la figura IV.4).

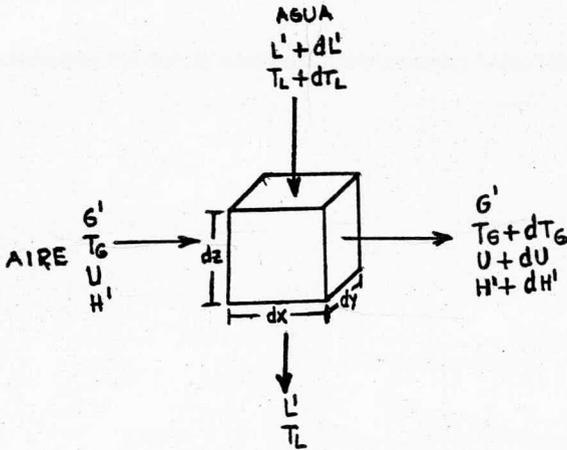


Figura IV.7

La sección de flujo de agua y aire no es la misma en lo que respecta a la posición, por esta razón, la ecuación 27 toma la siguiente forma:

$$G' dz dy dH' = L' C dx dy dT_L \quad \text{-----} \quad 42$$

Combinando las ecuaciones 42 y 41, y tomando en cuenta que H' y T_L pueden variar con respecto a Z y X se obtiene:

$$\frac{\partial T_L}{\partial Z} = \frac{\partial H' G'}{\partial X L'} = \frac{(H'^* - H') L'}{K_Y a} \quad \text{-----} \quad 43$$

Tomando en cuenta que H'^* es una función de T_L , la ecuación 43 será:

$$\frac{\partial T_L}{\partial Z} = \frac{\partial H' G'}{\partial X L'} = \frac{\{f(T_L) - H'\} L'}{K_Y a} \quad \text{-----} \quad 44$$

Si la relación $f(T)$ es conocida, entonces la ecuación 44 se puede resolver con las siguientes condiciones iniciales:

$$\begin{aligned} Z = 0 & \quad \text{para cualquier } X & \quad T_L = T_{L,ent.} \\ X = 0 & \quad \text{para cualquier } Z & \quad H' = H'_{G,ent.} \end{aligned}$$

La ecuación 44 define completamente el proceso, y permite la solución de torres de enfriamiento de flujo cruzado con cualesquiera condiciones de operación especificadas. La relación no lineal entre la entalpia de saturación y la temperatura impiden una solución exacta, por lo que una numérica es la más aproximada.

IV.3 MODELOS MATEMATICOS.

En la actualidad existen diferentes modelos matemáticos que teóricamente resuelven el problema, para lo cual se han escogido tres de ellos, cuyos principios son basicamente los mismos, (--- pues parten de las leyes de conservación de la materia y energía) sólo que sus desarrollos son los que más difieren entre si.

a).- Modelo de las unidades de transferencia fraccional de -

N. Zamuner(4).

b).- Modelo desarrollado por Walter J. Wnek y Richard H. Snow(1972).

c).- Modelo de Pigford.

a) Modelo de N. Zamuner.

Basado en el concepto de unidad de transferencia fraccional, desarrollado por Donal R. Baker y Leon T. Mart(3) que asu vez se apoyaron en los trabajos de Merkel(11), en los cuales se establece que el funcionamiento de una torre de enfriamiento, es una función de la temperatura de pulbo húmedo, indicando ésto, que la diferencia de la entalpia existente, entre la película de aire saturado que rodea el agua y la masa de aire principal, proporcionan la fuerza conductora en un proceso de enfriamiento. La conclusión anterior condujo a la hipótesis de que el enfriamiento del agua, es proporcional a la diferencia de la entalpia conductora, y puede ser expresada como un coeficiente total por unidad de volumen. Esta hipótesis es compatible con el concepto de unidad de transferencia, por lo que en éste modelo, la esencia del coeficiente por unidad de volumen, consiste en la determinacion de la fracción de una unidad de transferencia, representada por unidada de volumen de torre.

La hipótesis fue desarrollada de la siguiente forma:

El número de unidades de transferencia ha sido previamente -
obtenido (ecuación 36) pero el interés de este modelo es por la -
determinación de la fracción de una unidad de transferencia de -
energía en una torre de enfriamiento. Dicha unidad de transferenu-
cia se define como el valor del cambio de entalpia ($\Delta H'$) de la -
corriente de aire dividida entre un valor igual, correspondiente
a la fuerza motriz promedio que produce el enfriamiento, esto es:

$$\int_{H'}^{H'+(\Delta H')_{TU}} \frac{dH'}{H'^* - H'} = 1 \quad \text{-----} \quad 45$$

Despejando el valor dH' de la ecuación 27, se obtiene:

$$dH' = \frac{L'}{G'} C dT_L \quad \text{-----} \quad 46$$

La unidad de transferencia medida en términos de la temperau-
tura del agua resulta:

$$\int_{T_L}^{T_L+(\Delta T_L)_{TU}} \left(\frac{L'}{G'} \right) \left(\frac{C dT_L}{H'^* - H'} \right) = 1 \quad \text{-----} \quad 47$$

Si la unidad de transferencia se divide en ∞ incrementos, -
se toman términos en incrementos de ΔT y se considera L'/G' cte,
la ecuación para la unidad de transferencia fraccional será:

$$\int_{T_L}^{T_L + \Delta T_L} \frac{C dT_L}{H'^* - H'} = \left(\frac{1}{\alpha} \right) \left(\frac{G'}{L'} \right) \approx \frac{C \Delta T_L}{H'^* - H'} \quad \text{-----} \quad 48$$

Esto define α como:

$$\alpha = \frac{H'^* - H'}{C \Delta T_L} \frac{G'}{L'} \quad \text{-----} \quad 49$$

Cuando α tome un valor, tal que, la altura de la unidad de transferencia fraccional sea un pie, el lado derecho de la ecuación $C \Delta T_L / H'^* - H'$ representara la unidad de transferencia fraccional.

Separando variables ahora en la ecuación 40 y poniendo la unidad de transferencia en términos de la temperatura, se tiene la ecuación siguiente:

$$\frac{C dT_L}{H'^* - H'} = \frac{K_Y a}{L'} dZ \quad \text{-----} \quad 50$$

Integrándose sobre el incremento de altura ΔZ , con el correspondiente incremento de temperatura del agua ΔT , y tomando $K_Y a / L'$ como un valor promedio y constante para toda la torre, se obtiene:

$$\frac{K_Y a \Delta Z}{L'} = \int_{T_L}^{T_L + \Delta T_L} \frac{C dT_L}{H'^* - H'} \approx \frac{C \Delta T_L}{H'^* - H'} \quad \text{-----} \quad 51$$

Al combinar las ecuaciones 48 y 51 se llega a:

$$\frac{K_y a \Delta Z}{L'} \doteq \frac{C \Delta T_L}{H'' - H'} = \frac{1}{\alpha} \frac{G'}{L'} = f \quad \text{-----} \quad 52$$

Si ΔT corresponde a alguna fracción de una unidad de transferencia, la cual está limitada en tamaño por las variaciones de $(H'' - H')$ sobre el intervalo ΔT , entonces ΔZ es una fracción de la altura total de la torre.

Así éste modelo se puede aplicar a una torre de flujo cruzado de empaque no conocido, dividiendo el empaque en series de incrementos de volumen, arreglados horizontal y verticalmente como se muestra en la figura IV.8.

De todo lo anterior, se puede notar que el modelo matemático se resuelve por métodos de integración numérica, por lo que en la figura IV.9, se define un incremento de volumen, tomado de la figura IV.8, con las dimensiones ahí anotadas.

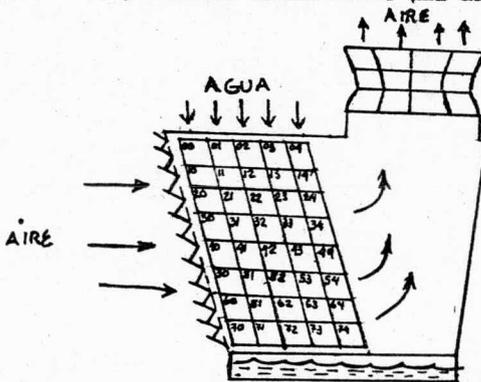
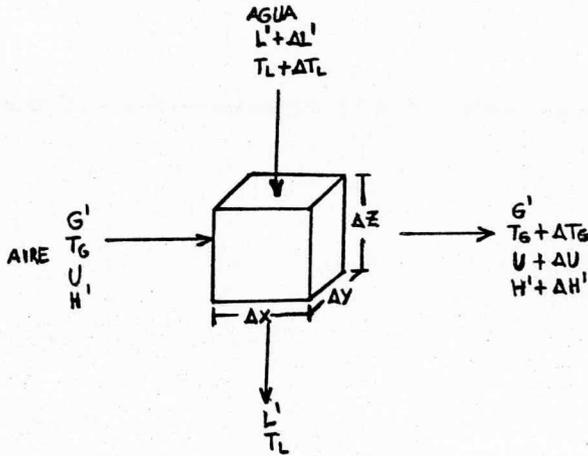


FIGURA IV.8



Donde $\Delta X = \Delta Z$ y $\Delta Y = 1$ ft.

Figura IV.9

Así, la temperatura del agua decrece a través de cada incremento, y es calculada despejando el valor ΔT de la ecuación 51, obteniendo:

$$\Delta T = \frac{H'^* - H'}{\alpha} \left(\frac{G'}{L'} \right) \text{-----} 53$$

Igualándose el calor perdido por el agua, al que se lleva el aire en el incremento de volumen, se tiene:

$$L' \Delta Y' \Delta X = G' \Delta H' \Delta Z \Delta Y \text{-----} 54$$

Como $\Delta X = \Delta Z$, la ecuación 54 será:

$$\Delta H' = \frac{L'}{G'} \Delta T_L$$

Así, para valores dados de temperatura de agua de entrada, temperatura de bulbo húmedo del aire, L y G la distribución de la temperatura del agua y la entalpia del aire en la torre, se determinan, haciendo la integración de la unidad de transferencia sobre las series de incrementos de volumen. Esto se hace, iniciando por la parte superior o entrada del agua y para los incrementos de volumen localizados a la entrada del aire, y de manera similar para las columnas adyacentes.

Nótese que las ecuaciones de flujo a contracorriente se emplean en torres de flujo cruzado, pero con la condición de que sea en elementos de volumen con dimensiones finitas pero lo suficientemente pequeñas, de manera que las ecuaciones se cumplan.

Un ejemplo de integración se muestra en la tabla I, para el siguiente conjunto de condiciones de operación:

Temperatura de entrada del agua, 100°F.

Temperatura de bulbo húmedo del aire, 66.5°F.

$$L'/G' = 1.$$

La integración se lleva a cabo para incrementos de altura correspondientes a 0.1 NUT ($\alpha = 10$), 4 líneas de integración y 4 columnas.

TABLA I.

líneas de integr.	temp. del agua T_L	entalpia H''	entalpia H'	$H'' - H'$	$\Delta T_L = \frac{H'' - H'}{\alpha}$	$\Delta H' = \frac{L'}{G'}$	T_L
0	100.00	71.70	31.21	40.49	4.04	4.04	

1	95.95	64.83	31.21	33.62	3.36	3.36
2	92.58	59.66	31.21	28.45	2.84	2.84
3	89.74	55.61	31.21	24.40	2.44	2.44
4	87.30	52.37	31.21	18.50	2.11	2.11
columna 2						
0	100.00	71.70	35.26	36.44	3.64	3.64
1	96.35	65.49	34.57	30.92	3.09	3.09
2	93.26	60.66	34.05	26.61	2.66	2.66
3	90.60	56.80	33.65	23.15	2.31	2.31
4	88.28	53.65	33.33	17.97	2.03	2.03
columna 3						
0	100.00	71.70	38.90	32.80	3.28	3.28
1	96.72	66.08	37.66	28.42	2.84	2.84
2	93.87	61.59	36.71	24.88	2.48	2.48
3	91.39	57.92	35.97	21.95	2.19	2.19
4	89.19	54.87	35.36	19.51	1.95	1.95
columna 4						
0	100.00	71.70	42.18	29.52	2.95	2.95
1	97.04	66.62	40.51	26.11	2.61	2.61
2	94.43	62.44	39.20	23.24	2.32	2.32
3	92.11	58.96	38.16	20.80	2.07	2.07
4	90.03	56.01	37.31	18.70	1.87	1.87

En la figura IV.10 se muestra un diagrama longitudinal de la sección cruzada de la torre con la distribución de entalpías y temperaturas.

Con este modelo, la altura de la torre está expresada en términos de unidades de transferencia.

El ancho de la torre puede ser también expresado en términos de unidades de transferencia. Así una torre equivalente por ejemplo a las secciones 00,01,10,11,20,21 de la figura IV.10 tiene —

una altura de .3 veces la altura de una unidad de transferencia - (3 líneas de integración) y un ancho de .2 veces la altura de -- una unidad de transferencia (2 columnas).

