

1077
20. 29.



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA
DE MEXICO

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES
CUAUTITLAN

“PROPUESTA DE UN METODO CORTO
PARA EL DISEÑO TERMICO DE
ENFRIADORES CON AIRE”

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL TITULO DE
INGENIERO QUIMICO
P R E S E N T A
JUAN MONTOYA SOTO

ASESOR: M.C. GUILLERMO A. VAZQUEZ COUTIÑO

CUAUTITLAN IZCALLI, EDO. DE MEX.

1998

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

262722



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.



FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN
 UNIDAD DE LA ADMINISTRACION ESCOLAR
 DEPARTAMENTO DE EXAMENES PROFESIONALES

UNIVERSIDAD NACIONAL
 AVENIDA DE
 MEXICO

U. N. A. M.
 FACULTAD DE ESTUDIOS
 SUPERIORES CUAUTITLAN

ASUNTO: VOTOS APROBATORIOS



Departamento de
 Exámenes Profesionales

DR. JAIME KELLER TORRES
 DIRECTOR DE LA FES-CUAUTITLAN
 P R E S E N T E .

ATN: Ing. Rafael Rodríguez Ceballos
 Jefe de. Departamento de Exámenes
 Profesionales de la F.E.S. - C.

Con base en el art. 26 del Reglamento General de Exámenes, nos permitimos comunicar a usted que revisamos la TESIS:

Propuesta de un método corto para el diseño térmico de enfriadores con aire.

que presenta el pasante: Montoya Soto Juan.

con número de cuenta: 8707758-8 para obtener el TITULO de:
Ingeniero Químico.

Considerando que dicha tesis reúne los requisitos necesarios para ser discutida en el EXAMEN PROFESIONAL correspondiente, otorgamos nuestro VOTO APROBATORIO.

A T E N T A M E N T E .

"POR MI RAZA HABLARA EL ESPIRITU"

Cuautitlan Izcalli, Edo. de Méx., a 8 de diciembre de 1997.

PRESIDENTE I.Q.Fernando Orozco Ferreyra.

VOCAL M.en C.Eligio Pastor Rivero Martínez

SECRETARIO M.en C.Guillermo A. Vázquez Coutiño.

PRIMER SUPLENTE M.en C.Ricardo P. Hernández García.

SEGUNDO SUPLENTE I.Q.Gilberto Atilano Amaya Ventura.

**A MIS PADRES MIGUEL MONTOYA
Y ANGELA SOTO.
CON LA MAYOR GRATITUD
POR LOS ESFUERZOS REALIZADOS
PARA QUE YO LOGRARA TERMINAR
MI CARRERA PROFESIONAL
SIENDO PARA MI LA MEJOR HERENCIA.**

**AGRADEZCO AL M. C. GUILLERMO A. VAZQUEZ C
POR SU INVALUABLE ASESORIA Y CONSEJOS,
Y AL M. C. MIGUEL DOMINGUEZ C., POR SU AYUDA
EN LA ELABORACION DE LOS PROGRAMAS.**

**A LOS SINODALES POR SUS OBSERVACIONES
Y VALIOSAS SUGERENCIAS PARA
LLEVAR A BUEN TERMINO ESTA TESIS.**

**UN AGRADECIMIENTO A LA FES-CUAUTITLAN C-1 POR MI FORMACION
PROFESIONAL, AMIGOS Y COMPAÑEROS DE LA 18ª GEN. DE
ING. QUIMICA.**

Índice.

	Página
Introducción.	1
Objetivos.	2
Capítulo I. Descripción general de un enfriador con aire.	3
Capítulo II. Condensadores con aire.	31
Capítulo III. Fundamentos de diseño térmico de enfriadores con aire.	44
Capítulo IV. Método corto para el diseño térmico de un enfriador con aire.	51
Capítulo V. Caída de presión del fluido de proceso en tubos, boquillas y pasos.	88
Capítulo VI. Conclusiones.	102
Apéndice A. Gráficas para corrección de diferencia media de temperatura.	103
Apéndice B. Ejemplo de un artículo relacionado a la estimación preliminar de un enfriador con aire.	112
Apéndice C. Diagramas de flujo del programa ACOL.	124
Apéndice D. Programa DIMPA para el diseño de enfriadores con aire.	127
Apéndice E. Factores de suciedad.	139
Bibliografía.	141

Introducción.

Debido a la creciente demanda de agua, tanto para uso doméstico como industrial y más en las grandes ciudades, entre las décadas de los 20 y 30's se empezó a estudiar el uso de aire atmosférico como medio de enfriamiento en lugar del agua y a partir de los años 70 se ha incrementado la tecnología de los intercambiadores de calor con aire frío o comúnmente llamados intercambiadores enfriados con aire. Estos son ampliamente usados tanto para enfriar líquidos como para condensar vapores.

En la utilización del aire atmosférico como medio de enfriamiento existen tanto ventajas como desventajas. Una de las ventajas principales es su disponibilidad ilimitada; no se necesitan los sistemas de tubería y bombeo asociados al agua de enfriamiento, tampoco existen los problemas concernientes al tratamiento posterior de dicha agua, ni los efectos térmicos y químicos que puedan afectar al medio ambiente. El aire es limpio y no reactivo, por lo que no requiere pretratamiento para evitar el crecimiento de materia orgánica y biológica como ocurre con el agua. El aire casi no ocasiona corrosión en el material de construcción de los enfriadores con aire.

Entre las desventajas del aire como medio de enfriamiento están su baja conductividad, baja densidad y baja capacidad calorífica. Como resultado, los enfriadores con aire son más grandes que los de tubos y coraza por lo que requieren un soporte mayor y gran área de contacto, por lo tanto no son tan versátiles. Por ejemplo, sería difícil instalar este tipo de equipo en la parte superior de columnas de destilación para condensar vapores sobrecalentados.

En algunos lugares la temperatura ambiente del aire es alta y la diferencia de temperatura en relación a la temperatura del fluido de proceso es, por lo tanto, baja, necesitando como antes se mencionó, áreas de contacto de intercambio de calor más grandes.

El cálculo de la mayoría de los equipos de proceso, incluso de los intercambiadores de calor, es muy engoroso para ser realizado manualmente, por lo que las computadoras son una herramienta importante para el cálculo más rápido y preciso de estos equipos. Existen varios programas computacionales para estos intercambiadores incluyendo a los intercambiadores y condensadores con aire; entre los principales se encuentran TASC y ACOL de Heat Transfer & Fluid Flow Service (H.T.F.S.), pero estos son muy caros y por lo tanto difíciles de adquirir. De aquí, que sea conveniente contar con un método corto de cálculo para el diseño térmico de los intercambiadores con aire que pueda ser fácilmente implementado en una computadora personal y que permita una estimación preliminar aceptable del enfriador lo que posteriormente podría mejorarse en términos de exactitud, con algunos de los programas anteriormente mencionados.

En este trabajo se planteará un programa de cómputo en FORTRAN 90 a partir de un procedimiento de cálculo para el diseño preliminar de un enfriador con aire. Este programa permitirá efectuar de manera rápida (método corto) el diseño térmico de intercambiadores solo aire. El objetivo de centrarse en un método corto consiste en que el programa para diseño de intercambiadores solo aire puede ser integrado (en forma de subrutina) en un paquete computacional mayor.

En la Ingeniería de Procesos es necesario predimensionar un equipo, en este caso un intercambiador solo aire, como una forma de estimación preliminar para el diseño de una planta. El método corto es una herramienta importante para conocer el tamaño del equipo lo más cercano al real, que posteriormente sería calculado con más exactitud en la Ingeniería de Detalle con métodos comerciales mas grandes.

Objetivos

- Conocer en forma general en que consisten un enfriador y un condensador con aire y sus aplicaciones como equipo sustituto de intercambiadores con agua de enfriamiento.
- Presentar los fundamentos teóricos y también un método corto para el diseño térmico preliminar de un enfriador con aire.
- Implementar en base al método corto, un programa de cómputo para PC que permita efectuar de manera rápida el diseño térmico de enfriadores con aire. El objetivo de centrarse en un método corto consiste en que el programa para diseño de enfriadores con aire puede ser integrado (en forma de subrutina) en un paquete computacional mayor.

Capítulo I.

Descripción general de un enfriador con aire.

1.1. Antecedentes.

El intercambiador de calor con aire descrito en este capítulo es un equipo tubular de transferencia de calor en el cual el aire ambiental, pasando sobre los tubos, actúa como medio de enfriamiento para enfriar y/o condensar un fluido de proceso dentro de los tubos. Al intercambiador de calor con aire comúnmente se le conoce como "enfriador con aire". Este capítulo describe los antecedentes y construcción de los "enfriadores con aire". En otro capítulo se tratará lo referente a los "condensadores con aire". El aire se prefiere como medio de enfriamiento en lugar de agua, en vista de que se dispone de éste en cantidades ilimitadas.

El concepto del enfriamiento con aire a gran escala en la industria de los procesos químicos se remonta a los años 20 en los campos petroleros de los estados del suroeste de los Estados Unidos. Estos eran haces de tubos montados verticalmente expuestos al viento y fueron usados, ya que el agua de enfriamiento era escasa en las áreas desérticas. En la década de los 30's, el diseño cambió a unidades montadas horizontalmente en las cuales los ventiladores eran usados para pasar el aire sobre los haces de tubos. Casi al mismo tiempo, los enfriadores con aire fueron empleados por la industria química en Alemania.

El exitoso funcionamiento de los enfriadores con aire animó a los ingenieros a considerar el uso del aire como medio de enfriamiento, en lugares donde el agua es escasa. La primera refinería que utilizó enfriadores con aire fue en 1948 en Corpus Christi, Texas, USA y la primera refinería europea en utilizarlos fue en Whitegate, Irlanda en 1958. La primera refinería en Inglaterra en usar enfriadores con aire fue en 1960, la de Milford Haven.

1.2. Comparación entre el agua y el aire como medios de enfriamiento.

Aunque el agua ha sido el medio de enfriamiento más utilizado para intercambiadores y condensadores durante muchos años, el temor a la contaminación térmica, la escasez de agua y el ahorro en el diseño de nuevos enfriadores con aire han llevado a un cambio hacia la selección de estos equipos. Hoy, cuando se dispone de agua de enfriamiento, la selección entre intercambiadores de calor convencionales y enfriadores con aire se basa principalmente en lo económico. Si el agua de enfriamiento presenta problemas, ésta no es seleccionada, por lo que se requerirá de la utilización de enfriadores con aire.

Una breve revisión de los coeficientes de transferencia de calor involucrados en el diseño de los enfriadores con aire indica que el coeficiente total de transferencia de calor de los enfriadores con aire está regido por el coeficiente de transferencia de calor del aire, el cual es bajo -alrededor de 10 BTU/h pie² °F- mientras que una revisión similar para intercambiadores de calor con agua de enfriamiento indica que el coeficiente total está regido por los coeficientes de película de ambos lados de los tubos y que el coeficiente total de transferencia de calor puede ser de 10 a 30 veces mayor que el de un enfriador con aire.

Además, el calor específico del aire es aproximadamente 0.245 BTU/lb °F, o solamente una cuarta parte del agua. Por lo tanto, la misma función de transferencia de calor y rango de la temperatura media de enfriamiento requiere 4 veces más aire que agua. Como resultado, los enfriadores con aire son relativamente más grandes que los intercambiadores de tubos y coraza y es necesario estimar su tamaño para un diseño específico, evitando así problemas posteriores en su instalación⁽²²⁾.