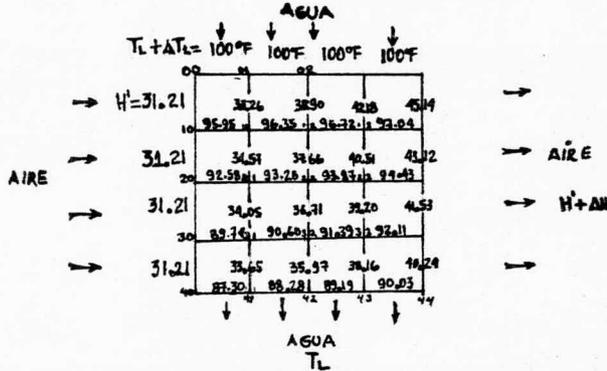


Figura IV.10

Introduciendo dos nuevos términos; NUTV y NUTH, que pueden describir apropiadamente las dos naturalezas dimensionales del problema en consideración, la torre citada anteriormente, cumple con las condiciones de operación para .3 NUTV (número de unidades de transferencia vertical) y para un ancho de .2 NUTH (número de unidades de transferencia horizontal).

Como se puede notar, el término NUTH, no tiene significado termodinámico similar al de NUT. El NUTH ha sido un término escogido aquí para designar un número relativo y proporcional al ancho de la torre.

Los valores que aparecen en la tabla II, se obtuvieron de la temperatura del agua de salida, de la figura IV.10, determi-

nándolos mediante el cálculo; para diferentes alturas, de la media aritmética de la temperatura de salida del agua por incremento de ancho.

TABLA II

		NVTU			
NHTU	TxB	0.1000	0.2000	0.3000	0.4000
0.1000		95.95	92.59	89.74	87.30
0.2000		96.15	92.93	90.17	87.80
0.3000		96.34	93.24	90.58	88.26
0.4000		96.52	93.54	90.96	88.71

Una vez determinadas las temperaturas promedio del agua de salida, se calcula la función de diseño dentro del rango de NUTH de 0.1 a 0.4 para la temperatura del agua fría que se desea (como se ve en la tabla II debe estar esta dentro del rango de 88.7 a 95.95 °F). En la tabla III se calcula la función para la temperatura de agua fría de 83.32.

TABLA III

NHTU	NVTU
0.10	0.6011
0.20	0.6358
0.30	0.6697
0.40	0.7030

$$NUTV = f(NUTH).$$

... mediante el cálculo para determinar las... de la...
 ... de la temperatura de salida del agua por...
 ... de ancho.

II TABLA

MAYU		MAYU	
0.1000	0.2000	0.3000	0.4000
0.1000	0.2000	0.3000	0.4000
0.5000	0.6000	0.7000	0.8000
0.9000	1.0000	1.1000	1.2000
1.3000	1.4000	1.5000	1.6000

Una vez determinadas las temperaturas promedio del agua de...
 ... se calcula la función de diseño dentro del rango de...
 ... para la temperatura del agua fría que se desea...
 ... de la tabla II debe estar entre el rango de...
 ... En la tabla III se calcula la función para la...
 ... de agua fría de 33.33.

III TABLA

MAYU	MAYU
0.1000	0.10
0.2000	0.50
0.3000	0.30
0.4000	0.40

(MAYU) = MAYU

Las funciones de diseño permiten encontrar para un cierto conjunto de condiciones de operación, varios volúmenes de empaque que cumplen con las condiciones dadas.

Las diferentes alturas Z de un volumen de empaque se calculan por medio de la ecuación 37, que para este caso puede ser escrita como:

$$Z = NUTV \times \frac{L'}{K_y a} \text{ ----- } 56$$

Donde $L' / K_y a$ es la altura de una unidad de transferencia. Este valor multiplicado por los NUTH permite encontrar los diferentes valores de los anchos. El largo de cada volumen de empaque obviamente se determina por la cantidad de agua a ser enfriada.

Como ejemplo, se propone el diseño de una torre con las siguientes condiciones de operación:

Cantidad de agua a enfriar,	2500 gpm.
Temperatura del agua de entrada,	100 °F.
Temperatura del agua de salida,	83.32 °F.
Temperatura de bulbo húmedo del aire,	66.5 °F.
Coeficiente de transferencia de calor y masa, 200 probado a condiciones similares de operación con L' y G' igual a 2000	

Lb/Hr pie² (correspondiendo a 4 gpm/pie² de agua y 469.67 pie/min. velocidad de aire).

En este ejemplo se desea determinar los diferentes volúmenes de empaque que puedan llevar a cabo el mismo proceso.

En la tabla IV se calculan los cuatro volúmenes de los cuatro puntos de la función de diseño (tabla III). Así la altura de la unidad de transferencia es obtenida por:

$$L'/K_Y a = 2000/200 = 10.0$$

Las diferentes alturas de empaque se obtienen de la ecuación 56:

$$Z = (NUTV)(10.0)$$

Los diferentes anchos de empaque se obtienen de :

$$X = (NUTH)(10.0)$$

El largo del empaque se determina dividiendo el área plana o superficial del empaque entre el ancho. El área plana o superficial del empaque para 2500 gpm y L' igual a 2000 es:

$$(\text{Flujo de agua})(\text{densidad del agua})/(\text{flujo esp. del agua}) = (\text{área plana})$$

$$(2500 \text{ gal/min})(8.33 \text{ Lb/gal.})(60 \text{ min/hr})/(2000 \text{ Lb/hr ft}^2) = 624.76 \text{ ft}^2$$

El volumen de empaque es obviamente el producto de los lados que se muestran en la figura IV.12.

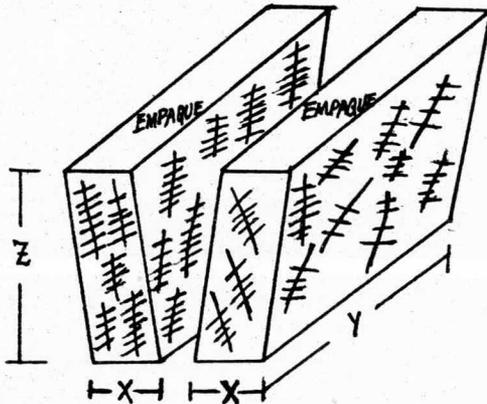


Figura IV.12

Por tanto:

$$V = (Z)(X)(Y) \quad \text{-----} \quad 57$$

El área de empaque para la entrada de aire se calcula por:

$$A = (Z)(Y) \quad \text{-----} \quad 58$$

La cantidad de aire en pies/min. se obtiene multiplicando el área de empaque por la velocidad del aire, 469.67 pies/min.

Como se ve en la tabla IV cualquier punto dentro del dominio de la función de diseño(en este caso de 0.1 a 0.4) representará una torre con dimensiones diferentes. Por tanto se necesita para la selección de una torre, tomar en cuenta los diferentes factores que afectan la selección como: peso y costo del empaque, Peso de la torre por pie cuadrado de área plana, compactez y forma, máxima presión estática del ventilador, número y tamaño de ventiladores - La torre que se ajuste al costo y criterios de construcción y operación establecidos por dichos factores es seleccionada.

TABLA IV

NUTH	NUTV	EMPAQUE				CANTIDAD DE AIRE	
		ALTURA	ANCHO	LARGO	VOL. LATERAL		
0.10	.6011	6.011	1	625.63	3760.7	3760.7	1.76×10^6
0.20	.6358	6.358	2	312.80	3977.7	1988.8	9.34×10^5
0.30	.6697	6.697	3	208.54	4189.84	1396.6	6.56×10^5
0.40	.7030	7.030	4	156.4	4398.20	1099.5	5.16×10^5

Nota: si se desea el diseño de una torre de doble flujo, (ver pag. 9) el largo debe dividirse en 2.

b) MODELO DESARROLLADO POR WALTER J. WNEK Y R. H. SNOW (1972)

El conjunto de ecuaciones para el diseño de torres de enfriamiento de flujo cruzado como se expuso ya con anterioridad son:

$$-L' C \frac{\partial T_1}{\partial y} = G' \frac{\partial H'}{\partial x} = Ka(H'^* - H') \quad \text{-----} \quad 59$$

$$y \quad H' = \text{Exp}(1.77 + 0.025 T_1) \quad \text{-----} \quad 60$$

para $40^\circ\text{F} \leq T \leq 130^\circ\text{F}$.

Las condiciones iniciales son:

$$\begin{array}{l} \text{para } y=0 \quad T_1 = T_{1e} \\ y \\ \quad \quad \quad x=0 \quad H' = H'_e \end{array} \quad \text{-----} \quad 61$$

Para resolver el sistema de ecuaciones 59 - 61 se definen - las siguientes variables adimensionales:

$$Z = 0.025 Ka I'_0 y / G L'$$

$$X = Ka x / G'$$

$$I'_0 = \text{Exp}(1.77 + 0.025 T_{1e})$$

$$V = 0.025 (T_1 - T_{1e})$$

$$I = H' / I'_0$$

$$I_e = H'_e / I'_0$$

Sustituyendo en 59 queda

$$- \frac{\partial V}{\partial Z} = \text{Exp}(V) - I = \frac{\partial I}{\partial X} \quad \text{-----} \quad 62$$

Suponiendo que el cambio de temperatura del líquido en dirección horizontal es pequeña comparada con el cambio en la dirección ver

tical. Esto sugiere buscar una solución de la forma

$$V(X,Z) = \sum_{i=0}^n (X - X_m)^i F_i(Z) \quad \text{-----} \quad 63$$

Donde

$$X_m = X \text{ en } V_m$$

$$V_m = V \text{ promedio sobre } X.$$

$$n = \text{entero.}$$

Como primera aproximación se toma el primer término de la serie

$$V(X,Z) = F_1(Z) = V_m(Z) \quad \text{-----} \quad 64$$

la ecuación 62 queda

$$-\frac{dV_m}{dZ} = \text{Exp}(V_m) - I = \frac{\partial I}{\partial X} \quad \text{-----} \quad 65$$

esta para una Z dada implica

$$\frac{dI}{dX} = \text{Exp}(V_m) - I \quad \text{-----} \quad 66$$

que tiene la solución

$$I = \text{Exp}(V_m) + \text{Exp}(-X)(I_e - \text{Exp}(V_m)) \quad \text{-----} \quad 67$$

Integrando la ec. 65 con respecto a X de X = 0 a X = X₀, donde X₀ = (Ka x₀ / G') es el ancho adimensional de la torre, dando

$$-\frac{dV_m}{dZ} = \frac{I_e - I_e}{X_0} \quad \text{-----} \quad 68$$

Evaluación de la ec. 67 en X = X₀ y sustituyendo en la ec. 68,

$$\text{queda} \quad -\frac{dV_m}{dZ} = (1 - \text{Exp}(-X_0)) (\text{Exp}(V_m)) / X_0 \quad \text{-----} \quad 69$$

cuya solución es:

$$Z = \frac{X_0}{I_e(1 - \text{Exp}(-X_0))} (V_m - \text{Ln}(\frac{I_e - \text{Exp}(V_m)}{I_e - 1})) \quad \text{-----} \quad 70$$

Despejando V_m

$$V_m = -\text{Ln} \left(\frac{1}{I_e} \left((I_e - 1) \text{Exp} \left(- \frac{I_e Z (1 - \text{Exp}(-X_o))}{X_o} \right) + 1 \right) \right)$$

Sustituyendo las variables originales y resolviendo para la temperatura media del líquido con respecto al ancho como una función de la altura da

$$T_{l,media}(z) = T_{le} - 40 \text{Ln}(\gamma \text{Exp}(\alpha z) + \epsilon)$$

De donde se obtiene la ecuación de diseño despejando a z

$$z = - \frac{1}{\alpha} \text{Ln} \left(\frac{1}{\gamma} \left(\text{Exp} \left(\frac{T_{le} - T_{l,m}(z)}{40} \right) - \epsilon \right) \right)$$

Donde

$$\gamma = (I_e - 1) / I_e$$

$$X_o = Ka x_o / G'$$

$$\epsilon = 1/I_e$$

$$\alpha = \beta I_e (1 - \text{Exp}(-X_o)) / X_o$$

$$\beta = 0.025 Ka I_o^* / C L'$$

Esta ecuación puede usarse para calcular cualquiera el ancho o la altura de la torre una vez que la otra ha sido fijada.

c).- Modelo analítico de Pigford.

Considerando en este modelo, el análisis hecho en la sección IV.2 de este capítulo y el diagrama esquemático de la situación de flujo cruzado en la figura IV.14, (donde Y es el largo del empaque) se hace un balance de energía a régimen permanente para el volumen diferencial Y dx dz dando:

$$L' Y X (dx/X) (\partial T_L / \partial z) dz = K_Y a (H' - H'^*) Y dx dz \quad \text{--- 71}$$

y

$$G' Y Z (dz/Z) (\partial H' / \partial x) dx = K_Y a (H'^* - H') Y dx dz \quad \text{--- 72}$$

ó

$$\partial T_L / \partial z = (K_Y a / L') (H'^* - H') \quad \text{----- 73}$$

y

$$\partial H' / \partial x = (K_Y a / G') (H' - H'^*) \quad \text{----- 74}$$

Si se define $\Delta = H'^* - H'$ y se considera que la línea de equilibrio es recta, de manera que $dH'^* / dT_L = C_{\Delta}$ es constante.

Así las ecuaciones 73 y 74 se reducen a:

$$\partial^2 \Delta / \partial x \partial z = R N (\partial \Delta / \partial x) + N (\partial \Delta / \partial z) \neq 0 \quad \text{--- 75}$$

Donde x/X y z/Z han sido reemplazadas momentaneamente por x e z , respectivamente, y donde $R = C_{\Delta} G/L$ y $N = K_Y a V/G$. Una solución de la ecuación 74 con condiciones en la frontera sobre

$\Delta(x, z)$ tal que $\Delta(0, z) = \Delta(x, 0) = H'_{ent.} - H'^*_{ent.}$ es:

$$\Delta = (H_{ent.}^{i*} - H_{ent.}^i) \exp.(-N(x/X) - NR(z/Z)) I_0 \left\{ 2N \sqrt{R(x/X)(z/Z)} \right\} - 76$$

Con esta expresión para la fuerza conductora como una función de x é z , las ecuaciones 72 y 73 se pueden usar para encontrar las funciones $T_L(x,z)$ y $H^i(x,z)$. Los resultados se utilizan para encontrar la temperatura promedio del agua de salida $T_{L,sal.}$ Las conclusiones que ha obtenido Pigford muestran que el grupo $P = C_1(T_{L,ent.} - T_{L,sal.}) / (H_{ent.}^{i*} - H_{ent.}^i)$ es una función de las cantidades adimensionales R y N .

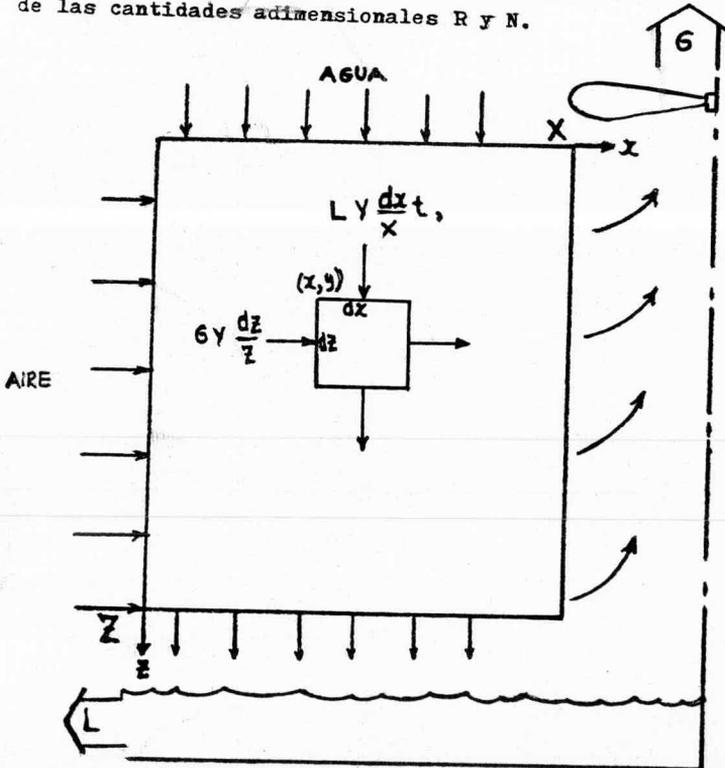
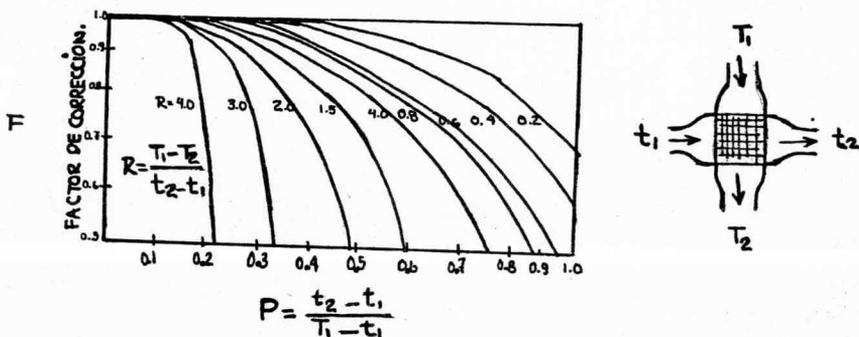


Figura IV.4

Una forma conveniente para expresar los resultados finales de una torre de enfriamiento, es el usado comúnmente para cálculos de cambiadores de calor de flujo cruzado. McAdams y Bowman (10), y Nagle(?) proponen una gráfica que muestra el factor de corrección F para ser aplicado a la fuerza conductora media logarítmica de acuerdo a las condiciones para flujo cruzado, como una función de P y R. La gráfica se muestra en la figura IV.15 para torres de enfriamiento(?). El valor medio logarítmico de $H^{**} - H'$ debe ser multiplicado por F.



Factor de corrección para la media logarítmica de la fuerza conductora en condiciones de flujo cruzado.

Figura IV.15

Así la ecuación 39 será:

$$\frac{K_Y a V}{G} = \frac{1}{F(R, P)} \int_{H_{ENT.}}^{H_{SAL.}} \frac{dH'}{H^{**} - H'} \quad \text{-----} \quad 76$$

Supuestamente $K_Y a$ es una función de la relación de los flu-

jos específicos, representada por:

$$\frac{K_y a}{G'} = \frac{1}{H_{tOG.}} / \frac{G'}{L'} \quad \text{-----} \quad 77$$

Como se puede notar, $H_{tOG.}$ se evalúa para la relación de -- flujos específicos. De hecho hay buenas razones para creer que -- con flujos específicos iguales de gas y líquido, $K_y a$ es casi la -- misma en torres de flujo cruzado y contracorriente. Sustituyén-- dose la ecuación 77 en la 76 se puede encontrar que las dimen--- siones de la torre se relacionaron por:

$$X = \frac{H_{tOG.}}{F(P,R)} \int_{H'_{ent.}}^{H'_{sal.}} \frac{dH'}{H'^* - H'}$$

Para ilustrar este modelo, se dimensiona una torre con las -- siguientes condiciones de operación:

Cantidad de agua a enfriar, 2500 gpm.

Temperatura del agua de entrada, 100°F.

Temperatura del agua de salida, 83.32°F.

Temperatura de bulbo húmedo del aire, 66.5°F.

1.- Se calcula el número de unidades de transferencia para -- flujo a contracorriente.

$$H'_{ent.} = 31 \text{ Btu/Lb}$$

a

$$T_{b.húmedo} = 66.5^\circ\text{F.}$$

$$\begin{array}{ll}
 H_{ent.}^{**} = 71.73 \text{ Btu/Lb} & \text{a} \quad T_{L,ent.} = 100^{\circ}\text{F.} \\
 H_{sal.}^{**} = 47.4 \text{ Btu/Lb} & \text{a} \quad T_{L,sal.} = 83.32^{\circ}\text{F.}
 \end{array}$$

De la figura IV.16 se encuentra que el valor mínimo de G/L es:

$$\frac{100 - 83.32}{71.7 - 31.0} = 0.41$$

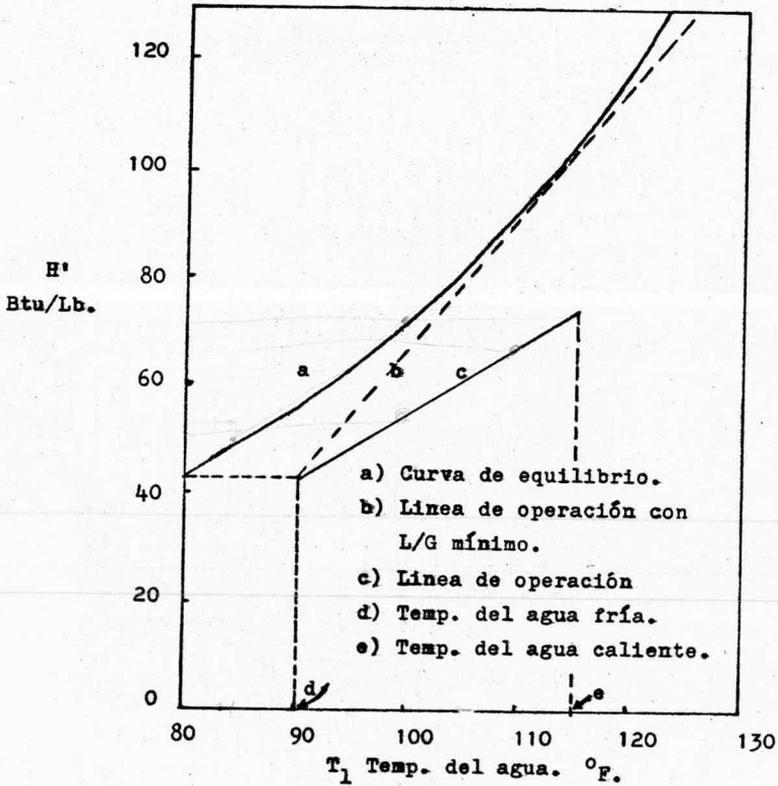


Figura IV.16

Duplicando la cantidad mínima se tiene $G/L = 0.82$ implicando:

$$H'_{sal.} = 31.0 + \frac{100 - 83.32}{0.82} = 51.34 \text{ Btu/Lb.}$$

La integral de la ecuación 78 se calcula por el método de Simpson como sigue:

	T_L °F	H'' Btu/Lb	H'	$1/(H'' - H')$
0	83.32	47.4	31.0	0.061
1	87.49	53.0	36.0	0.235
2	91.66	58.4	41.2	0.116
3	95.83	65.0	46.3	0.214
4	100.0	71.7	51.3	<u>0.049</u>
				0.675

$$\int_{31.0}^{51.3} \frac{dH'}{(H'' - H')} = \frac{(51.34 - 31)(0.675)}{12} = 1.144$$

2.- Aquí se calcula la corrección debida a las condiciones de flujo cruzado. Usando la figura IV.15 con:

$R=1.205$ (obtenida de multiplicar la pendiente promedio de la línea de equilibrio sobre el rango de la temperatura del agua por la relación G/L) y:

$$P = \frac{(1.47)(100 - 83.32)}{71.73 - 31} = 0.41$$

Obteniendo $F = 0.915$.

Por tanto, el número de unidades de transferencia requeridas para flujo cruzado son:

$$\frac{1.144}{0.915} = 1.25$$

3.- Las dimensiones de la torre, se determinan considerando que los flujos específicos del agua y aire fueron usados en pruebas típicas sobre trabajos de torres a contracorriente de Kelly- y Swenson(8).

$$G' = 1710 \text{ Lb/hr ft}^2.$$

$$L' = 1.22 (1710) = 2086.2 \text{ Lb/hr ft}^2.$$

Donde 1.22 es la pendiente de la línea de operación en la figura IV.16. Con G'/L' , en la figura IV.17 se obtiene $H_{tOG} = 10.1$

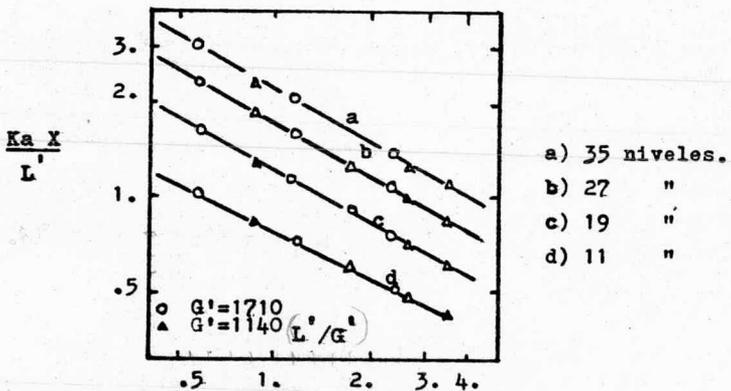


figura IV.17

El ancho del empaque en la dirección de flujo de aire es:

$$X = (1.25) \overset{10.1}{(11.0)} = 12.63 \text{ ft.}$$

La altura es:

$$Z = \frac{G' / L' (L') (X)}{(G')} = \frac{(0.82)(2086.2)(12.63)}{(1710)} = 12.64 \text{ ft.}$$

El largo del empaque es:

$$Y = \frac{L}{L' X} = \frac{(2500)(8.33)(60)}{(2086.2)(12.63)} = 47.42$$

Si la torre es de doble flujo, entonces el largo de la torre es 23.71 ft. El volumen del empaque es:

$$V = (X) (Z) (Y) = (12.63)(12.64)(47.42) = 7570.28 \text{ ft}^3.$$

La carga térmica es:

$$Q = L C (T_{L, \text{ent.}} - T_{L, \text{sal.}}) = (2500)(8.33)(60)(100 - 83.32) =$$

$$2.084 \times 10^7 \text{ Btu/Lb.}$$

NOMECLATURA PARA EL CAPITULO IV.