Asimismo, es con frecuencia difícil obtener una temperatura de salida del fluido de proceso igual o inferior que cuando se utiliza agua, ya que el enfriamiento con aire está basado en la temperatura de bulbo seco que es mayor que el agua, mientras que, en el caso de el diseño de una torre de enfriamiento para tratamiento del agua de enfriamiento está basada en la temperatura de bulbo húmedo.

Por otra parte, los enfriadores con aire pueden hacer uso de tubos aletados que tengan una superficie externa casi 20 veces mayor que los tubos lisos y esto nulifica parcialmente el efecto de la baja transferencia de calor del aire. Los diseñadores de enfriadores con aire han desarrollado equipos que pueden ser fácilmente ensamblados e instalados en planta, reduciendo los costos de trabajo.

Los sistemas de agua de enfriamiento generalmente requieren como se ha mencionado anteriormente, de una torre de enfriamiento. El espacio y costo de la torre debe añadirse al sistema de agua de enfriamiento. Cuando se usa agua de mar, esto ocasiona corrosión, por lo que se necesitan tubos de cuproníquel muy costosos. El aire, por otro lado, es casi siempre limpio y tiene un factor bajo de suciedad ya que el agua de la torre de enfriamiento contiene más suciedad biológica. Finalmente, un punto que los ingenieros generalmente olvidan: el aire es gratis, no así el agua de enfriamiento.

Ventajas adicionales de utilizar aire frente al agua como medio de enfriamiento se muestran en la tabla I.1 y en la tabla I.2 se indican las desventajas.

Tabla 1.1. Ventajas del aire sobre el agua de enfriamiento ⁽³⁰⁾	
Disponibilidad.	El aire está siempre disponible en cantidades ilimitadas.
Selección del lugar de la planta.	La selección no se restringe si el aire es el medio de enfriamiento, pero la planta debe estar adyacente a la fuente de agua utilizada.
Espacio para el sistema de enfriamiento completo.	Si el sistema de agua de enfriamiento tiene una torre de enfriamiento, el espacio requerido es similar.
Factores ambientales.	El aire fresco elimina el calentamiento de lagos, ríos, etc., debido a la descarga del agua de enfriamiento.
Material de construcción.	El aire es generalmente no corrosivo, la selección del material está regido solamente por el fluido de proceso, mientras que en sistemas con agua de enfriamiento deben considerarse tanto el fluido de proceso como el agua.
Presión.	Los problemas de diseño mecánico son sencillos en los enfriadores con aire, como el fluido de proceso está siempre dentro de los tubos y no requiere envolventes de gran diámetro. El espacio del tubo más ancho en los enfriadores con aire resulta en espejos estacionarios más delgados.
Falla de energía.	Los sistemas de agua de enfriamiento deben pararse completamente, mientras que el tiro natural en enfriadores con aire provee algo de capacidad de enfriamiento.
Contaminación.	El peligro de contaminación de fluidos de proceso es mucho mayor con sistemas de agua de enfriamiento. La contaminación posiblemente por fluidos de proceso tóxicos es siempre probable en sistemas de agua de enfriamiento.
Suciedad.	La suciedad en el aire es generalmente insignificante, mientras que en el agua la suciedad es un problema frecuente.

Tabla I.1. Ventajas del aire sobre el agua de enfriamiento ⁽³⁰⁾ (cont.).	
<p>Limpeza.</p>	<p>La limpieza para el aire generalmente no se necesita, pero cuando se requiere, el aire debe ser conducido fuera durante la operación. Los sistemas de agua de enfriamiento requieren limpieza frecuente en el lado del agua.</p> <p>Como el fluido de proceso está siempre dentro de los tubos en enfriadores con aire, la limpieza es fácil comparada con intercambiadores de tubos y coraza, cuando el fluido de proceso es conducido por el lado de la coraza. La limpieza del lado de la coraza en intercambiadores necesita una remoción completa del haz de tubos.</p>
<p>Mantenimiento.</p>	<p>Los costos de mantenimiento para enfriadores con aire se consideran alrededor del 25% de los costos para sistemas de agua de enfriamiento.</p>

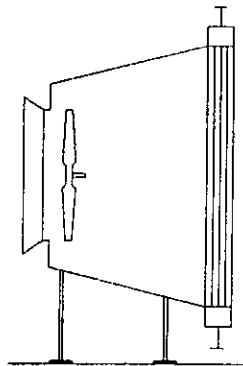
Tabla I.1. Desventajas del aire sobre el agua de enfriamiento ⁽³⁰⁾ .	
Aire	Agua
<p>El aire tiene bajo calor específico y depende de su temperatura de bulbo seco, por lo que generalmente no puede enfriar fluidos de proceso a bajas temperaturas.</p>	<p>El agua puede generalmente enfriar un fluido de proceso de 10 °F a 5 °F menos que el aire y el agua reciclada puede ser enfriada cerca de la temperatura de bulbo húmedo en una torre de enfriamiento.</p>
<p>Los enfriadores con aire requieren grandes superficies debido a su bajo coeficiente de transferencia de calor y su bajo calor específico.</p>	<p>El agua de enfriamiento requiere mucho menos superficie de transferencia de calor.</p>
<p>La temperatura del aire esta sujeta a grandes y más rápidas fluctuaciones que el agua, particularmente como resultado del sol y la lluvia, haciendo que el control de la temperatura y funcionamiento sea más difícil. Las aletas expuestas pueden ser dañadas por el granizo o polvo. En áreas sujetas a bajas temperaturas del aire en invierno, se necesita un diseño cuidadoso para prevenir el congelamiento de los fluidos de proceso.</p>	<p>El agua es menos susceptible a las variaciones de temperatura climática.</p>

Los enfriadores con aire no deben estar localizados cerca de obstrucciones grandes tales como edificios, árboles, etc. Donde la recirculación del aire puede ser afectada.	Los intercambiadores pueden estar localizados cerca de otros equipos.
Los enfriadores con aire requieren de tubos aletados lo que incrementa los costos.	Los diseños comerciales de los intercambiadores de tubos y coraza son satisfactorios.
Los enfriadores con aire ocupan un espacio considerable, aunque el espacio en la parte de abajo puede usarse para otro equipo o almacenamiento.	Los intercambiadores de tubos y coraza ocupan menos espacio físico.
El ruido es un factor principal de contaminación acústica que debe considerarse en el diseño del ventilador del equipo.	Los intercambiadores de tubos y coraza, por lo general no generan demasiado ruido, solo el equipo auxiliar como las bombas.
El costo de capital de una unidad enfriadores con aire puede ser 2-4 veces mayor que el correspondiente a una unidad de tubos y coraza. Pero no requiere torre de enfriamiento, bombas, tuberías, válvulas, filtros, planta de tratamiento.	Un intercambiador de tubos y coraza por si solo es menos costoso que una unidad de enfriamiento, pero aún así requiere de equipo auxiliar.

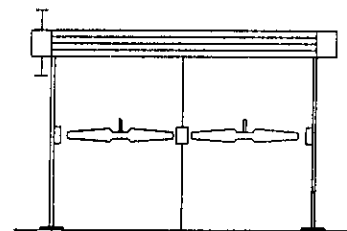
1.3. Orientación del haz de tubos.

La figura I.1 presenta varias orientaciones del haz de un enfriador con aire. La orientación más común del haz de un enfriador con aire es el plano horizontal. Una reducción importante en el área del terreno puede hacerse si el haz es montado en el plano vertical, pero el comportamiento de la unidad es influenciado principalmente por la dirección del viento predominante.

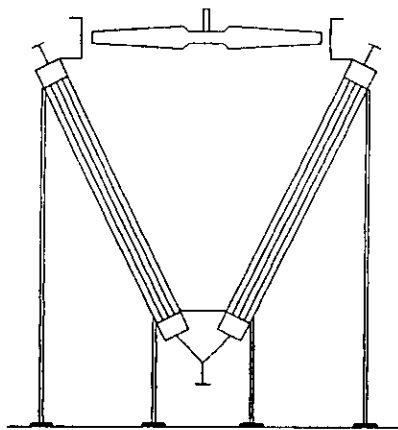
Las pantallas protectoras son necesarias algunas veces para mantener el rendimiento del diseño. En general, el uso de haces montados verticalmente es confinado a unidades pequeñas y compactas. Por lo tanto, si se requiere un espacio de terreno que ocupe la mitad de una unidad horizontal son preferibles las unidades "A" o tejado y "V". En estos dos tipos de haces, inclinados a un ángulo de 30-45° de la vertical están unidos por cabezales arriba y abajo. El tipo "A" o "tipo tejado" es más común y es usado en servicios de condensación.



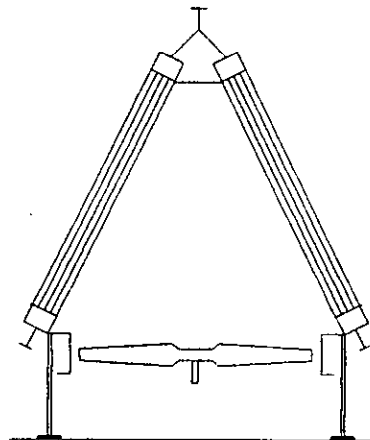
Vertical



Horizontal



Tipo "V"



Tipo "A" o "tejado"

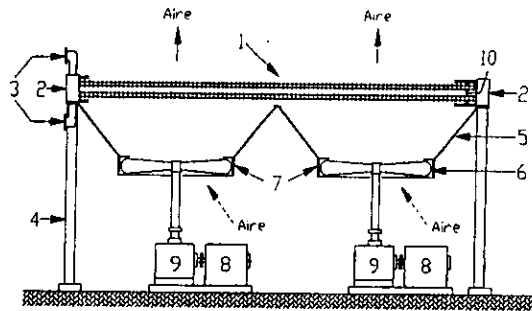
Fig. I.1 Orientaciones del haz de tubos.

1.4. Tiro forzado vs. Tiro inducido.

Además de la orientación del haz de tubos, se debe seleccionar si el flujo de aire será mediante tiro forzado o tiro inducido. En unidades de tiro forzado el aire es conducido por el ventilador y luego forzado a pasar a través del haz de tubos saliendo por la parte superior. En unidades de tiro inducido, el aire se succiona primero a través del haz de tubos y luego se expulsa por el ventilador.

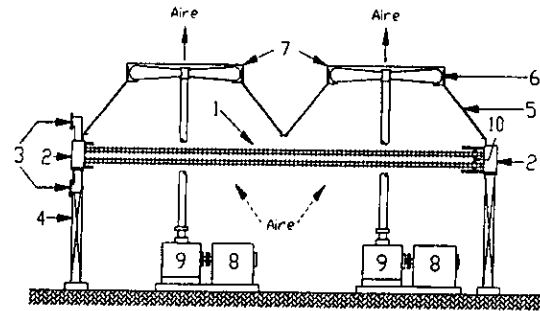
La tabla 1.3 indica las ventajas y desventajas de los sistemas de tiro forzado e inducido cuando se usan haces horizontales. La figura 1.2 muestra un esquema de los tipos forzado e inducido y sus partes principales.

Posición del ventilador, transmisión y motor.	Son más accesibles en el tiro forzado como pueden montarse en el suelo o suspendido de armazones. El de tiro inducido requiere ejes de transmisión más grandes y cojinetes extras.
Selección del lugar de enfriamiento.	El tiro inducido es mejor por montarse sobre racks de tubería.
Temperatura de operación del equipo.	El ventilador, transmisión y motor para el tiro forzado operan a temperatura más fría que en el inducido.
Salida del aire circulado.	Es probablemente menor con el tiro inducido ya que el aire sale verticalmente del ventilador a alta velocidad de manera que la proximidad de edificios y árboles tienen poca influencia.
Efecto de la intemperie.	El tiro inducido provee mejor protección contra la intemperie. El funcionamiento del tipo forzado es influenciado por la lluvia y el sol, haciendo el control más difícil, ya que las aletas expuestas pueden ser dañadas por el granizo o el polvo.
Ambiente.	El tiro inducido es menos ruidoso.
Velocidad de flujo de aire.	El tiro forzado maneja aire más frío resultando en un bajo volumen y en un consumo menor de energía. El tiro inducido provee un flujo de aire más uniforme.
Transferencia de calor para el aire.	El tiro forzado provee coeficientes de transferencia de calor más grandes (para 10 filas y menos) debido a la turbulencia de entrada.
Falla de potencia.	El efecto chimenea del tiro inducido provee algo de enfriamiento.



(a) Tiro forzado

- 1.- Haz de tubos
- 2.- Cabezal
- 3.- Boquilla
- 4.- Columna de soporte
- 5.- Ducto



(b) Tiro inducido

- 6.- Ventilador
- 7.- Caja del ventilador
- 8.- Motor
- 9.- Transmisión
- 10.- Soporte de los tubos

Fig. 1.2. Enfriadores con aire de tiro forzado y tiro inducido.

1.5. Estándar 661 del Instituto Americano del Petróleo.

El API Standard 661, *Air-Cooled Heat Exchangers for General Refinery Services* tiene amplia aceptación. Este estándar cubre las especificaciones mínimas para diseño, materiales, fabricación, inspección, pruebas y preparación para embarque de enfriadores con aire en refinerías e industrias químicas. El estándar especifica que el diseño de los componentes a presión debe cumplir con la Sección VIII, División 1 de la Sociedad Americana de Ingenieros Mecánicos (ASME) del Código de Calderas y Recipientes a Presión.

El propósito del estándar API 661 es similar al de la Asociación de Fabricantes de Intercambiadores Tubulares (TEMA), en relación con los intercambiadores de tubos y coraza.

1.6. Construcción.

Un enfriador con aire comprende tres partes principales: el haz de tubos, la estructura y el equipo de transmisión mecánico. La descripción del haz de tubos ha sido dividida en cuatro partes: tamaño y forma del haz, tubos, cabezales y armazón del haz. La descripción del equipo de transmisión mecánica se dividió en tres partes: ventilador, transmisión y motores.

Un bay está definido como uno o más haces de tubos, servido por dos o más ventiladores, completado con la estructura y otro equipo auxiliar. Una unidad es definida como uno o más bays para un servicio individual. Un banco está formado por una o más unidades arregladas en estructura continua. La figura 1.3 muestra estas definiciones.

1.6.1. Tamaño y forma del haz de tubos.

Los haces de tubos individuales para enfriadores con aire son generalmente rectangulares con el lado mayor correspondiendo a la longitud del tubo y el menor al ancho del cabezal. Este es también rectangular y el lado menor de este corresponde al hueco donde se aloja el tubo, el cual se relaciona con el número de hileras de tubos en la dirección del flujo de aire. El haz de tubos llega a alcanzar el 70% del costo total de instalación y comprende tubos, cabezales, paredes laterales y soporte del tubo.

En analogía con los intercambiadores de tubos y coraza, el haz de tubos para el enfriador con aire puede estandarizarse hasta cierto grado. Cada fabricante tiene su propio rango de estándares, para longitudes típicas de tubo tienen un rango de 1.2 a 15 m (4 a 50 pies), en incrementos de 0.6 m (12 pies) hasta 4.9 m (16 pies) y 1.2 m (4 pies) de aquí en adelante. El ancho típico del haz es de 1.2 m a 6 m (4 a 20 pies), aunque se construyen espesores del orden de 3.7 m (12 pies) en el sitio de instalación.

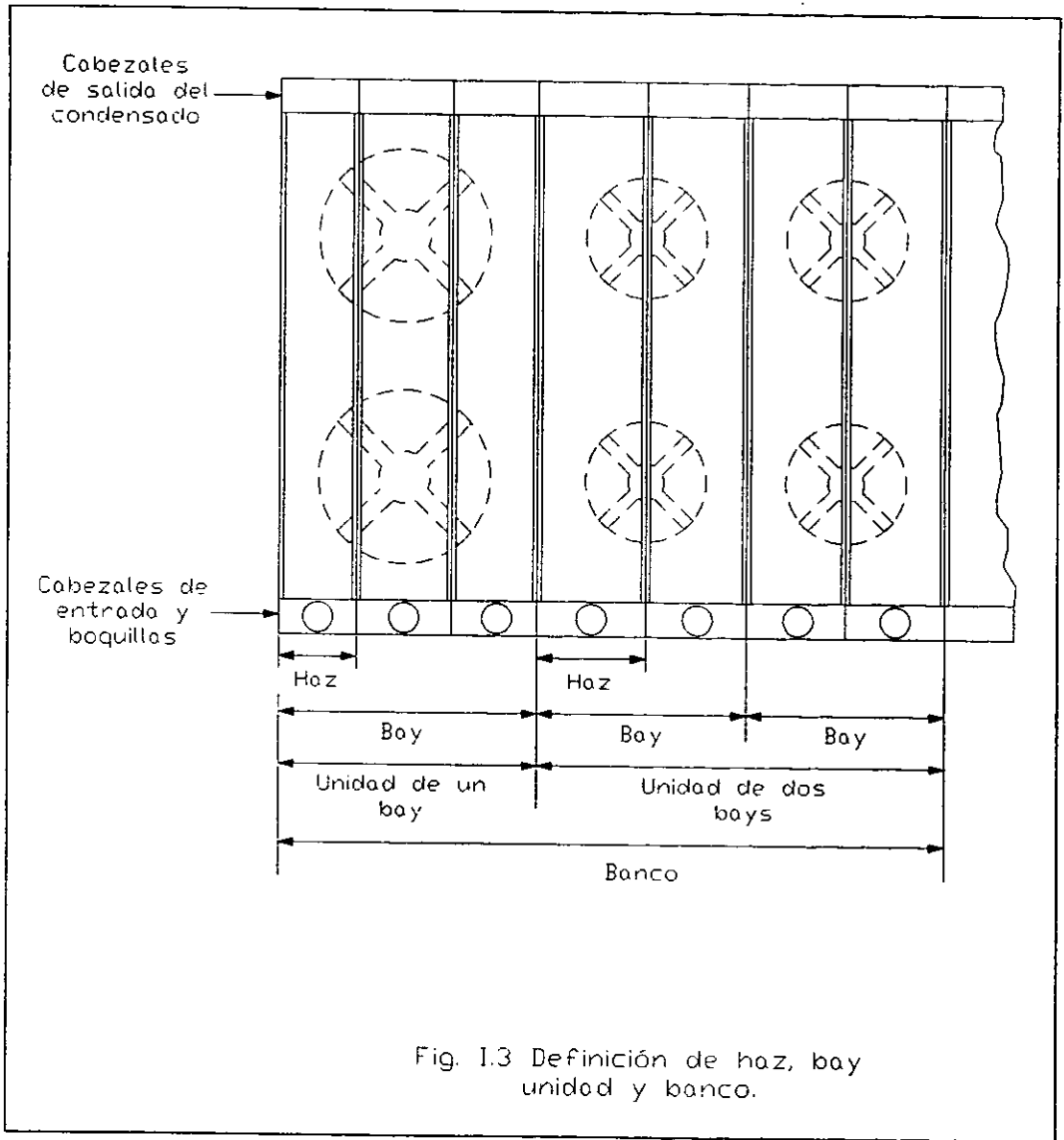


Fig. I.3 Definición de hoz, bay unidad y banco.

La profundidad del haz corresponde a hileras de 3-8 tubos dando una profundidad nominal del haz de 150-457 mm (6-18 pulg.). Para profundidades mayores del haz de tubos, se requiere un arreglo en el que se efectúa el hacinamiento de dos o más haces uno sobre otro.

1.6.2. Tubos.

Debido a que el aire es un medio de transferencia de calor muy pobre, los tubos son adecuados con aletas para incrementar la velocidad de transferencia de calor. No obstante, cuando el coeficiente de transferencia de calor del fluido dentro de los tubos es bajo y de magnitud similar al coeficiente de transferencia de calor por el aire, la efectividad de las aletas se reduce considerablemente.

Material y geometría de la aleta.

El aluminio es el material preferido para las aletas ya que posee alta conductividad térmica, bajo peso y maleabilidad (de los metales solamente la plata y el cobre tienen mayor conductividad térmica). Como la pared del tubo es generalmente acero de baja aleación o al carbono, la corrosión galvánica se presenta en la unión aleta-tubo. No obstante, la experiencia indica que la corrosión en la operación de enfriamiento no es tan seria como se esperaba; probablemente porque los tubos aletados operan bajo condiciones ambientales.

La geometría típica de la aleta es como sigue⁽³²⁾:

Diámetro externo del tubo	= 19.05-50.8 mm (075-2 pulg.)
Espesor de aleta	= 0.3-0.5 mm (0.012-0.02 pulg.)
Altura de aleta	= 6.35-19.05 mm (0.25-0.75 pulg.)
Número de aletas	= 276-433 x metro (7-11 x pulg.)

Relación aproximada de superficie: $\frac{\text{superficie externa total/unidad de longitud}}{\text{superficie total desnuda/unidad de longitud}} = 17-24$

Las dimensiones más comunes de tubos con aletas de aluminio usados en enfriadores con aire tienen un diámetro exterior del tubo de 25.4 mm (1 pulg.), un espesor de aleta de 0.4 mm (0.016 pulg.), una altura de aleta de 15.875 mm (0.625 pulg.), diámetro externo de la aleta de 57.15 mm (2.25 pulg.), así como 433 por metro (11 por pulg.), la relación de área superficial es de 23.3.

Acoplamiento aleta-tubo.

El método de acoplamiento de la aleta con el tubo es de vital importancia, ya que cualquier aflojamiento o hueco entre ambos cuerpos puede crear una resistencia adicional al flujo de calor. Si la aleta y el tubo tienen diferente coeficiente térmico de expansión, la unión puede fallar debido al movimiento diferencial entre ambos.

El efecto de la falla se incrementará cuando la temperatura de la unión aumente y se debe tomar en cuenta la temperatura de la unión cuando se produzca una falla del ventilador. La unión también falla debido al debilitamiento por la presión de la circulación del aire y finalmente por la corrosión en la unión del tubo y la aleta. Los límites de temperatura de operación para varios acoplamientos aleta-tubo se muestran en la tabla I.4 y la forma de estos se muestra en la figura I.4.

Tabla I.4. Límites aproximados de temperatura para tubos aletados⁽³⁴⁾.