- A = Area transversal de la torre, ft^2 .
 a = Area interfacial por unidad de volumen de empaque, ft^2/ft^3 .
 a_H = Area interfacial de transferencia de calor, $\text{ft}^2 \text{interf.}/\text{ft}^3 \text{ emp.}$
 a_m = Area interfacial de transferencia de masa, $\text{ft}^2 \text{interf.}/\text{ft}^3 \text{ emp.}$
 B = Constante de la ecuación 64.
 BB = Constante de la ecuación 66.
 C = Capacidad calorífica a presión constante, $\text{Btu/Lb } ^\circ\text{F.}$
 CC = Constante de la ecuación 64.
 C_i = Pendiente de la curva de equilibrio entalpia-temperatura $\text{Btu/Lb } ^\circ\text{F.}$
 D = Constante de la ecuación 64.
 d = Operador diferencial.
 F = Coeficiente de transferencia de masa, $\text{Lbmol/hr ft}^2 \text{interf.}$
 G = Flujo de aire, Lb/hr.
 G' = Flujo específico de aire, Lb/hr ft^2 .
 H' = Entalpia del aire, $\text{Btu/Lb de aire seco.}$
 H^{**} = Entalpia del aire saturado, $\text{Btu/Lb de aire seco.}$
 H_{tG} = Altura de una unidad de transferencia, ft. gas-entalpia.
 H_{tOG} = Altura total de una unidad de transferencia, ft. "
 h = Coeficiente de transferencia de calor por convección, $\text{Btu/hrft}^2 ^\circ\text{F.}$
 h' = Coeficiente de transferencia de calor por convección corregido para transferencia de masa simultaneamente, $\text{Btu/hr ft}^2 ^\circ\text{F.}$
 j = Número de ileras.
 K_Y = Coeficiente de transferencia de masa, $\text{Lb vapor/hr ft}^2 \text{interf.}$ U
 K_Y = Coeficiente total de transferencia de calor y masa $\text{Btu/hr ft}^2 (\text{Btu/Lb})$

- L = Flujo de agua, Lb/hr.
 L' = Flujo específico de agua, Lb/hr ft².
 m = Pendiente de la línea de saturación de la ecuación 58.
 M = Peso molecular, Lb/Lb mol.
 N = Flux de transferencia de masa, Lb mol/hr ft² interf.
 n = Número de columnas.
 N_{tG} = Número de unidades de transferencia de la entalpia del gas.
 N_{tOG} = Número total de unidades de transferencia de la entalpia del gas.
 p = Constante de la línea de saturación en la ecuación 58.
 P = Presión de vapor de una substancia pura, atm.
 P_t = Presión total, atm.
 P_A = Presión parcial, atm.
 q_s = Flux de transferencia de calor sensible, Btu/hr ft² interf.
 T = temperatura, °F.
 U = Humedad absoluta, Lb agua/Lb aire seco.
 V = Volumen de empaque, ft³.
 X = Ancho de empaque, ft. y coordenada.
 x = Coordenada en el modelo de Pigford.
 Y = Largo de empaque, ft. y coordenada.
 Z = Altura del empaque, ft. y coordenada.
 z = Coordenada en el modelo de Pigford.
 ω = Constante de la ecuación 47.
 Δ = Diferencia.
 λ = Calor latente de vaporización, ft³ atm./Lb mol.

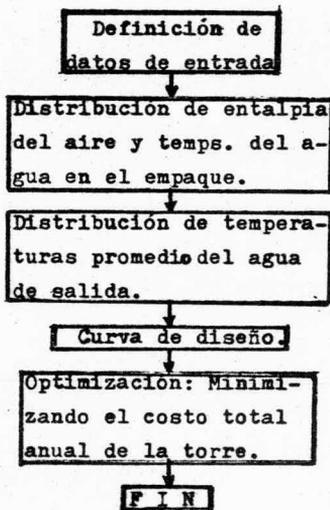
SUBINDICES.

- t = Total.
- L = Referente al agua.
- G = Referente al aire.
- A = Vapor.
- m = Masa.
- i = Interface.
- O = Estado de referencia.
- B = Gas.
- s = Saturado.
- UT = Incremento específico de T o H' para obtener una unidad de -
transferencia.
- ent. = Referente a la entrada.
- sal. = Referente a la salida.

C A P I T U L O V

PROGRAMA DE COMPUTADORA.

- 1) OBJETIVO: Calcular las dimensiones de la torre de enfriamiento de flujo cruzado mas económica, para un conjunto dado de condiciones de operación.
- 2) METODO: El cálculo de la distribución de entalpia del aire y temperatura del agua en el empaque, se realiza en la forma que N. Zamuner indica, expuesta en el capítulo anterior. Posteriormente la optimización se hace con el algoritmo de Fibonacci minimizando el costo total anual de la torre.



3) DESCRIPCION DEL PROGRAMA:

a) ESTRUCTURA: El programa consta de un subprograma principal y dieciséis subrutinas y un bloque de datos. Los datos que tienen que ser proporcionados son para la evaluación del costo total anual, de operación y de empaque (ver 3-e), la impresión de la tabla de integración y el arreglo principal del bloque común DPP es opcional (ver 3-c).

b) SUBRUTINAS:

BUD8LI: Coordina los subprogramas INTEGR y DESIG1 para calcular las matrices "integración fraccional" y "distribución de temperaturas del agua de salida".

INTEGR: Controla la integración auxiliado del subprograma INTGRP, (ver BUD8LI).

DESIG1: Controla el cálculo de la matriz "distribución de temperaturas del agua de salida " auxiliado por el subprograma LINTG (- ver BUD8LI).

INTGRP: Calcula por cada llamada una línea de integración (ver - INTEGR).

LINTG : Por cada llamada calcula un renglon y/o columna de la matriz " distribución de temperaturas del agua de salida ", (ver - DESIG1).

DESIGF: Controla el cálculo de la matriz " curva de diseño " - auxiliado por el subprograma LINTG.

INTPOL: Calcula en cada llamada el NUTV correspondiente a un valor dado de NUTH.

- SIF : Calcula la inversión total fija de la torre, junto con SUMF.
- SUMF : Calcula el valor de diversos polinomios con auxilio del BLOQUE DE DATOS.
- OPTIMO: La optimización auxiliado por los subprogramas FOBJT, CALNTU y SCO.
- FOBJT : Calcula el costo total anual de la torre, auxiliado por los subprogramas CALNTU y SCO.
- CALNTU: Calcula el NUTH DE LA TORRE, (ver FOBJT).
- SCO : Calcula las dimensiones del empaque y el costo total de operación y mantenimiento auxiliado por SEEHP, (ver FOBJT).
- SEEHP : Calcula la energía requerida por el motor del ventilador (ver SCO).
- PRINT : Imprime las matrices " integración fraccional ", que es opcional, " distribución de temperaturas del agua de salida " y " curva de diseño ", junto con el subprograma ENCAB.
- BLOQUE DE DATOS: Contiene los coeficientes de correlaciones polinomiales.

c) ARREGLOS DIMENSIONALES:

- I) El bloque común no etiquetado, unidimensional con once elementos esta formado por los seis coeficientes del polinomio de quinto orden relacionando la entalpia del aire con la temperatura de bulbo húmedo.
- II) El bloque comun DPP unidimensional con 100 elementos conteniendo cada uno en la forma que sigue:

1) Temperatura del agua caliente	(°F)
2) Temperatura del agua fría	(°F)
3) Temperatura de bulbo húmedo	(°F)
4) Carga específica del aire	(Lb/hr p ²)
5) Carga específica del agua	(")
6) Carga de agua	(gal/min)
7) Coeficiente total de transferencia de calor (p ³ (Btu/Lb)).	((Btu/hr)/
8) Inverso de la unidad de transferencia(alfa).	
9) Alfa mínima para ser probada	
10) No. inicial de líneas de integración	
11) No. máximo de líneas de integración	
12) Inversión fija total	(DLS/año)
13) espacio entre niveles de empaque	(plg)
14) Energía requerida por el ventilador	(Hp)
15) Costo de la energía del ventilador	(Dls/año)
16) Dias de trabajo por año	(Dias/año)
17) Costo total anual de la torre	(Dls/año)
18) Contador del no. de optimizaciones	
19) No. de celdas	
20) Valor de la relación NUTV/NUTH	
21) Años en que se deprecia la torre	
23) Factor de inflación (base 1970)	
24) Costo de energía eléctrica	(Dls/kw-hr)
25) Costo de mantenimiento	(Dls/año)
26) Costo total de operación y mantenimiento	(Dls/año)

- 30) Contador de los cálculos de la función objetivo de FOBJT
- 31) No. de unidades de transferencia horizontal(NUTH)
- 32) No. de unidades de transferencia vertical (NUTV)
- 33) Altura de la unidad de transferencia
- 34) Ancho de empaque (p)
- 35) Altura de empaque (p)
- 36) Area transversal planar del empaque(superficial) (p^2)
- 37) Largo del empaque (p)
- 38) Volumen del empaque (p^3)
- 39) Area transversal vertical de empaque(lateral) (p^2)
- 40) Carga de aire (p^3/min)
- 41) Alfa calculada
- 42) Lineas de integración calculada
- 43) Valor inferior del rango de NUTH.
- 44) Valor superior del rango de NUTH.
- 45) Valor mínimo del rango de temperatura del agua fría($^{\circ}\text{F}$)
- 46) Valor máximo del rango de temperatura del agua fría($^{\circ}\text{F}$)
- 57) Inversión fija total del primer cálculo
- 58) Costo de empaque (Dls/ p^3)
- 59) Volumen de empaque del primer cálculo (p^3)
- 60) Relación altura largo
- 61) Velocidad del aire (p/min)
- 62) Caída de presión del empaque (plg agua)
- 63) Caída de presión de las persianas (")
- 64) Caída de presión del eliminador de humedad (")
- 65) presión estática total (")
- 66) Factor usado en en FOBJT

III) El bloque común SINTGR tridimensional con 61 elementos en la primera y tercera dimensión, y 5 en la segunda. Almacenando en ésta matriz el resultado de la integración.

IV) El bloque común SDESG1 bidimensional con 61 elementos en la primera y en la segunda dimensión, contiene la matriz de temperaturas del agua de salida.

V) El bloque común B5 bidimensional con 5 elementos en la primera y 7 en la segunda dimensión, contiene la matriz de coeficientes de las correlaciones para el cálculo de la inversión fija de la torre.

d) DIMENSIONES REQUERIDAS:

I) El arreglo principal del bloque común DPP con los elementos del 67 al 100 se pueden usar para guardar valores intermedios de cualquier cálculo.

II) Los bloques comunes SINTGR y SDESGF pueden modificarse todas las dimensiones excepto la segunda dimensión de SINTGR que es siempre 5 conforme si se quiere ampliar las líneas de integración de la torre a más de 60.

e) FORMATO DE ENTRADA: Los datos de entrada deben ser en seis grupos con formato libre en el siguiente orden:

I) Días de funcionamiento por año.

No. de años en que se deprecia la torre.

Factor de inflación (base 1970).

Costo de energía eléctrica (dls/ kw-hr).