Arreglo aleta-tubo	Número de figura.	Límite superior de temperatura (°C)
Estriado.	I.4 (a)	100 °C
Tipo L.	I.4 (b)	150 °C
Traslapada.	I.4 (c)	200 °C
Integral.	I.4 (d)	250 °C
Empotrada.	I.4 (e)	300 °C
Con separadores	I.4 (f)	Limitado por el punto de fusión del metal recubridor.
Aletas en bloque.	I.4 (g)	350 °C
Soldada.	I.4 (h)	Limitado solamente por factores metalúrgicos a altas temperaturas.

Arreglo estriado.

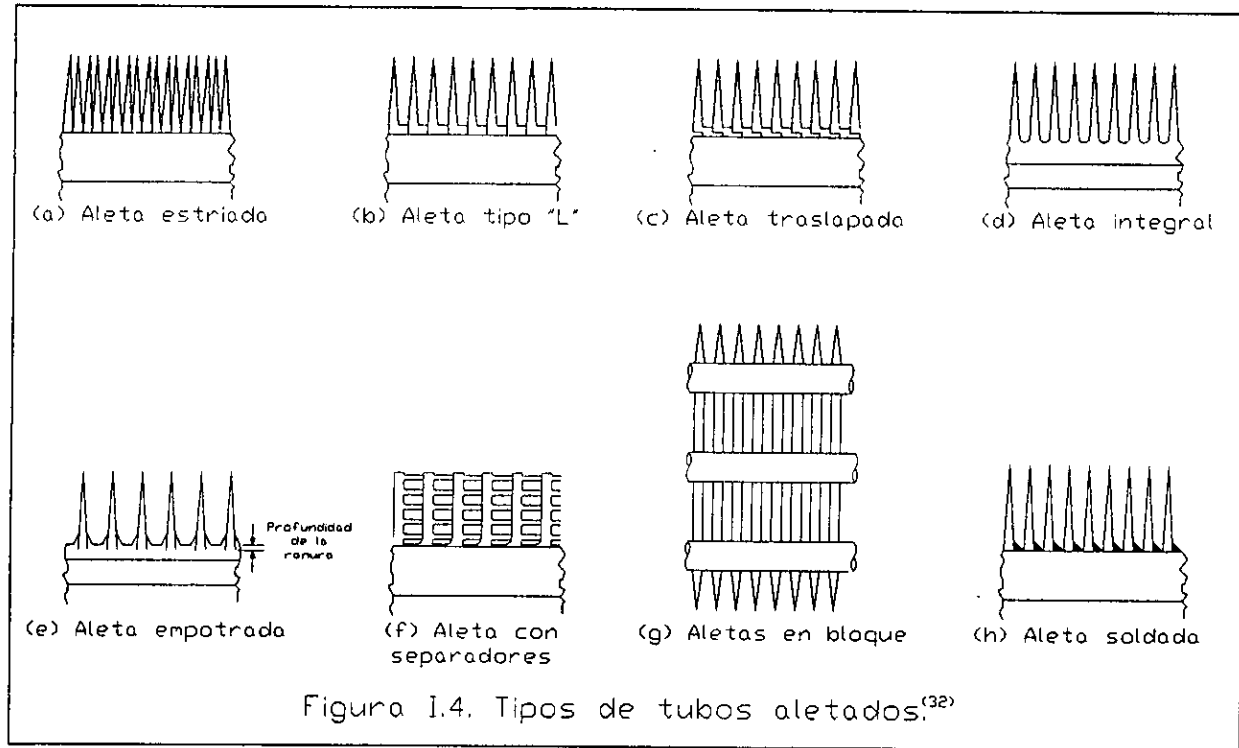
La aleta de aluminio es insertada mecánicamente bajo tensión sobre el tubo, la superficie estriada incrementa el contacto aleta-tubo. Este arreglo simple es usado solamente para temperaturas bajas y tiene la desventaja que el metal del tubo no es de aluminio y la parte que no está en contacto con la aleta sino con la atmósfera se corroe si el ambiente es corrosivo.

Aleta en L.

La aleta de aluminio en forma de L se rola mecánicamente bajo tensión al tubo. La base de la aleta está en contacto con la superficie del tubo hasta cubrirla completamente. Este arreglo provee un área grande de contacto aleta-tubo. Mediante varias pruebas se ha demostrado que existe un buen contacto e intercambio de calor tubo-aleta. En este diseño la superficie expuesta al aire son aletas de aluminio.

Aleta traslapada.

Esta es similar al tipo L, excepto que la base de cada aleta está parcialmente traslapada por la base de la aleta adyacente, así que provee una protección mayor del tubo contra la atmósfera.



Aleta integral.

Las aletas de aluminio integrales son extruidas de un tubo exterior de aluminio, pero en los enfriadores con aire se necesita un metal diferente para el tubo donde circula el fluido. Una unión mecánica hermética es hecha entre el tubo exterior de aluminio aletado y el tubo interno que conduce al fluido de proceso. La superficie externa expuesta es de aluminio y no existen espacios minúsculos entre aletas adyacentes donde la humedad pueda penetrar. Como el tubo exterior y las aletas son de una sola pieza no existe resistencia adicional a la transferencia de calor.

Aleta empotrada.

En la parte externa del tubo se hace una ranura de 0.2-0.3 mm (0.008-0.012 pulg.) de profundidad. La aleta de aluminio se fija mecánicamente a la ranura y después las aletas se pueden colocar en los lados opuestos del tubo, una frente a otra. El espesor efectivo de la pared del tubo es el espesor mínimo de la ranura. Este tipo de aleta provee una excelente área de contacto, tanto térmica como mecánica entre la ranura y la aleta. Aunque el metal del tubo sea expuesto a la atmósfera, algunas pruebas bajo condiciones severas indican que se prefiere la corrosión durante un largo tiempo antes de que ocurra una debilidad de la unión.

Aleta con separadores

En Alemania la empresa fabricante de intercambiadores de calor y enfriadores de aire GEA Luftkuhlergesellschaft Happell GmbH desarrolló un tubo aletado comprimiendo al tubo interno, teniendo aletas rectangulares separadas⁽³⁴⁾. De esta forma cada aleta es separada una de otra y cuenta con una base de contacto con el tubo para incrementar la superficie de unión y tener el máximo flujo de calor. Cuando todas las aletas están en posición sobre el tubo, entonces este se cubre con una capa de zinc o titanio mediante electrodeposición. Esta capa recubre todas las superficies del tubo y las aletas y provee una unión metálica totalmente hermética entre la aleta y el tubo. Este tipo de diseño permite una considerable flexibilidad en la forma y tamaño de las aletas y también de la sección transversal del tubo.

Aletas en bloque.

En lugar de quedar en un solo lado del tubo, las aletas se extienden para quedar fijas en otro tubo, quedando así entre dos tubos, este arreglo se utiliza principalmente para gases y vapores donde la velocidad de flujo es muy alta y por lo tanto existen vibraciones en el haz de tubos y se requiere una mayor rigidez, además de controlar la dilatación que sufre el tubo debido a las altas temperaturas de los gases.

Aleta soldada.

La aleta está soldada a la base del tubo para proveer una unión con baja resistencia. Estos tubos son usados a temperaturas del orden de 400 °C y mayores, donde los tubos arriba mencionados no pueden usarse. Las aletas son generalmente de material ferroso teniendo una conductividad térmica de alrededor de una quinta parte del aluminio. Para incrementar la eficiencia de la aleta y mantener fuerte la soldadura se necesita que las aletas sean gruesas.

Diámetro y soporte del tubo.

Aunque el rango del diámetro del tubo es de 19.05-50.8 mm (0.75-2 pulg.), el diámetro más común es de 25.4 mm (1 pulg.). El metal del tubo, el cuál en muchos casos es acero de baja aleación o al carbono, es seleccionado según el fluido de proceso. Los espesores de pared mínimo de los tubos más comunes son los siguientes⁽³⁴⁾:

	<i>mm</i>	<i>pulg.</i>	<i>BWG</i>
Acero de baja aleación al carbono.	2.74	0.109	12
Acero ferrítico o austenítico.	1.65	0.065	16
Aluminio y cobre.	2.11	0.083	14
Titanio.	1.24	0.049	18

Excepto para aplicaciones a alta presión, donde los tubos en U son usados, los tubos generalmente son rectos. Estos normalmente están arreglados en forma de triángulo equilátero, aunque también algunas veces se adopta en forma de triángulo isósceles. El arreglo usual para el tubo aletado es 60.3 mm (2.375 pulg.) y el espacio entre aletas en hileras adyacentes es aproximadamente 3.2 mm (0.125 pulg.).

Al igual que en un intercambiador de tubos y coraza, los tubos deben tener soportes en intervalos a lo largo de estos para prevenir que cuelguen o se deformen. Es común poner los soportes para el haz de manera que la distancia máxima entre un soporte y otro no sea mayor de 1.8 m (6 pies). Además no deben dañarse las aletas de los tubos por los soportes de cada haz. Una forma de evitarlo consiste en enrollar una banda de aluminio de 12.7-19.05 mm (0.5-0.75 pulg.) alrededor de cada tubo, de manera que las aletas queden separadas por 2 bandas. Este método simple tiene la desventaja de que se aumenta el peso de los tubos. Un mejor método es moldear un anillo de aleación de zinc en el tubo para rodear ambos tubos y aletas, de manera que los anillos del resto de los tubos adyacentes descansen uno sobre otro y soporten la carga de las aletas. Estos anillos tienen un diámetro del arreglo del tubo y un espesor de 12.7-19.05 mm (0.5-0.75 pulg.).

Otro método similar, es el de rodear los tubos y aletas por una caja cuadrada hueca, hecha por 2 partes soldadas. La longitud de los lados de la caja deben ser iguales al del arreglo de los tubos, teniéndose una profundidad de 19.05-25.4 mm (0.75-1.0 pulg.).

1.6.3. Cabezales.

Muchas aplicaciones involucran tubos rectos sujetos en ambos extremos por cabezales. El cabezal de entrada es colocado en un plano lineal con un final similar al de un intercambiador de tubos y coraza, en el cual se aceptan dos o más boquillas internas y externas. El cabezal de salida es semejante al cabezal flotante interno de un intercambiador de tubos y coraza y las boquillas solamente se ensamblan si hay uno o más números impares de pasos. Similamente a un intercambiador de tubos y coraza, las placas de partición soldadas dividen los cabezales en pasos.

La anchura del arreglo de los tubos usados en el diseño del enfriador con aire provee hileras más delgadas de tubería similar al de los intercambiadores de tubos y coraza. En un enfriador con aire usando tubos de 25.4 mm (1.0 pulg.) de diámetro, por ejemplo, el espacio entre tubos adyacentes es de 35 mm (1.375 pulg.), comparado con 6.35 mm (0.25 pulg.) en un intercambiador de tubos y coraza. El espesor mínimo de los accesorios es generalmente de 19.05 mm (0.75 pulg.) para las hileras de los tubos y cubiertas de las tapas, de 25 mm (1.0 pulg.) para placas cubiertas y 13 mm (0.5 pulg.) para otras placas.

Todos los cabezales tipo caja sujetan los espejos estacionarios de los tubos y placas superior e inferior en los cuales las boquillas son acopladas y las placas finales. Como en un intercambiador de tubos y coraza, las placas de partición de pasos se instalan si existen 2 o más pasos para los tubos. Los cuatro lados de la caja deben construirse de 4 o 2 placas soldadas en forma de U. Opuesta a la capa de tubos está una cubierta removible o una tapa, las funciones de estos se describen a continuación y se muestran en la figuras 1.5a y 1.5b.

Cabezal de placas con cubierta removible.

Este es similar a un cabezal estacionario tipo N o canal de un intercambiador de tubos y coraza, en el cual el cabezal es soldado al espejo estacionario del tubo en un extremo, también es bridado y atomillado a una cubierta plana en el otro extremo. Remover la cubierta plana permite el acceso a los tubos para su reparación y limpieza, sin romper las uniones de la tubería y las boquillas. Este tipo de cabezal es usado si la limpieza es frecuente, pero bridas rectangulares abiertas son propensas a gotear en las esquinas.

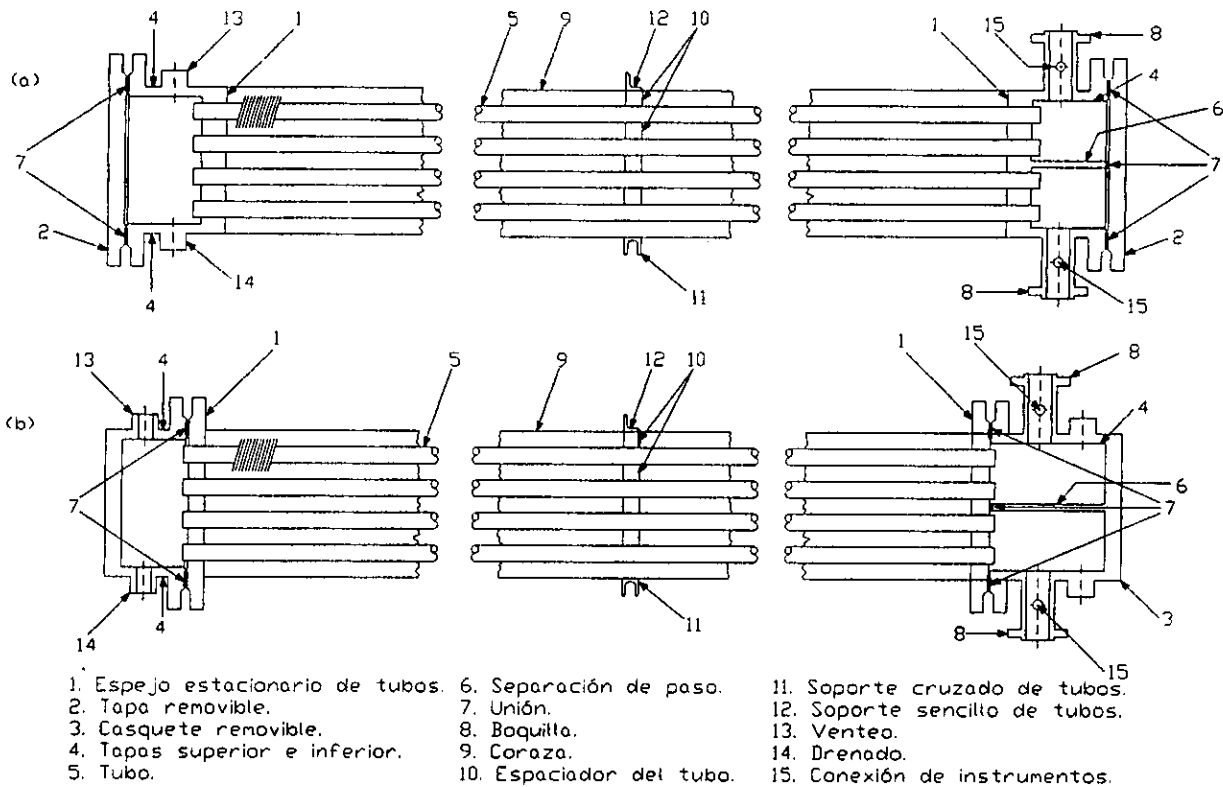
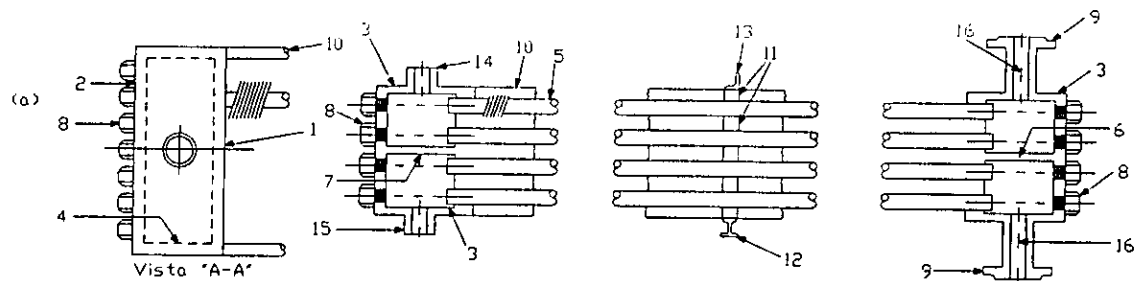


Figura 1.5 (a). Cabezales típicos, (a) Cubierta removible, (b) Casquete removible



1. Espejo estacionario de tubos.
2. Lámina atornillada.
3. Platos superior e inferior.
4. Plato final.
5. Tubo.
6. Separación de peso.
7. Refuerza.
8. Tornillo.
9. Baquillo.
10. Coraza.

11. Espaciador del tubo
12. Soporte cruzado de tubos.
13. Soporte sencillo de tubos
14. Venteo.
15. Drenado.
16. Conexión de instrumentos.

Figura 1.5b. Cabezales típicos, (a) Cabecal atornillado, (b) Colector.

Cabezal con casquete removible.

Este es similar al cabezal o canal estacionario tipo B de un intercambiador de tubos y coraza, en el cual el casquete completo provee acceso a los extremos del tubo para limpieza y reparación, pero las uniones externas de la tubería y boquillas deben romperse primero. Aunque es más barato que el de cubierta removible, la brida esta similarmente propensa a gotear en las esquinas.

Cabezal atomillado.

El lado opuesto a la lámina estacionaria de los tubos se fija con tornillos que coinciden con cada extremo del tubo. El diámetro del orificio del tornillo es de 0.8 mm (0.031 pulg.) mayor que el diámetro exterior del tubo y todas las operaciones involucran los extremos del tubo de manera que la limpieza y acoplamiento de los tubos y la lámina estacionaria deben llevarse a cabo quitando los tornillos. Los tornillos tienen cabezas hexagonales y el asiento entre las roscas del tornillo y la lámina deben lograr un buen sellado. No obstante, el hecho de que los extremos de los tubos no pueden exponerse, el cabezal atomillado es el mas común y usado a presiones hasta de 300 bar (4350 lb/plg²).

Cabezal colector.

A altas presiones, donde el cabezal atomillado es inconveniente, los cabezales colectores son usados, en los cuales los tubos son soldados dentro de los cabezales cilíndricos a la entrada y salida. Soldados en forma de U son usados para conectar un paso con el siguiente. Estos cabezales se usan para presiones hasta de 700 bar (10150 lb/plg²). La limpieza solamente se puede hacer por medios químicos.

1.6.4. Armazón del haz.

El haz tiene platos longitudinales firmemente fijados o canales, uno en cada lado para contener los tubos. Además, dan la suficiente rigidez al haz completo, lo que permite que sea ligero y pueda ser transportado sin daños. Atomillado en la parte superior de las estructuras, a los mismos intervalos como los soportes del tubo, estos son asegurados por soportes o mamparas a lo largo de la tubería y se requieren cuando se necesitan sujetar los tubos del haz. Como el tubo final del haz es similar a un cabezal flotante o haz de tubo en U de un intercambiador de tubos y coraza, los tubos deben quedar libres para expandirse libre e independientemente de la estructura interna y estructura del soporte. Para obtener esto, el cabezal de entrada se fija y el cabezal de salida se deja flotar. Deben existir grandes diferencias de temperaturas entre pasos elevados, el cabezal lleno debe dividirse en 2 o mas cabezales separados para prevenir pérdidas de acoplamiento tubos-lámina estacionaria.

Con el propósito de evitar que el aire se desvíe del haz, conduciendo a una pérdida en la eficiencia, los orificios o boquetes son sellados por fuera con láminas metálicas. El API 661 considera que cualquier lámina debe tener un espesor máximo de 10 mm (0.375 pulg.).

1.6.5. Estructura.

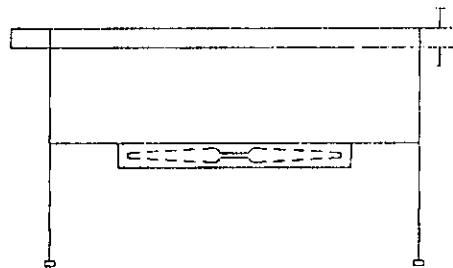
La estructura representa alrededor del 15% del costo total y comprende la plataforma, escalera, ventilador y cámara la cuál es el ducto para conducir el aire hacia el ventilador. El peso de estos componentes, además de el haz de tubos aletados, es tomada para determinar el diseño de las columnas de soporte. Si los ventiladores, transmisión y motores están suspendidos de la estructura, el diseño de las columnas debe tomar en cuenta esta situación.

El ducto impelente es construido de acero con un espesor mínimo de 2 mm (0.075 pulg.) si es plano o 1.6 mm (0.06 pulg.) si es estriado. Como se muestra en la figura 1.6, los ductos planos son en forma de cajón, los cuales proveen un cambio repentino de la sección entre la salida de la caja del ventilador y la entrada al ducto. Como su nombre lo dice, los ductos de transición mostrados también en la figura 1.6 proveen una entrada gradual, en vez de un cambio repentino entre la salida de la caja del ventilador y la entrada al ducto.

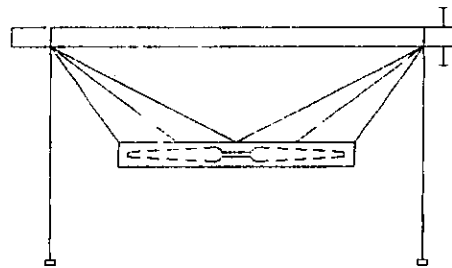
Aunque simple en apariencia, el diseño de ductos ha sido objeto de considerable investigación. El objetivo ha sido producir un flujo uniforme de aire a través del haz de tubos para obtener la máxima eficiencia del ventilador. Aunque no existen dimensiones estándar, las dimensiones típicas del ducto se muestran como sigue⁽⁶⁾: A_b = área seccional normal del haz expuesto al flujo de aire, A_f = área seccional del anillo del ventilador, D_f = diámetro nominal del ventilador, H_p = distancia entre el ventilador y el haz de tubos, H_r = altura de la caja del ventilador y θ = ángulo máximo de dispersión del aire; estas definiciones se muestran en la figura 1.7. Del API 661 se indica la siguiente relación:

	<i>Tiro forzado.</i>	<i>Tiro inducido.</i>
A_f/A_b (min.)	0.40	0.30
H_p/D_f (min.)	0.50	0.30
H_r/D_f (min.)	0.16	0.16
θ (max.)	45°	45°

Como se supone, se obtiene mejor desempeño si el flujo de aire se conduce en un ducto cuadrado o sección rectangular. Un mejoramiento más eficiente se obtiene si las esquinas del ducto son redondeadas por placas curvas.