- II) Temperatura del agua caliente, ($^{\circ}\text{F}$).
Temperatura del agua fría, ($^{\circ}\text{F}$).
Temperatura de bulbo húmedo, ($^{\circ}\text{F}$).
Gasto de agua, (gal/min).
 - III) Carga específica del aire, (Lb/hr-p^2).
Carga específica del agua, (").
Espacio entre niveles de empaque o cero, (Plg).
Si el valor anterior es cero entonces dar Ka, si no -
dar el valor de cero.
 - IV) Inverso de la fracción de la unidad de transferencia
(alfa).
Lineas de integración.
 - V) Introducir SI, si se quiere que imprima la matriz de la
integración, o NO, si no.
 - VI) Introducir un SI o NO para la impresión del arreglo -
principal del bloque común DPP.
- 4) EJEMPLO: El ejemplo fue realizado en una computadora
Burroughs/6700, system/FORTRAN con los siguientes datos de
entrada, ver 3-e.
- I) 350,10,2,.008
 - II) 100,83.32,66.5,2500
 - III) 2000,2000,0,200
 - IV) 5,50
 - V) NO
 - VI) NO

5) LISTADOS DEL PROGRAMA Y DEL EJEMPLO:

```

100 3RESET FREE
200 FILE 7 (KIND=PRINTER)
300 FILE 6 (KIND=REMOTE)
400
500
600 COMMON BB(11)/DPP/D(100),L1
700 */SFUNC/DD(2,100),DPT(12,25)
800
900 LOGICAL L1
1000 DATA(DR(I),I=1,6)/-3.651991, .741328709, -.15712R295E-1,
1100 *.304463964E-3, -.236269712E-5, .901915793E-8/
1200
1300 READ(S,/)D(16),D(21),D(23),D(24)
1400 READ(S,/)D(I),I=1,3),D(6)
1500 READ(S,/)D(4),D(5),D(13),D(7)
1600 READ(S,/)D(8),D(10)
1700
1800 D(9)=15;D(11)=60
1900
2000 C *****
2100 *** FAC. 498.22*(LB/HR)/GPM!=(.13368+FT3/GAL!)*(62.116*LB/FT3!)*
2200 *** (60*MIN/HR!)
2300 C *****
2400 D=D(6)*498.22*(D(1)-D(2))
2500 IF(D(7).EQ.0)
2600 *D(7)=(12.7*D(4)**.59*D(5)**.37)/(D(3)**.82*D(13)**.33)
2700
2800 C *****
2900 SUBROUTINA BUDALI:REALIZA LA INTEGRACION Y CALCULA LA DISTRIBU
3000 CTION DE TEMPERATURAS PROMEDIO DEL AGUA DE SALIDA, GUARDANDO
3100 LOS RESULTADOS EN LAS MATRICES: "SINTGR" Y "SDESG1" RESPECTIVA
3200 MENTE.
3300 C *****
3400 CALL BUDALI
3500 C *****
3600 *** CALCULO DE NHTU1,NHTUS Y LA ALTURA DE UNIDAD DE TRANSFERENCIA
3700 D(43)=1./D(41)
3800 D(44)=D(42)*D(43)
3900 VINUTH=D(43)
4000 VSNUTH=D(44)
4100 D(33)=D(54)/D(7)
4200 IF(L1)PRINT/,'ALFA INICIAL',D(8),'ALFA MAX.=' ,D(9),'ALFA ULTIMA',
4300 *(43)
4400 IF(L1)GO TO 50
4500 C *****
4600 SUBROUTINA DESIGF;
4700 CALCULA LA MATRIZ DE LAS CURVAS DE DISENO "SDESGF"
4800 C *****
4900 CALL DESIGF(NC)
5000 C *****
5100 *** CALCULOS DE LA OPTIMIZACION
5200 D(43)=1./D(41)
5300 D(44)=D(42)*D(43)
5400 CALL SIF
5500 C *****
5600 SUBROUTINA OPTIMO;
5700 CALCULA LAS DIMENSIONES DEL VOLUMEN DE EMPAQUE DE LA TORRE MAS
5800 ECONOMICA.
5900 C *****
6000 CALL OPTIMO(.009,VINUTH,VSNUTH)
6100
6200
6300 C

```

```

6400 C*****
6500 IF(D(18),EQ,0)GO TO 23
6600
6700 J=2
6800 IF(QD(1,17),LT,DD(2,17))J=1
6900 DO 21 I=1,100
7000 D(I)=DD(J,1)
7100 21 CONTINUE
7200 23 IF(D(18),LE,2)WRITE(6,/)SE OPTIMIZARON SOLO',D(18),'DISEÑOS DE TO
7300 RRES'
7400 C*****
7500 C*****
7600 C*****
7700 C*****
7800
7900 40 FORMAT(1H1,
8000 *4X,'*****'/50X,'* OPTIMIZACION */50X,
8100 *'*****'///16X,'* UNIDADES INGLESAS'/16X,
8200 *' * COSTOS EN DOLARES'///1H,
8300 *'TORRE',3X,'NHTU',3X,'NVTU',5X,'ALTURA',5X,'ANCHO',5X,'LONG.',
8400 *'COSTO DE',1X,'VOLUMEN',3X,'AREA LAT',2X,'CANTIDAD',3X,'COSTO',3X
8500 *'DE EMPAQ.',2X,'DE AIRE',2X,'FIJO TOT.',2X,'Y MANT.',2X
8600 *'ANUAL')
8700 102 FORMAT(12(/),46X,'VALORES CALCULADOS',/46X,'*****'//
8800 *5X,'EL VALOR CALCULADO DE ALFA ES',43X,'=',
8900 *F9,4,///5X,'EL VALOR CALCULADO
9000 *O PARA LAS LINEAS DE INTEGRACION ES',20X,'=',F9,4,///5X,'LA VARI
9100 *ABLE NHTU ES OPTIMIZADA EN EL RANGO',30X,'=',F9,4,///5X,'F(4)
9200 101 FORMAT(1H1,46X,'DATOS PARA LA EVALUACION DEL DISEÑO',/1H,45X
9300 *'*****'
9400 *E DEPRECIA LA TORRE SOM',53X,'=',I4,///7,5X,'LOS AÑOS EN QUE S
9500 *///5X,'EL INDICE DE INFLACION (YA QUE LA R
9600 *'EFFR)
9700 *ENCIA DE COSTO ES DE 1976) ES',25X,'=',F9,4,///5X,'EL COSTO DE L
9800 *E ENERGIA ELECTRICA $/KW-HR ES',48X,'=',F9,4,///7,37X,
9900 *'DATOS ADICIONALES Y PARTICULARES DE ESTE MODELO',/37X,
0000 *'*****'
0100 *'EL VALOR INICIAL DEL INVERSO DE LA FRACCION DE UNIDAD DE TRANSF.
0200 *'(ALFA) ES',10X,'=',F9,4,///5X,
0300 *'EL VALOR INICIAL DE LAS LINEAS DE INTEGRACION ES',45X,'=',
0400 *F9,4)
0500 100 FORMAT(1H1,45X,'DATOS DE OPERACION',/1H,45X,
0600 *'*****'///5X,'LA TEMP. DEL AGUA DE ENTRADA ES',20X,
0700 *'=',F16,3,' GRADOS FAHRENHEIT',///5X,
0800 *'LA TEMP. DEL AGUA DE SALIDA ES',21X,'=',F16,3,8X
0900 *'BY',1,///5X,'LA TEMP. DE BULBO HUMEDO ES',24X,'=',F16,3,
1000 *'LA CARGA DE AGUA (RANGO DE 1000 A 20000 GPM)',7X,'=',F16,3,
1100 *'GP')
1200 *'*****'///37X,
1300 *'DATOS DE EMPAQUE (OBTENIDOS EXPERIMENTALMENTE)',/37X,
1400 *'*****'///5X,
1500 *'LA CARGA ESPECIFICA DEL AIRE ES',20X,'=',F16,3,
1600 *'LB/HR*PTE CUAD.',/5X,'LA CARGA ESPECIFICA DEL AGUA ES',
1700 *'20X,'=',F16,3,7X,'/',5X,'EL COEF. TOTAL DE TRANSFERENCIA DE CAL
1800 *OR (Ka) ES',16,3,' (BTU/HR)/(PIE CUB.*(BTU/LB))'
1900
2000 C ESCRIBE DATOS DE DISEÑO
2100 WRITE(7,100)D(1),D(2),D(3),D(6),D(4),D(5),D(7)
2200
2300 C ESCRIBE DATOS PARA LA EVALUACION DE DISEÑO
2400 WRITE(7,101)D(21),D(23),D(24),D(8),D(10)
2500
2600 C ESCRIBE VALORES CALCULADOS
2700 WRITE(7,102)D(41),D(42),D(43),D(44)
2800
2900 WRITE(7,40)
3000
3100
3200

```



13300
13400
13500
13600
13700
13800
13900
14000
14100
14200
14300
14400
14500
14600
14700
14800
14900
15000
15100
15200
15300
15400
15500
15600
15700
15800
15900
16000
16100
16200
16300
16400
16500
16600
16700
16800
16900
17000
17100
17200
17300
17400
17500
17600
17700
17800
17900
18000
18100
18200
18300
18400
18500
18600
18700
18800
18900
19000
19100
19200
19300
19400
19500
19600
19700
19800
19900
20000
20100

```

DO 22 I=1,6(18)
WRITE(7,51)(OPT(J,I),J=1,12)
51 FORMAT(1H0,1X,13,1X,13(1PE10.3))
22 CONTINUE

C IMPRESION DE LA TABLA DE INTEGRACION (SINTGR),LA TAB. DE LAS TEMPS.
PRON DEL AGUA DE SALIDA (SDESG1)
LI=DD(42)
CALL PRINT(NC,LI)
55 FORMAT(7,55)
READ(5,1)CEXT
1 FORMAT(A2)
50 IF(CEXT.EQ.2HSI)WRITE(7,*) D
CALL EXIT
END

SUBROUTINE BUDDLI
COMMON/DPP/DD(100),L1,L2,L3/AESC/ESCO,EDE,EINT
LOGICAL L1,L2,L3
L1=.FALSE.
L2=.FALSE.
L3=.FALSE.
LI=DD(10)
ALFA=DD(8)
DD(41)=DD(8)
41 DD(42)=DD(10)
CALL INTEGR(LI)
CALL DESIG1(LI, TXMIN, TXMAX)
DD(45)=TXMIN
DD(46)=TXMAX
L1=.FALSE.
L2=.FALSE.
L3=.FALSE.
IF(DD(2) GE TXMIN.AND.DD(2) LE TXMAX)L3=.TRUE.
IF(L3) GO TO 50
L1=.TRUE.
IF(L1.LT.DD(11)) L2=.TRUE.
LI=LI+1
IF(L2) GO TO 41
IF(ALFA.LT.DD(9)) GO TO 51
GO TO 50
51 ALFA=ALFA+1.
GO TO 41
50 DD(42)=FLOAT(LI)
DD(41)=ALFA
60 RETURN
END

SUBROUTINE INTEGR(LI)
COMMON R(11)
COMMON /DPP/D(100),L1,L2
COMMON /SINTGR/D2(61,5,61)
LOGICAL L1,L2 ,L
TX=D(1)
TY=D(3)
GY=D(4)
GX=D(5)

L=.FALSE.
GXY=GX/CY
IF(L2)GO TO 44
DO 30 I=1,D(11)+1
DO 30 K=1,5
DO 30 J=1,D(11)+1

```

```

02000
03000
04000
05000
06000
07000
08000
09000
10000
11000
12000
13000
14000
15000
16000
17000
18000
19000
20000
21000
22000
23000
24000
25000
26000
27000
28000
29000
30000
31000
32000
33000
34000
35000
36000
37000
38000
39000
40000
41000
42000
43000
44000
45000
46000
47000
48000
49000
50000
51000
52000
53000
54000
55000
56000
57000
58000
59000
60000
61000
62000
63000
64000
65000
66000
67000
68000
69000
70000
71000

```

```

30 D2(I,K,J)=0.
43 D2(I,1,1)=TXA
DO 21 I=0,8
D2(I,2,1)=D2(I,2,1)+R(I+1)*TXA**I
21 D2(I,3,1)=D2(I,3,1)+R(I+1)*TWD**I
J=0
41 J=J+1
I=0
42 I=I+1
CALL INTGRP(I,J,GXY)
IF(I.LE.LI)GO TO 42
IF(J.LE.LI) GO TO 41
GO TO 50
44 J=0
I=LI+1
J=J+1
45 CALL INTGRP(I,J,GXY)
IF(J.LT.LI) GO TO 45
J=I+1
46 I=I+1
CALL INTGRP(I,J,GXY)
IF(I.LE.LI) GO TO 46
50 IF(LI)D(I8)=3.1416
RETURN
END

```

```

SUBROUTINE INTGRP(I,J,GXY)
COMMON B(11)
COMMON /DPP/D(100)
COMMON /SINTGR/D(61,5,61)
LOGICAL L
ALFA=D(41)
L=.FALSE.
IF(I.EQ.1) L=.TRUE.
IF(L) D(I,1,J)=D(I,1,1)
IF(L) D(I,2,J)=D(I,2,1)
IF(J.EQ.1) D(I,3,1)=D(I,3,1)
IF(L) GO TO 41
D(I,1,J)=D(I-1,1,J)-D(I-1,4,J)
DO 21 I=1,8
21 D(I,2,J)=R(I+1)*D(I,1,J)**I+D(I,2,J)
D(I,2,J)=R(I)+D(I,2,J)
41 IF(J.EQ.1) D(I,3,J)=D(I,3,J-1)+D(I,5,J-1)
D(I,4,J)=(D(I,2,J)+D(I,3,J))/ALFA
D(I,5,J)=GXY*D(I,4,J)
RETURN
END