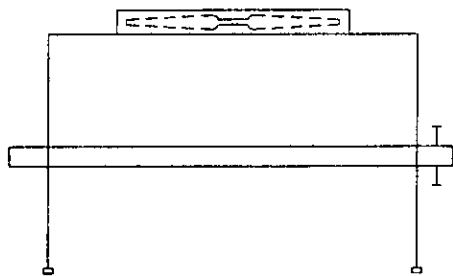


Ducto plano

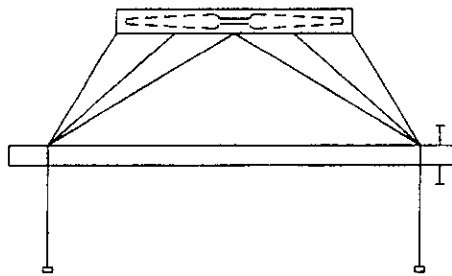


Ducto en transición

(a) Tiro forzado.



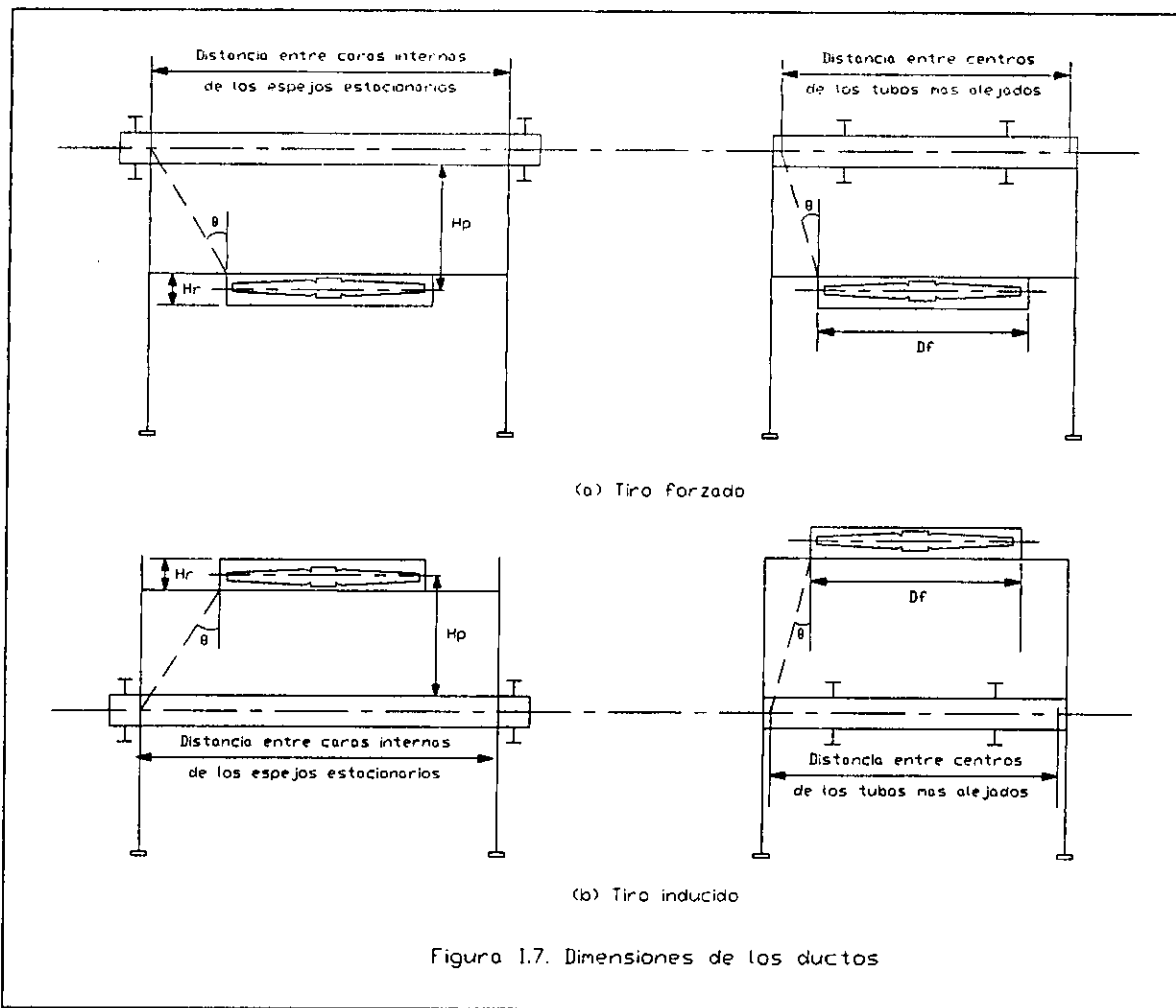
Ducto plano



Ducto en transición

(a) Tiro inducido.

Figura I.6. Arreglos típicos de ductos.



1.6.6. Ventiladores.

El equipo de accionamiento mecánico lo constituyen el ventilador, la transmisión y el motor que representan cerca del 15% del costo total del equipo.

Los ventiladores de flujo axial se utilizan preferentemente y excepto para unidades pequeñas se emplea un solo ventilador, en unidades mayores deben estar 2 ventiladores sirviendo en cada compartimiento; de modo que si uno falla, el otro siga proveyendo capacidad de enfriamiento. El material más común del ventilador es el aluminio, el cual se presenta en forma de lámina, pieza fundida o troquelada. Otros materiales incluyen fibra de vidrio reforzada, acero, acero inoxidable y monel (aleación de 70% de níquel, 28% de cobre y 2% de hierro; caracterizado por su alta resistencia a la corrosión). Los diámetros del ventilador van de 1 a 5 m (3 a 16 pies) y contienen 4-10 aspas. Un motor directo es usado para ventiladores hasta de 1.5 m (5 pies) de diámetro.

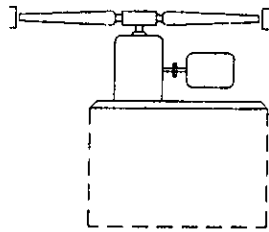
Las pérdidas de presión aceptables para el aire en enfriadores se encuentran en el intervalo de 1.22 a 3.28 lb/plg² y los ventiladores se diseñan con base en estas condiciones. El API 661 indica que para los límites de ruido, la velocidad para el ventilador es de 61 m/s (12,000 pies/min.) para ventiladores de acción indirecta y 81 m/s (10,000 pies/min.) para ventiladores de accionamiento directo. No obstante, estrictas condiciones ambientales limitan la velocidad a 50 m/s (9843 pies/min.). El espacio entre el aro del ventilador y el aspa tiene considerable influencia en la eficiencia del ventilador. El API 661 especifica que el espacio radial no debe exceder el 0.5% del diámetro del ventilador o 19 mm (0.75 pulg.), se escoge el más pequeño pero no debe ser menor de 9 mm (0.371 pulg.).

Excepto para ventiladores de acción directa, las aspas individuales del ventilador son diseñadas para permitir un ajuste manual. En muchos casos el control de la unidad se obtiene por el uso de aspas de control automático. Cada ventilador debe ser separado del siguiente por una lámina.

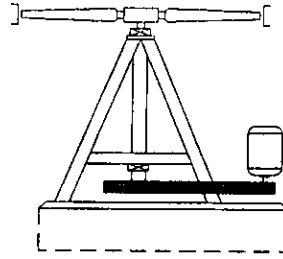
1.6.7. Transmisión.

La transmisión es el medio por el cual se transmite la potencia del motor para hacer girar el ventilador, en la figura 1.8 se muestran algunos arreglos principales.

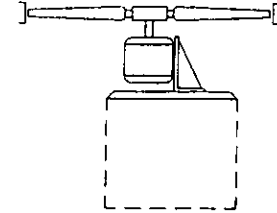
La forma más común de transmisión es con banda en V, el cual es usado en motores con potencia hasta de 22 kW (30 HP). Los de banda tienen un costo inicial bajo, un buen registro o período de operación se obtiene si se instala y mantiene correctamente; en algunas refinerías su uso es permitido hasta de 30 kW (40 HP). Sin embargo, el API 661 especifica que las transmisiones de engrane en ángulo recto deben ser usadas para motores eléctricos hasta de 22 kW (30 HP) y potencias mayores, también en todas las transmisiones con turbina de vapor.



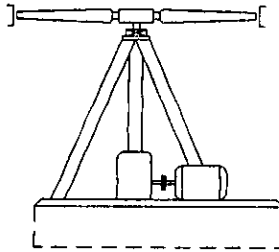
(a) Motor directa con transmisión en ángulo recto



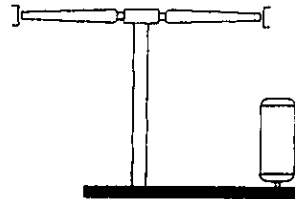
(b) Motor con banda y soporte del ventilador en "V"



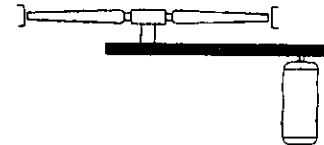
(c) Motor de acción directa



(d) Motor directa con transmisión en ángulo recto y soporte del ventilador



(e) Motor con banda suspendida con el eje hacia arriba



(f) Motor con banda suspendida con el eje hacia abajo

Figura I.8. Acoplamientos comunes del motor al ventilador.

1.6.8. Motores.

Más del 90% de los motores son eléctricos, aunque en ocasiones se utilizan turbinas de vapor, motores hidráulicos, motores a gasolina, etc. Pueden usarse otros tipos de motores que no sean eléctricos como sustitutos en caso de falla de energía. Si las aspas del ventilador no son de variación automática entonces el motor necesita corregir cuidadosamente el rango de las revoluciones por minuto. En invierno por ejemplo, debido a la baja temperatura del aire y el correspondiente incremento de la densidad del aire es necesario aumentar la potencia por que el ventilador suministra un volumen constante. El incremento en la potencia es del orden de 25%.

1.7. Control de la temperatura.

Varios métodos se usan para controlar el funcionamiento de los enfriadores con aire para satisfacer variaciones en las condiciones del clima y del proceso.

Los enfriadores con aire operando en climas extremadamente fríos requieren atención particular. Cada caso debe ser considerado con base en las ventajas y desventajas de cada uno de ellos, Rubin (1982)⁽²⁹⁾ y Monroe (1983)⁽²⁴⁾ establecen el caso para aspas de paso variable para obtener una reducción importante de energía consumida. Algunos métodos principales para controlar la temperatura son los siguientes.

1.7.1. Derivación.

Dispositivos de control instalados permiten derivar parte del fluido de proceso de la unidad: Este método tiene la ventaja de bajo costo inicial y un control continuo pero no reduce el consumo de energía.

1.7.2. Persianas.

En lugar de desviar parte del fluido de proceso, un sistema de persiana es instalado arriba del haz de tubos para reducir el flujo de aire. El posicionamiento de las hojas de la persiana debe obtener las condiciones de operación predominantes mediante medios manuales o automáticos. El control manual tiene la ventaja de simplicidad y bajo costo, pero en operación continua el control se obtiene por movimiento automático. Ningún método reduce el consumo de energía.

1.7.3. Control del motor.

En una unidad grande conteniendo muchos ventiladores, el control se obtiene interrumpiendo el funcionamiento de algunos de estos. La reducción de energía se obtiene a un bajo costo de capital, pero el control es de una forma muy brusca.

Como alternativas, pueden usarse 2 velocidades o motores de velocidad variable. Este sistema provee un control continuo con reducción de energía. El control del motor se restringe comúnmente a los ventiladores que tienen un paso fijo.

1.7.4. Ventiladores de arreglo variable.

El arreglo de cada ventilador puede ser modificado manualmente para obtener las condiciones de operación del proceso, las cuales reducirán el consumo de energía. Aunque el diseño del ventilador permite la modificación del paso de las aspas, esta modificación debe realizarse afuera rápidamente y el control se efectúa de forma brusca. Las aspas de paso variable automático proveen un control continuo pero tienen un costo mayor⁽²³⁾.

1.7.5. Control para bajas temperaturas del aire.

En ambientes extremadamente fríos, el subenfriamiento de los fluidos de proceso pueden causar su congelamiento. Esto puede ocasionar la ruptura del tubo, en consecuencia se necesitaría parar el proceso para su reparación con pérdidas económicas. Los enfriadores con aire han operado a temperaturas de $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$ y diversos métodos se han utilizado para prevenir el subenfriamiento de las corrientes de proceso^(8,28).

Serpentines de vapor.

Pueden montarse en la base del enfriador para calentar el aire en la entrada, pero debe ser un equipo separado del enfriador y no ser parte de la tubería de proceso. Los serpentines de vapor son generalmente empleados también a la entrada del fluido al haz de tubos para reducir la viscosidad de fluidos altamente viscosos.

Recirculación de aire.

En este método, el cual es usado en unidades de tiro inducido, parte del aire caliente de salida se recircula para calentar el aire frío de entrada. El principio de este método se presenta en la figura 1.9.

Como alternativa, un ventilador es instalado en un bay para suministrar aire en la dirección opuesta a la del aire de salida. Esto hace que el aire de salida caliente se mezcle con el aire frío de entrada.

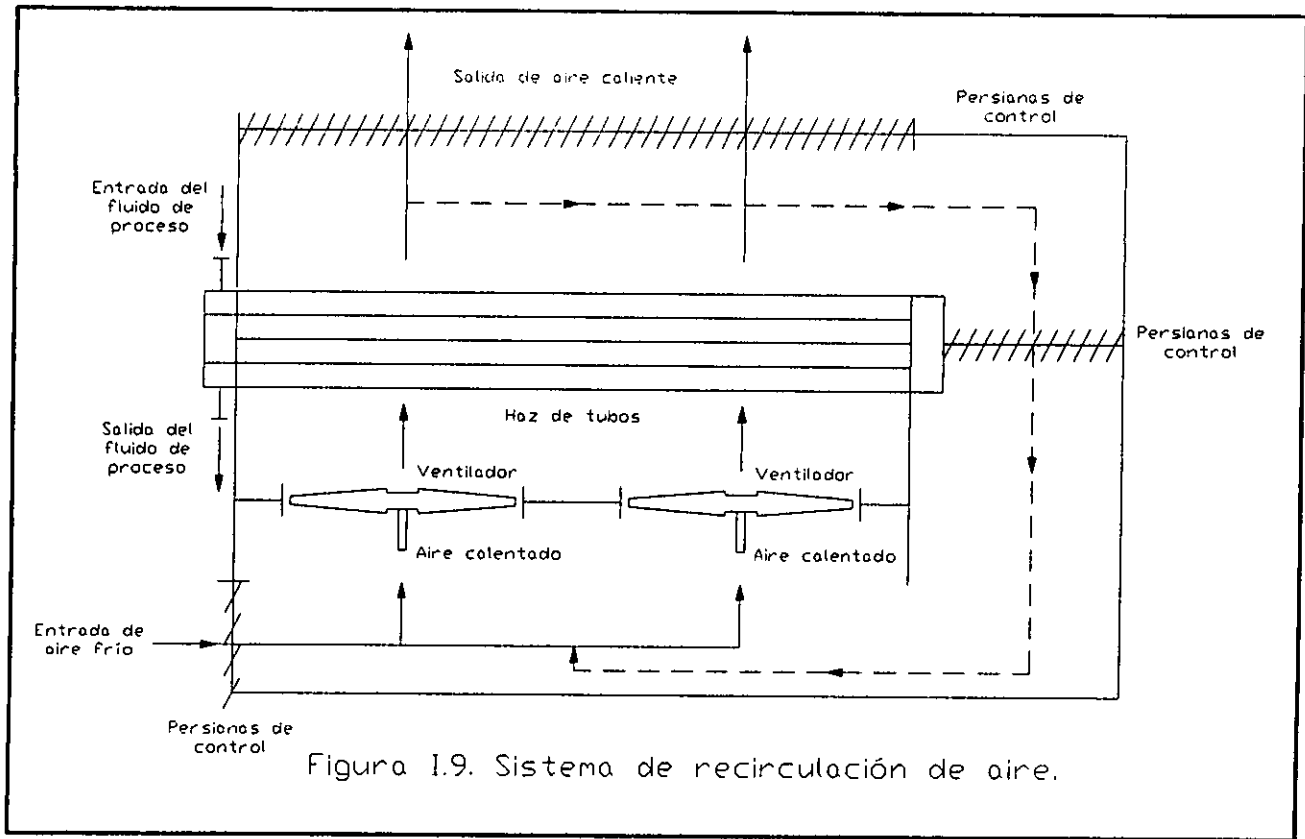


Figura I.9. Sistema de recirculación de aire.

Flujo paralelo.

Este método, aplicable a unidades de flujo en pasos múltiples, incluye el rearrreglo del flujo de aire, o flujo del fluido de proceso; de manera que el sistema es de flujo en paralelo, en lugar de flujo a contracorriente. Por este método el aire de entrada frío se pone en contacto con el fluido de proceso a la entrada.

Capítulo II.

Condensadores con aire.

En procesos donde se requiere la condensación de vapores, es necesaria la transferencia de calor. Aunque es posible intercambiar algo de calor del vapor a condensar hacia otra corriente de proceso, en muchas aplicaciones industriales la etapa final de un proceso es la transferencia del calor, ya sea al agua o al aire. En este capítulo se tratará brevemente los condensadores con aire, no se mostrarán detalles específicos de sus componentes ya que en gran medida son semejantes a los enfriadores, solo de sus aplicaciones y tipos de arreglos mas comunes.

II.1. Aplicaciones de los condensadores con aire.

Los condensadores con aire pueden encontrarse en tres principales operaciones industriales:

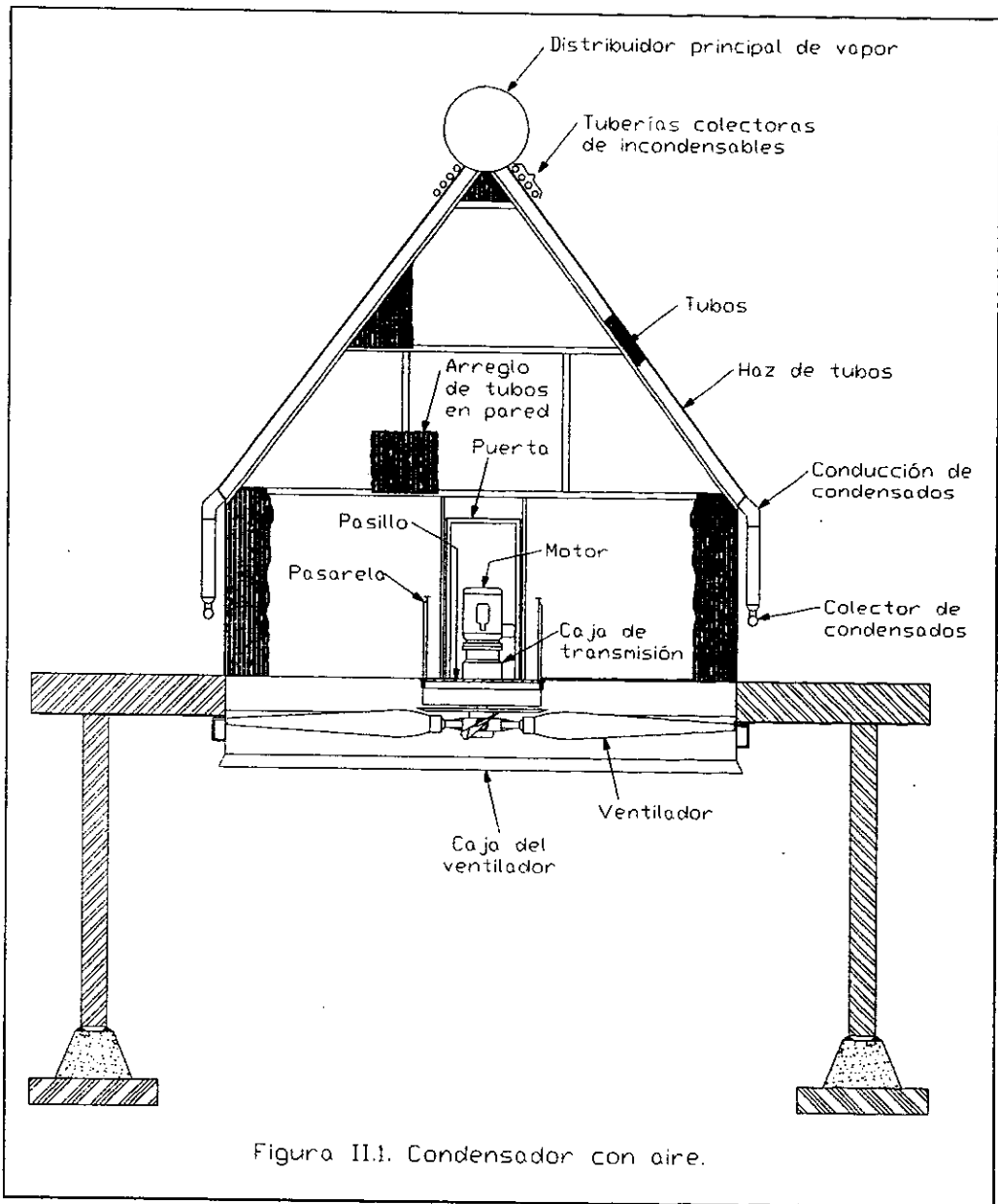
1. Transferencia de calor en relación con la generación de electricidad mediante turbinas.
2. Condensación de los vapores de una torre de destilación.
3. Servicios de condensación asociados con unidades de refrigeración a gran escala.

Aunque se han ensayado varios diseños para condensadores con aire (incluyendo el montaje horizontal convencional), la unidad llamada tipo A o tejado es la más común y tiene varias ventajas ya que permite el drenado más rápido del condensado. Esta unidad se muestra en la figura II.1. Las corrientes que circulan se muestran en la figura II.2.