```

```

SUBROUTINE DESIG1(LI,RI,RS)
COMMON R(11)
COMMON /DPP/D(100),L1,L2
COMMON /SINTGR/D2(61,5,61)
COMMON /SDESG1/ D3(61,61)
LOGICAL L1,L2,L4,L
REAL IALFA
L=.FALSE.
ALFA=D(41)
IALFA=1/ALFA
IF(L2) GO TO 27
DO 23 I=1,D(11)+1
DO 23 J=1,D(11)+1
23 D3(I,J)=0.
L=.FALSE.
DO 25 I=1,LI
D3(I,I+1)=IALFA

```

```

27200      D3(I+1,1)=IALFA
27300      IALFA=IALFA+1./ALFA
27400      25 CONTINUE
27500      DO 26 I=1,LI
27600      CALL LINTG(I+1,LI,L)
27700      26 CONTINUE
27800      GO TO 28
27900      27 D3(LI+1,1)=FLOAT(LI)/ALFA
28000      D3(LI+1,1)=FLOAT(LI)/ALFA
28100      L4=.TRUE.
28200      CALL LINTG(LI ,LI,L4)
28300      L4=.FALSE.
28400      CALL LINTG(LI+1,LI,L4)
28500      28 RS=D3(2,2)
28600      RT=D3(LI+1,LI+1)
28700      RETURN
28800      END

SUBROUTINE LINTG(NFI,LI,L)
COMMON/SINTGR/D(61,5,61),SDESG1/DD(61,61)
LOGICAL L
IF(L) GO TO 42
DO 21 I=1,NFI-1
J=1
41 J=J+1
DD(NFI,J)=D(J,1,I)+DD(NFI,J)
IF(J.LT.LI+1) GO TO 41
21 CONTINUE
DO 22 J=2,LI+1
DD(NFI,J)=DD(NFI,J)/FLOAT(NFI-1)
22 CONTINUE
RETURN
42 J=LI+1
DO 23 I=1,NFI-1
K=0
43 K=K+1
D(I+1,J)=D(J,1,K)+DD(I+1,J)
IF(K.LT.I) GO TO 43
DD(I+1,J)=DD(I+1,J)/FLOAT(K)
23 CONTINUE
RETURN
END

SUBROUTINE DESIGF(NC)
COMMON /NPP/n1(100)
COMMON /SDESGF/DD(61,61)
REAL IALFA
IALFA=1/D1(41)
NC=NC+1
TXB=D1(2)
LI=D1(42)
DD(1,NC+1)=TXB
DO 21 I=1,LI
DD(I+1,1)=IALFA
IALFA=IALFA+1./D1(41)
21 CONTINUE
I=1
41 I=I+1
CALL INTPOL(TXB,I,VNVTU,LI)
DD(1,NC+1)=VNVTU
IF(I.LT.LI+1) GO TO 41
RETURN
END

```

```

34100
34200 SUBROUTINE INTPOL(TXB,NFI,VNVTU,LI)
34300 COMMON/DESIG1/D(61,61)
34400 LOGICAL L,L6
34500 L=.FALSE.
34600 L6=.FALSE.
34700 IF(TXB.GE.D(NFI,LI+1).AND.TXB.LE.D(NFI,2)) L6=.TRUE.
34800 IF(.NOT.L6) GO TO 50
34900 J=1
35000 41 J=J+1
35100 IF(TXB.GE.D(NFI,J)) L=.TRUE.
35200 IF(L) GO TO 42
35300 IF(J.LT.LI+1) GO TO 41
35400 42 VNVTU=D(1,J-1)+(D(1,J)-D(1,J-1))/(D(NFI,J)-D(NFI,J-1))*(TXB-D(NFI
35500 *,J-1))
35600 50 IF(.NOT.L6)PRINT/,'NO INTERPOLO EN DESIG1 EN LA FILA NO.',NFI
35700 RETURN
35800 END
35900
36000
36100
36200 SUBROUTINE SIF
36300 COMMON/APP/D(100)
36400 A=D(2)-D(3)
36500 R=D(1)-D(2)
36600 TBH=D(3)
36700 GPM=D(6)
36800 IF(A.GE.5.AND.A.LE.10)GO TO 20
36900 IF(A.LT.5)A=5
37000 IF(A.GT.10)A=10
37100 20 IF(R.GE.15.AND.R.LE.30)GO TO 21
37200 IF(R.LT.15)R=15
37300 IF(R.GT.30)R=30
37400 21 IF(TBH.GE.75.AND.TBH.LE.85) GO TO 22
37500 IF(TBH.LT.75)TBH=75
37600 IF(TBH.GT.85)TBH=85
37700 22 CI = SUMF(1,7,GPM)
37800 CS = SUMF(2,7,GPM)
37900 CD = CS -CI
38000 FA = ARS(SUMF(3,6,A))
38100 FP = ARS(SUMF(4,5,R))
38200 FTBH = (SUMF(5,2,TBH))
38300 FT = FA + FP + FTBH
38400 CFT = CI + (CD*(CFT/R.4))
38500 D(12) = CFT * D(23)
38600 RETURN
38700 END
38800
38900
39000
39100 FUNCTION SUMF(IB,IDO,X)
39200 COMMON/RS/R(5,7)
39300 SUMF=0
39400 DO 20 I = 1,IDO
39500 20 SUMF = SUMF + R(IB,I)*X**(I-1)
39600 RETURN
39700 END
39800
39900
40000
40100 SUBROUTINE OPTIMO(ALFA,A,B)
40200 DIMENSION FIB(150)
40300 DELR=A
40400 FIB(0)=1
40500 FIB(1)=1.
40600 FIB(2)=2.
40700 5 DR=1./ALFA
40800 IF(DR<2.) 10,10,11
40900 10 GO TO 14
41000 11 CONTINUE

```

```

41100      JJ=2
41200      12 JJ=JJ+1
41300      FIB(JJ)=FIB(JJ-1)+FIB(JJ-2)
41400      CC=FIB(JJ)
41500      IF(CC-RR) 13,15,15
41600      13 GO TO 12
41700      14 WRITE(7,2)
41800      2  FORMAT(//,10X,'NO ES SUFICIENTE LA EXACTITUD ESPECIFICADA EN LA
41900      *FUN: //,10X,'EL PROGRAMA DA UN VALOR A ALFA,ALFA=0.01')
42000      ALFA=0.01
42100      GO TO 5
42200      15 I=0
42300      KK=JJ-2
42400      IK=JJ-2
42500      BL=B-A
42600      ALL =FIB(IK)*BL/FIB(JJ)
42700      W=A+ALL
42800      V=B-ALL
42900      CALL FORJT(W,T)
43000      CALL FORJT(V,U)
43100      JK=I
43200      IK=IK-1
43300      JJ=JJ-1
43400      DO 70 I=1, KK
43500      IF(U-T) 20,20,22
43600      20 A=A+ALL
43700      BL=B-A
43800      W=V
43900      CALL FORJT(W,T)
44000      ALL=FIB(IK)*BL/FIB(JJ)
44100      V=B-ALL
44200      CALL FORJT(V,U)
44300      II=I+1
44400      IK=IK-1
44500      JJ=JJ-1
44600      IF(IK-1) 28,29,29
44700      28 IK=1
44800      29 CONTINUE
44900      GO TO 70
45000      22 B=B-ALL
45100      R=B-U-A
45200      W=V
45300      CALL FORJT(V,U)
45400      ALL=FIB(IK)*BL/FIB(JJ)
45500      W=A+ALL
45600      CALL FORJT(W,T)
45700      II=I+1
45800      IK=IK-1
45900      JJ=JJ-1
46000      IF(IK-1) 30,31,31
46100      30 IK=1
46200      31 CONTINUE
46300      GO TO 70
46400      70 CONTINUE
46500      EPS=.001*W
46600      DL=W+EPS
46700      CALL FORJT(DL,YL)
46800      IF(YL-T) 80,80,31
46900      80 CALL FORJT(B,BF)
47000      IF(ESC.EQ.2HSI)
47100      *WRITE(9,9)W,R
47200      *WRITE(9,9)W,R
47300      *WRITE(9,17) T,BF
47400      GO TO 87
47500      81 CALL FORJT(A,AF)
47600      IF(ESC.EQ.2HSI)
47700      *WRITE(7,9) W,A
47800      9  FORMAT(//,
47900      *,'LA REGION FACIBLE FINAL ESTA COMPRENIDA ENTRE'
48000      *,34X,'NHTU=',1PE11.4,2X,'NHTU=',E11.4)
48100      IF(ESC.EQ.2HSI)

```

```

48100
48200
48300
48400
48500
48600
48700
48800
48900
49000
49100
49200
49300
49400
49500
49600
49700
49800
49900
50000
50100
50200
50300
50400
50500
50600
50700
50800
50900
51000
51100
51200
51300
51400
51500
51600
51700
51800
51900
52000
52100
52200
52300
52400
52500
52600
52700
52800
52900
53000
53100
53200
53300
53400
53500
53600
53700
53800
53900
54000
54100
54200
54300
54400
54500
54600
54700
54800
54900
55000
17 *WRITE(7,17)1,4F
   FORMAT(,' LOS VALORES(COSTO TOTAL ANUAL) DE LA FUNCION OBJET
   *1,0, SON RESPECTIVAMENTE',7X,'CTA=',1PE11.4,2X,'CTA=',1E11.4)
87 ACC=(N-A)/(DEC)
   IF(ESC.EQ,2HS1)
   *WRITE(7,18)ACC
18 FORMAT(,' LA EXACTITUD ES',12X,1PE11.4)
   IF(ESC.EQ,2HS1)
   *WRITE(7,19)ALFA
19 FORMAT(,' LA EXACTITUD REQUERIDA FUE',2X,1PE11.4)
999 CONTINUE
   RETURN
   END

SUBROUTINE FOBJT(VNHTU,CTA)
COMMON/DPP/D(100)/SFUNC/DD(2,100),A(12,25)
D(30)=D(30)+1
CALL CALNTU(VNHTU,VNVTU)
PALAN=VNVTU/VNHTU
D(20)=PALAN
CALL SCD
FA1= ; FA2=1
IF(D(20).LE.0.8)FA1=FAI(8,D(20),33,33)
IF(D(20).GE.2.5)FA1=FAS(2.5,D(20),4)
IF(D(60).LE.0.1)FA2=FAI(.1,D(60),200)
IF(D(60).GE.3)FA2=FAS(3,D(60),1.43)
IFA=(FA1+FA2)/2+.5
FA=IFA ; D(64)=FA*.5
CTA=.5*D(26)+D(12)/D(21)*FA ; D(17)=CTA
IF(PALAN.EQ.1)RETURN
D(18)=D(18)+1
I=D(18)
A(1,I)=D(18);A(2,I)=D(31);A(3,I)=D(32);A(4,I)=D(35)
A(5,I)=D(34);A(6,I)=D(37);A(7,I)=D(38);A(8,I)=D(39)
A(9,I)=D(40);A(10,I)=D(12);A(11,I)=D(26);A(12,I)=D(17)
DO 21 I=1,10
DD(1,I)=DD(2,I)
21 DD(2,I)=D(I)
RETURN
END

FUNCTION FAI(KI,REL,VAL)
FA=KI-REL
FAI=FA*VAL+1.
RETURN
END

FUNCTION FAS(KS,REL,VAL)
FA=REL-KS
FAS=FA*VAL+1
RETURN
END

SUBROUTINE CALNTU(VNHTU,VNVTU)
COMMON R(11)
COMMON /DPP/D(100)
COMMON/SDESGF/D(61,61)
LOGICAL L,L0
TXB=D(12)
LI=D(14)
L=.FALSE.
L=1
41 J=J+1

```

```

55100 IF (ABS(TXR -D(1,J)),LE.1.E-7) L=.TRUE.
55200 IF(L) GO TO 42
55300 IF(J.LT.LI+1) GO TO 41
55400 42 IF(.NOT.L) PRINT/, 'NO SE ENCUENTRA TXB EN S-CALNTU',TXB
55500 L=.FALSE.
55600 IF(VNHTU.LT.D1(43).OR.VNHTU.GT.D1(44))L6=.TRUE.
55700 IF(L6) GO TO 50
55800 I=1
55900 43 I=I+1
56000 IF(D(I,1).GE.VNHTU) L=.TRUE.
56100 IF(L) GO TO 44
56200 IF(I.LE.LI) GO TO 43
56300 44 VNVTD=(I-1,J)+(D(I,J)-D(I-1,J))/(D(I,1)-D(I-1,1))*(VNHTU-D(I-1,1))
56400 *
56500 50 IF(L6) PRINT/, 'NHTU ESTA FUERA DEL RANGO A,B,NHTU',D1(43),D1(44),
56600 *VNHTU
56700 D1(32)=VNVTD
56800 D1(31)=VNHTU
56900 RETURN
57000 END
57100
57200
57300
57400
57500
57600
57700
57800
57900
58000
58100
58200
58300
58400
58500
58600
58700
58800
58900
59000
59100
59200
59300
59400
59500
59600
59700
59800
59900
60000
60100
60200
60300
60400
60500
60600
60700
60800
60900
61000
61100
61200
61300
61400
61500
61600
61700
61800
61900
62000

```

```

SUBROUTINE SCO
COMMON /DPP/D(100)
LOGICAL L3
REAL X4
AUT=D(5)/D(7)
Z=D(32)*AU
X=AUT*D(31)
C *****
C *** FAC. 498.22*(LB/HR)/GPM!=(.13360+FT3/GAL!)*(62.116+LB/FT3!)*
C *** (60*MIN/HR!)
C *****
AA=D(6)*498.23/D(5)
W=AA/X
V=AA*Z
A=Z*W
C *****
C *** FAC 2384.624 [(LA*GRD R/HR FT2)/(FT/MIN)] =
C *** (39(LB/LB MOL))*(1 FT3/359 LB MOL)*492 GRD R)*
C *** (492 GRD R)*(60 MIN/HR)
C *****
FPM=(D(4)*(D(1)+460))/2384.62 ; D(61)=FPM
CA=A*FPM
RALA=Z/W ; D(60)=RALA
D(33)=AUT
D(34)=X
D(35)=Z
D(36)=AA
D(37)=W
D(38)=V
D(39)=A
D(40)=CA
D(43)=D(30) ; NE.1) GO TO 21
CF=D(12)*Z/V ; D(58)=CE
VR=V ; D(58)=VR
21 IFN=D(57)*((V-D(59))*D(58)) ; D(12)=IFN
CALL SEEHP
CH=D(12)*.1
D(25)=CM
CO=(D(14)-1)*D(16)*24/1.341
COM=CO+CM ; D(26)=COM
D(15)=CO
RETURN
END

```

```

SUBROUTINE SEEHP

```

```

62100      COMMON/DPP/D(100)
62200
62300 C ..... CAIDA DE PRESION EN EL EMPAQUE
62400 PE=.7E-11*(D(1)+460)*D(34)*D(4)*D(4); D(62)=PE
62500 C
62600 C ..... CAIDA DE PRESION EN LAS PERSIANAS (LOUVERS) .....
62700 PP=.32-((1600-D(61))/1200*.3); D(63)=PP
62800 C
62900 C ..... CAIDA DE PRESION EN EL ELIMINADOR DE HUMEDAD .....
63000 PEH=.07-((2000-D(4))/1200*.06); D(64)=PEH
63100 C
63200 C ..... PRESION ESTATICA TOTAL DL VENTILADOR (PULG AGUA) .....
63300 PES=PE+PP+PEH; D(65)=PES
63400 C
63500 C ..... ENERGIA REQUERIDA PARA EL MOTOR DEL VANTILADOR .....
63600 DE=39.744/(D(3)+480)
63700 PCM=D(61)*D(39)
63800 EEHP=(PES*PCM)/(6356*.5) + 1.
63900 D(14)=EEHP
64000 I=0
64100 24 I=I+1
64200 IF (EEHP/I.LE.75)GO TO 25
64300 GO TO 24
64400 25 I=I+1
64500 D(19)=I
64600 RETURN
64700 END
64800
64900
65000
65100      SUBROUTINE PRINT(NC,LI )
65200      COMMON /DPP/P(100)/SINTGR/D(61,5,61)/SDESG1/DC(61,61)/SDESGF/PP(6)
65300      *,61)
65400      READ(5,1)ESC
65500      1  FORMAT(A2)
65600      IF(ESC.EQ.2HNO)GO TO 52
65700      CALL ENCAR(1)
65800      J=0
65900      41 J=J+1
66000      DO 21 I=0,LI
66100      IF(I+1.FO.1)WRITE(7,10)J
66200      10  FORMAT('0',2X,'COLUMNA',I2)
66300      21  WRITE(7,11)I,DC(I+1,K,J),K=1,5)
66400      11  FORMAT(' ',32X,I2,5(' ',3X,JF10.4))
66500      IF(J.LI)GO TO 41
66600      WRITE(7,12)
66700      12  FORMAT('0',7X,'UNIDADES: '//OTEMP.EN GRAD.FAR.',3X,'ENTALPIA EN BT
66800      *U/LB DE AIRE SECO')
66900      52  CALL ENCAR(2)
67000      WRITE(7,15)(UD(I,J),J=2,17)
67100      15  FORMAT('0',13X,'NVTU',/161,'NHTU',1X,'TXB',18F7.4)
67200      DO 22 I=1,LI
67300      WRITE(7,14)(DD(I+1,J),J=1,18)
67400      14  FORMAI('0',2X,F0.4,18F7.2)
67500      22  CONTINUE
67600      CALL ENCAR(3)
67700      WRITE(7,16)(PP(I,J),J=2,NC+1)
67800      16  FORMAT('0',15X,'PARA LA TEMPERATURA DEL AGUA DE SALIDA DE '
67900      1,,'F8.3//16X,'SE CUMPLE LA SIGUIENTE RELACION: '//6X,
68000      1,'NHTU',6X,'NVTU')
68100      DO 23 I=1,LI
68200      WRITE(7,13)(PP(I+1,J),J=1,NC+1)
68300      13  FORMAT('0',5X,F4.2,2X,15(F9.4,1A))
68400      23  CONTINUE
68500      IF(P(66).NE.1)WRITE(7,53)
68600      53  FORMAT(1H,//45X,'NO SE ENCONTRO TORRE OPTIMA',
68700      *' PARA ESTAS CONDICIONES',/45X,
68800      *'*****')
68900      IF(P(66).NE.1)RETURN
69000      51  WRITE(7,50)P(35),P(34),P(37),P(38),P(14),P(12),

```

```

69100      1 P(15),P(26),P(17)
69200      50 FORNAT(1N1,10(/),3BX,
69300      1'*****'//38X,
69400      1'ESPECIFICACIONES DE DISENO PARA LA TORRE MAS ECONOMICA'//38X,
69500      1'*****'//38X,
69600      *37X,'ALTURA DE ENPAQUE'
69700      1.17X,F16.3,'PIES'//37X,'ANCHO',8X,'',20X,F16.3,'',//
69800      137X,'LARGO',8X,'',20X,F16.3,'',//37X,'VOLUMEN',DE ENPAQUE',16X
69900      *,F16.3,'PIES CUB'
70000      1//37X,'POTENCIA PARA EL VENTILADOR',7X,I12,5X,'HP',
70100      1//37X,'INVERSION FIJA TOTAL',13X,F16.2,'',DLS/A#0,'//37X,'COSTO DE',
70200      1'ENERGIA-VENTILADOR',8X,F16.2,'',DLS/A#0,'//37X,'OPERACION',
70300      1'Y MANTENIMIENTO',8X,F16.2,'',DLS/A#0,'//37X,'COSTO',
70400      1' TOTAL',22X,F16.2,'',DLS/A#0,'//37X,'COSTO',
70500      RETURN
70600      END
70700
70800
70900
71000      SUBROUTINE ENCA(N)
71100      GO TO (10,20,30),N
71200      10 WRITE(7,11)
71300      11 FORNAT(11,24X,'LINEAS DE',4X,'TEMP DEL',4X,'ENTALPIA',4X,'E'
71400      *TALPIA',5X,'DEL',1TX,6X,'DEL',1H,1H,23X,'INTEGRACION',7X,
71500      *'AGUA',11X,2MH,13X,'H',7X,12HUT='H'-H/ALFA)
71600      GO TO 41
71700      20 WRITE(7,21)
71800      21 FORNAT(11,45X,'TEMPERATURA (F) OBTENIDA DEL AGUA DE SALIDA'//
71900      *46X,'*****')
72000      GO TO 41
72100      30 WRITE(7,31)
72200      31 FORNAT(11,40X,'TABLA DE DISENO'/41X,'*****')
72300      *// TEMP. DEL AGUA DE SALIDA (GRADOS FAHRENHEIT)')
72400      41 RETURN
72500      END
72600
72700
72800
72900
73000
73100      BLOCK DATA
73200      COMMON/85/8(5,7)
73300      DATA(B(I,J),J=1,7),I=1,5)/4,3612E4,2.1924E1,-6.3599E-3,1.1E-6,
73400      1-4.4433E-11,3.0327E-15,-4.172E-20,
73500      1-4.0737E4,4.2028E1,-8.64E-3,1.376E-6,-1.04E-10,3.75E-15,-5.2434E-
73600      1 0,
73700      1 1.1385E2,-7.3849E1,
73800      1 2.0736E1,-2.2414,2.0593E-1,-5.0683E-3,0,4.9742,-1.6277,1.4254E-1
73900      5 -4.4943E-3,5.0112E-5,0,0,1.1198E1,-1.4961E-1,0,0,0,0,0
74000      END

```

DATOS DE OPERACION

LA TEMP. DEL AGUA DE ENTRADA ES	=	100.000	GRADOS FAHRENHEIT
LA TEMP. DEL AGUA DE SALIDA ES	=	83.320	"
LA TEMP. DE BULBO HUMEDO ES	=	66.500	"
LA CARGA DE AGUA (RANGO DE 1000 A 20000 GPM)	=	2500.000	GPM

DATOS DE EMPAQUE (OBTENIDOS EXPERIMENTALMENTE)

LA CARGA ESPECIFICA DEL AIRE ES	=	2000.000	LB/HR*PIE CUAD.	(89)
LA CARGA ESPECIFICA DEL AGUA ES	=	2000.000	"	
EL COEF. TOTAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR (KA) ES	=	200.000	(BTU/HR)/(PIE CUB.*(BTU/LB))	

DATOS PARA LA EVALUACION DEL DISEÑO

LOS AÑOS EN QUE SE DEPRECIA LA TORRE SON	=	10
EL INDICE DE INFLACION (YA QUE LA REFERENCIA DE COSTO ES DE 1976) ES	=	2,0000
EL COSTO DE LA ENERGIA ELECTRICA \$/KW-HR ES	=	0,0080

DATOS ADICIONALES Y PARTICULARES DE ESTE MODELO

EL VALOR INICIAL DEL INVERSO DE LA FRACCION DE UNIDAD DE TRANSF. (ALFA) ES	=	5,0000
EL VALOR INICIAL DE LAS LINEAS DE INTEGRACION ES	=	50,0000

(96)

VALORES CALCULADOS

EL VALOR CALCULADO DE ALFA ES	=	5,0000
EL VALOR CALCULADO PARA LAS LINEAS DE INTEGRACION ES	=	50,0000
LA VARIABLE NHTU ES OPTIMIZADA EN EL RANGO	=	0,2000 Y 10,0000

 * OPTIMIZACION *

* UNIDADES INGLESAS
 * COSTOS EN DOLARES

NHTU	NVTU	ALTURA	ANCHO	LONG.	VOLUMEN EMPAQUE	AREA LAT. DE EMPAQ.	CANTIDAD DE AIPE	COSTO FIJO TOT.	COSTO OP. Y MANT.	COST TOT ANUAL
1.085E+00	8.708E-01	8.708E+00	1.085E+01	5.741E+01	5.423E+03	5.000E+02	2.348E+05	1.335E+05	1.418E+05	8.424E+04
1.085E+00	8.708E-01	8.708E+00	1.085E+01	5.741E+01	5.423E+03	5.000E+02	2.348E+05	1.335E+05	1.418E+05	8.424E+04
1.085E+00	8.708E-01	8.708E+00	1.085E+01	5.741E+01	5.423E+03	5.000E+02	2.348E+05	1.335E+05	1.418E+05	8.424E+04
1.085E+00	8.708E-01	8.708E+00	1.085E+01	5.741E+01	5.423E+03	5.000E+02	2.348E+05	1.335E+05	1.418E+05	8.424E+04
9.486E-01	8.200E-01	8.200E+00	9.486E+00	6.565E+01	5.107E+03	5.384E+02	2.529E+05	1.327E+05	1.409E+05	8.374E+04
9.486E-01	8.200E-01	8.200E+00	9.486E+00	6.565E+01	5.107E+03	5.384E+02	2.529E+05	1.327E+05	1.409E+05	8.374E+04
8.806E-01	7.951E-01	7.951E+00	8.806E+00	7.073E+01	4.952E+03	5.624E+02	2.641E+05	1.323E+05	1.410E+05	8.375E+04
9.486E-01	8.200E-01	8.200E+00	9.486E+00	6.565E+01	5.107E+03	5.384E+02	2.529E+05	1.327E+05	1.409E+05	8.374E+04
1.017E+00	8.451E-01	8.451E+00	1.017E+01	6.126E+01	5.263E+03	5.177E+02	2.431E+05	1.331E+05	1.412E+05	8.390E+04
9.486E-01	8.200E-01	8.200E+00	9.486E+00	6.565E+01	5.107E+03	5.384E+02	2.529E+05	1.327E+05	1.409E+05	8.374E+04
9.486E-01	8.200E-01	8.200E+00	9.486E+00	6.565E+01	5.107E+03	5.384E+02	2.529E+05	1.327E+05	1.409E+05	8.374E+04
9.496E-01	8.204E-01	8.204E+00	9.496E+00	6.559E+01	5.109E+03	5.381E+02	2.527E+05	1.327E+05	1.409E+05	8.374E+04

TEMPERATURA (°F) OBTENIDA DEL AGUA DE SALIDA

NHU	TxH	NVTU →													
		0.2000	0.4000	0.6000	0.8000	1.0000	1.2000	1.4000	1.6000	1.8000	2.0000	2.2000	2.4000	2.6000	2.8000
0.2000	91.70	86.41	82.41	79.37	77.00	75.12	73.61	72.39	71.39	70.57	69.89	69.33	68.87	68.46	
0.4000	92.71	87.53	83.64	80.61	78.21	76.26	74.68	73.37	72.29	71.39	70.64	70.01	69.47	69.02	
0.6000	93.41	88.53	84.75	81.76	79.33	77.34	75.70	74.33	73.17	72.20	71.38	70.68	70.08	69.58	
0.8000	94.02	89.42	85.77	82.81	80.38	78.37	76.67	75.25	74.03	73.00	72.12	71.36	70.70	70.14	
1.0000	94.56	90.22	86.69	83.79	81.37	79.33	77.60	76.13	74.87	73.78	72.84	72.03	71.33	70.71	
1.2000	95.02	90.93	87.54	84.69	82.29	80.24	78.49	76.98	75.68	74.55	73.56	72.70	71.95	71.29	
1.4000	95.43	91.57	88.31	85.53	83.15	81.11	79.34	77.80	76.46	75.29	74.26	73.36	72.57	71.87	
1.6000	95.79	92.15	89.02	86.31	83.96	81.93	80.15	78.59	77.22	76.02	74.96	74.02	73.19	72.45	
1.8000	96.10	92.67	89.66	87.03	84.72	82.70	80.92	79.35	77.96	76.73	75.63	74.66	73.80	73.03	
2.0000	96.39	93.14	90.26	87.70	85.44	83.43	81.65	80.07	78.67	77.41	76.30	75.30	74.40	73.60	
2.2000	96.63	93.57	90.80	88.32	86.11	84.12	82.35	80.77	79.35	78.08	76.94	75.92	75.00	74.17	
2.4000	96.86	93.95	91.30	88.90	86.73	84.78	83.02	81.44	80.02	78.73	77.57	76.53	75.58	74.73	
2.6000	97.06	94.30	91.76	89.44	87.32	85.40	83.66	82.08	80.65	79.36	78.19	77.12	76.16	75.28	
2.8000	97.23	94.62	92.19	89.94	87.88	85.99	84.27	82.70	81.27	79.97	78.78	77.70	76.72	75.83	
3.0000	97.40	94.91	92.58	90.41	88.40	86.54	84.84	83.29	81.86	80.56	79.36	78.27	77.28	76.36	
3.2000	97.54	95.18	92.94	90.84	88.88	87.07	85.39	83.85	82.43	81.13	79.93	78.83	77.82	76.89	
3.4000	97.67	95.42	93.28	91.25	89.34	87.57	85.92	84.39	82.98	81.68	80.48	79.37	78.35	77.41	
3.6000	97.79	95.65	93.58	91.62	89.77	88.04	86.42	84.91	83.51	82.21	81.01	79.89	78.87	77.91	
3.8000	97.90	95.85	93.87	91.98	90.18	88.48	86.89	85.40	84.01	82.72	81.52	80.41	79.37	78.41	
4.0000	98.00	96.04	94.14	92.31	90.56	88.90	87.34	85.88	84.50	83.22	82.02	80.90	79.86	78.90	
4.2000	98.09	96.21	94.38	92.61	90.92	89.30	87.77	86.33	84.97	83.70	82.50	81.39	80.35	79.37	
4.4000	98.17	96.37	94.61	92.90	91.26	89.68	88.18	86.76	85.42	84.16	82.97	81.86	80.81	79.84	
4.6000	98.25	96.52	94.82	93.17	91.57	90.04	88.57	87.17	85.85	84.60	83.42	82.31	81.27	80.29	
4.8000	98.32	96.66	95.02	93.42	91.87	90.38	88.94	87.57	86.26	85.03	83.86	82.75	81.71	80.74	
5.0000	98.39	96.79	95.21	93.66	92.16	90.70	89.29	87.95	86.66	85.44	84.28	83.18	82.15	81.17	
5.2000	98.45	96.91	95.38	93.88	92.42	91.00	89.63	88.31	87.04	85.84	84.69	83.60	82.57	81.59	
5.4000	98.50	97.02	95.54	94.09	92.67	91.29	89.95	88.65	87.41	86.22	85.08	84.00	82.97	82.00	
5.6000	98.56	97.12	95.70	94.29	92.91	91.56	90.25	88.98	87.76	86.59	85.46	84.39	83.37	82.40	
5.8000	98.61	97.22	95.84	94.48	93.13	91.82	90.54	89.30	88.10	86.94	85.83	84.77	83.76	82.79	

TABLA DE DISEÑO

TEMP. DEL AGUA DE SALIDA (GRADOS FAHRENHEIT)

PARA LA TEMPERATURA DEL AGUA DE SALIDA DE 83.320
 SE CUMPLE LA SIGUIENTE RELACION :

NHTU	NVTU
0.20	0.5545
0.40	0.6210
0.60	0.6957
0.80	0.7657
1.00	0.8388
1.20	0.9143
1.40	0.9861
1.60	1.0632
1.80	1.1387
2.00	1.2125
2.20	1.2909
2.40	1.3661
2.60	1.4430
2.80	1.5205
3.00	1.5956
3.20	1.6747
3.40	1.7517
3.60	1.8287
3.80	1.9074
4.00	1.9840
4.20	2.0629
4.40	2.1409
4.60	2.2183
4.80	2.2976
5.00	2.3752
5.20	2.4541
5.40	2.5328
5.60	2.6106
5.80	2.6903
6.00	2.7686
6.20	2.8477
6.40	2.9269
6.60	3.0050
6.80	3.0851
7.00	3.1638
7.20	3.2431
7.40	3.3227
7.60	3.4012



ESPECIFICACIONES DE DISEÑO PARA LA TORRE MAS ECONOMICA

ALTURA DE ENPAQUE	8.204	PTES
ANCHO	9.496	"
LARGO	65.587	"
VOLUMEN DE ENPAQUE	5109.115	PTES CUB.
POTENCIA PARA EL VENTILADOR	21	HP
INVERSION FIJA TOTAL	132603.00	DLS.
COSTO DE ENERGIA-VENTILADOR	127668.73	DLS/A#0
OPERACION Y MANTENIMIENTO	140938.03	DLS/A#0
COSTO TOTAL	83738.32	DLS/A#0

C A P I T U L O VI

CONCLUSIONES

La mucha importancia en la selección de los equipos del sistema de enfriamiento en una industria radica, en una mayor eficiencia y un mínimo de inversión total. Para la optimización del sistema es necesario conocer las características y diseño de los diferentes equipos de que puede componerse. Uno de los últimos equipos, donde pasa la corriente del proceso, en un sistema de enfriamiento, puede ser una torre de enfriamiento de aire-agua (20) justificándose por la disponibilidad, bajo costo y propiedades del aire y del agua. Existen varios tipos de torres de enfriamiento - aire-agua, entre las cuales debe seleccionarse, con cuidado, la que se ajuste a las características de la naturaleza propia del lugar (21) y proceso.

No pocos ingenieros desconocen las características y diseño de las torres de flujo cruzado; quizá esto se deba a la escasez de información en la literatura.

En torres de enfriamiento de flujo a contra corriente, el volumen de empaque, queda determinado por un cierto número de unidades de transferencia; requeridas por las condiciones de operación. Sin embargo, en torres de flujo cruzado, diferentes volúmenes llevan a cabo el mismo proceso, lo que implica que se tiene que seleccionar el diseño; en base al volumen que mejor se ajuste a los criterios establecidos de construcción, costo y operación.

El modelo de diseño, representado por el de N. Zamuner en esta tesis, se basa en el concepto de la unidad de transferencia, o sea, la representación de una unidad de volumen de torre por una -

fracción de unidad de transferencia. Pudiéndose, así, llevar a cabo la integración numérica de estos volúmenes, haciendo posible un análisis detallado y completo del diseño, encontrando como único inconveniente que los cálculos son repetitivos y tediosos.

El modelo representado por el de Walter J. Wnek y R. H. Snow (1972) proporciona buenos resultados y nos evita el análisis numérico del modelo anterior, resolviendo el sistema de ecuaciones diferenciales parciales, junto con una función exponencial de la entalpía del aire saturado (H') con la temperatura del agua (T_1).

El método de Pigford es similar a uno de intercambiadores de calor de flujo cruzado. Supone que la función $H' = f(T_1)$ es lineal y introduce un factor de corrección para la diferencia de la entalpía media ($H'^* - H'$); de tal forma que la diferencia de entalpía media para torres de flujo cruzado se obtiene multiplicando la diferencia ($H'^* - H'$) para flujo a contracorriente por el factor de corrección.

La aplicación de los dos últimos métodos es bastante estricta debido a las simplificaciones hechas, aunque para hacer cálculos aproximados y rápidos el segundo método es el más conveniente ya que el tercero requiere de datos experimentales. Con esto se trata de exponer los modelos matemáticos más representativos y aceptados ya que a pesar de lograr el mismo objetivo éste se ha obtenido por distintos medios (numérico, analítico y analítico indirecto) permitiendo escoger en un momento dado el que más convenga.

El programa de computadora presentado en éste trabajo es sus

ceptible también a ser aplicado usando otros métodos de optimización.

Quines desarrollamos éste trabajo reconocemos que falta mucho para crear tecnología adecuada a nuestras necesidades, pero no dudamos que con poco que se pueda contribuir, se colabora para alcanzar esto. por lo que exhortamos a las nuevas generaciones a desarrollar trabajos de interes actual.

BIBLIOGRAFIA.

- 1.- J. R. DEMONBRUN.: Chemical Engineering, sept. 1968, pag. 106.
- 2.- S.MZIVI Y BRUCE.B. BRAND.: Refrig. eng, Agosto 1956, pag. 31.
- 3.- DONALD R. BAKER y LEON T. MART.: Refrig. eng., Sept. 1952, - pag. 965.
- 4.- N. ZAMUNER.: Ashrae journal, Abril 1962, pag. 50.
- 5.- S. VOUYOUCALOS.: British Chemical engineering, Julio 1968 -- vol. 13, N^o 7, pag. 1004.
- 6.- J.E. PARK y J.M. VANCE.: Chemical eng. prog., Julio 1971, -- vol. 67, N^o 7, pag. 55.
- 7.- BOWMAN R.A., A.C. MUELLER y W.M. NAGLE.: Trans. Asme, vol. 62, pag. 284, 1940.
- 8.- KELLY, N.W y L.K. SWENSON.: Chem. eng. prog., vol. 52, pag. - 263 (1956).
- 9.- LICHTENSTEIN, J.: Trans Asme., vol. 65, pag. 779, (1943).
- 10.- McADAMS W.H.: Transferencia de calor, 3^a ed., pag. 195, pag. - 355-365, Mc Graw Hill, (1954).
- 11.- MERKEL. F.: Forschung, vol. 275, (1925).
- 12.- PERRY. J.H.: Manual de Ing. Quim., 3^a ed., pag. 760-765, Mc - Graw Hill, (1950)
- 13.- PIGFORD. R.H.: Ind. Chem. Eng., vol. 43, pag. 1649, (1951).
- 14.- MICKLEY H.S.: Chem. Eng. Prog., vol.45, pag. 739, (1949).
- 15.- HENSEL S.L. y R.E. TREYBAL: Chem. Eng. Prog. ,vol. 48, pag. 362, (1952).
- 16.- TAKASHI U.: Hid. Proc. vol. 55, pag. 93 (Dic. 1976).

- 17.- W. J. WNEK Y R.H. SNOW: Ind. Eng. Chem. Process Des. Develop. Vol. 11, No. 3, 1972.
- 18.- TREVIÑO Y URIBE, JORGE; Tesis 1973, Fac. de Química U.N.A.M. "Metodo economico para la seleccion y evaluacion de torres de enfriamiento".
- 19.- ARRIAGA GARCIA, Jose E.; Tesis 1976, Fac. de Química U.N.A.M. "Aplicacion de una torre de enfriamiento a las practicas de Ingenieria Química".
- 20.- CASTRO SEPTIEN, Enrique; Tesis 1975, Fac. de Química U.N.A.M. "Diseño y optimizacion de un sistema de enfriamiento combinado para corrientes de proceso".
- 21.- DAVILA CASTRO, C ; GUIRAO NOTARIO, E; COBOS CUERVO, N; Tesis 1976, Fac. de Química, U.N.A.M.; "Influencia del clima y la altitud sobre las torres de enfriamiento".