Una discusión de las ventajas generales de los condensadores con aire serían las mismas que para los enfriadores. En relación a el uso de estas unidades como medio de transferencia de calor específicamente para condensación, se muestran las ventajas a continuación:

- El uso de aire como medio de enfriamiento elimina el uso de agua de enfriamiento y todos sus problemas asociados, que incluyen los siguientes:

- (a) El costo del agua y su tratamiento.
- (b) El costo de inversión asociado con la construcción de torres de enfriamiento. (No obstante, el costo total de inversión no siempre suele ser a favor de los condensadores con aire; la combinación alternativa de una torre de enfriamiento y un condensador con agua de enfriamiento puede algunas veces ser más barato. Las dos opciones necesitan cotizarse para seleccionar la más económica).
- (c) Los problemas asociados con sistemas de agua de enfriamiento (biológicos, partículas suspendidas, incrustaciones y corrosión asociados a estos).
- (d) Regulaciones ambientales con respecto a la descarga de aguas residuales.



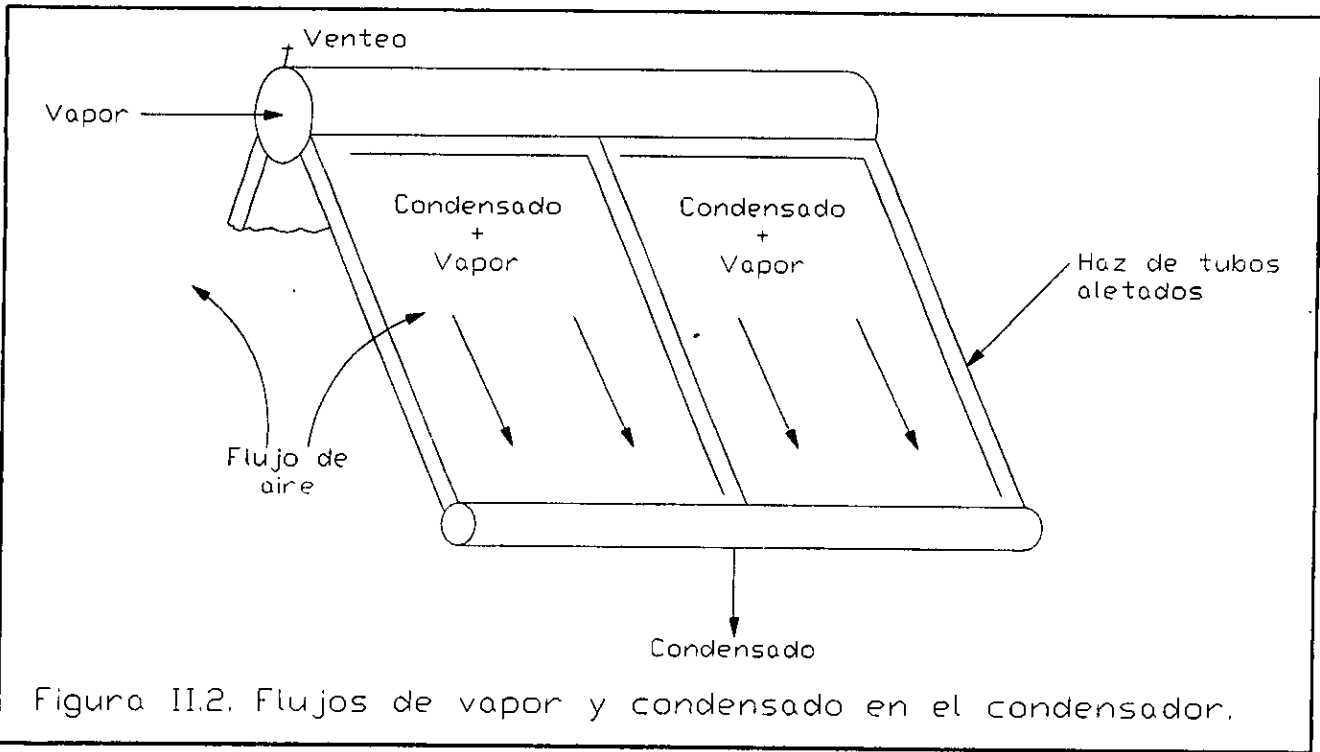


Figura II.2. Flujos de vapor y condensado en el condensador.

(e) Los problemas de posible crecimiento de bacterias en las condiciones de operación, tales como humedad y calor en las torres de enfriamiento (Donde el agua es escasa, tales como en regiones desérticas, la alternativa sería el uso de aire).

- La ampliación y/o modificación de la planta es más fácil de realizar por que no existe sistema de agua de enfriamiento ya que el condensador con aire ocupa menor superficie de terreno.

- Se evitan líneas adicionales de tubería para el agua de enfriamiento. Aunque la combinación de una torre de enfriamiento y un condensador con agua de enfriamiento es más barato en inversión, necesita a esto agregarse líneas de tubería, bombas y válvulas, además de instrumentación para estos equipos.

Aún con estas ventajas, existen ciertas desventajas. Por ejemplo:

- La tubería de salida del vapor es de gran diámetro y difícil de acomodar.
- El sistema de vacío asociado con la condensación de vapor es mas susceptible a que no permita el paso del aire.
- Se necesita un gran volumen para evacuar fluidos al arranque.

II.2. Montaje para condensadores con aire.

II.2.1 Unidad montada en columna.

Aunque generalmente los condensadores se montan en el suelo, existen ciertas ventajas al montarse estas unidades en la parte superior de la columna de destilación como unidad de condensación. Las figuras II.3 y II.4 respectivamente muestran unidades de flujo descendente y reflujo, las unidades montadas en una torre de destilación son generalmente de tiro inducido.

Dehne (1969)⁽⁹⁾ cita las ventajas del montaje en la torre de destilación, que son:

- Eliminación de la necesidad de suministrar agua de enfriamiento.
- Ahorro de superficie de terreno.
- Eliminación de una red de tubería para suministrar agua de enfriamiento a la parte superior de la torre para un condensador con agua de enfriamiento.
- No instalar control de temperatura del condensado.
- Estabilizar la carga de vapor al rehervidor debido al mantenimiento de las condiciones estables del condensador.
- Flujos constantes de la corrientes de reflujo y destilado ya condensado.
- Operación tranquila y estable de la torre de destilación.
- Eliminación del reflujo de condensado, asociado a costos de bombas y problema de incrustación.

Las desventajas obvias en el costo para el montaje en la torre son las siguientes:

- El peso de la unidad hace necesario incrementar la resistencia de la estructura donde se montarán la torre de destilación y el condensador con aire y la cimentación debido a la carga agregada lo que incrementa el costo de inversión.
- El servicio a el condensador con aire montado en la torre es menos conveniente comparado con el de agua de enfriamiento debido a su gran volumen; aunque tiene un periodo mayor de mantenimiento.

II.3. Arreglos del flujo para condensadores

Los tipos básicos son condensadores con flujo descendente, condensadores con reflujo, condensadores con flujo descendente y reflujo, condensadores horizontales y condensadores verticales.

II.3.1. Condensadores con flujo descendente de condensado.

En este arreglo, el vapor entra al haz de tubos por arriba por medio del distribuidor de vapor y el condensado desciende a la parte inferior del haz. Para unidades montadas en el suelo, es común que sea una construcción tipo "A" o tejado con dos haces de tubos aletados que sean alimentados por el cabezal superior y el aire pasa a través de ellos mediante la acción de un ventilador de flujo axial localizado debajo de la unidad, esta unidad se muestra en la figuras II.1 y II.2. Para unidades montadas en columnas, se prefiere el flujo de aire inducido como se muestra en la figura II.3, ya que esto facilita la construcción y el montaje de la columna y también asegura la máxima transferencia de calor.

Dependiendo de las condiciones de operación, particularmente a la temperatura del aire ambiental, puede ocurrir algo de subenfriamiento del condensado. En una columna de destilación esto no es deseable por que el reflujo deberá entrar a la columna como liquido saturado. En el caso de que la columna funcione en esta condición, este déficit de calor sensible tendrá que ser compensado por calor latente de la condensación de vapor en contacto directo en la columna misma; la fuente de este calor será el rehervidor. El control sobre los efectos de subenfriamiento pueden obtenerse mediante el uso de obturadores y persianas para restringir el flujo de aire. En algunos diseños mas sofisticados son usadas aspas de arreglo variable de los ventiladores, de acuerdo con los requerimientos de enfriamiento, el flujo del aire puede controlarse cambiando el ángulo de ataque de las aspas.

Las distancias recorridas por el vapor y el condensado son relativamente cortas en unidades montadas en torres de destilación comparadas con condensadores montados sobre el suelo o equipo de agua de enfriamiento; también la caída de presión promedio es relativamente más pequeña. Para torres operando a bajas presiones es de una considerable ventaja.

II.3.2. Condensadores con reflujo.

En general, la apariencia del condensador de reflujo es similar al condensador con flujo descendente excepto que el vapor entra por abajo y fluye a contracorriente con el flujo de condensado. Los condensadores de reflujo son usados comúnmente en columnas de destilación como lo indica la figura II.4. El arreglo también permite tener bajas caídas de presión, lo cual ayuda a mantener en operación estable la torre de destilación. Persianas, obturadores o aspas de arreglo variable pueden usarse para compensar los cambios en la temperatura ambiental del aire para mantener estables las condiciones de la torre.

II.3.3. Condensadores combinados de flujo descendente y reflujo.

El problema de venteo y conducción de gases incondensables (que se presenta en todos los tipos de equipo de condensación) puede resolverse al combinar los diseños de flujo descendente y reflujo como se muestra en la figura II.5. Aquí, el vapor remanente después de la sección de condensación principal (flujo hacia abajo) es condensado como reflujo desde la parte superior donde los gases incondensables pueden ser venteados.

II.3.4. Condensadores de tubos horizontales.

Los enfriadores con aire de tubos horizontales son las más ampliamente utilizadas para unidades sencillas montadas en el suelo. Tales unidades son algunas veces usadas para servicios de condensación (figura II.6.), aunque estas tienen problemas con el drenado de condensado y un exceso de líquido subenfriado. El condensado a menudo forma una capa estratificada en el fondo del tubo y ocasiona un drenado relativamente lento. El problema puede ser disminuido mediante una pequeña inclinación de los tubos en la dirección del flujo de condensado de vapor.

También es difícil de evitar el subenfriamiento del condensado (lo cuál es un problema importante en destilación). Sin embargo, en la operación de destilación, no es usual emplear unidades horizontales debido a la gran área ocupada.

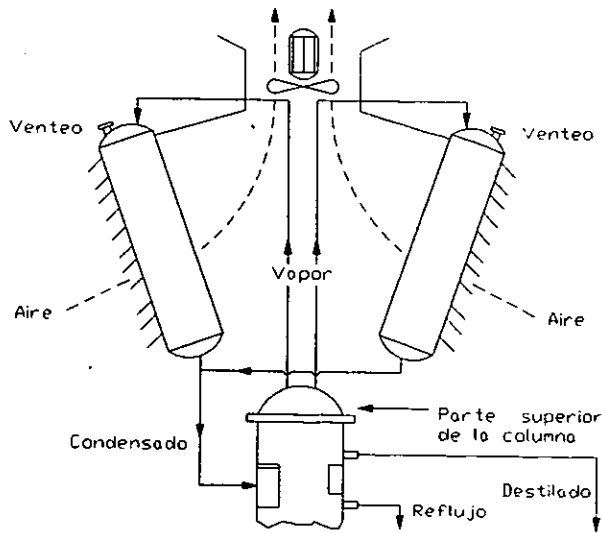


Figura II.3. Condensadores con aire con flujo de vapor descendente.

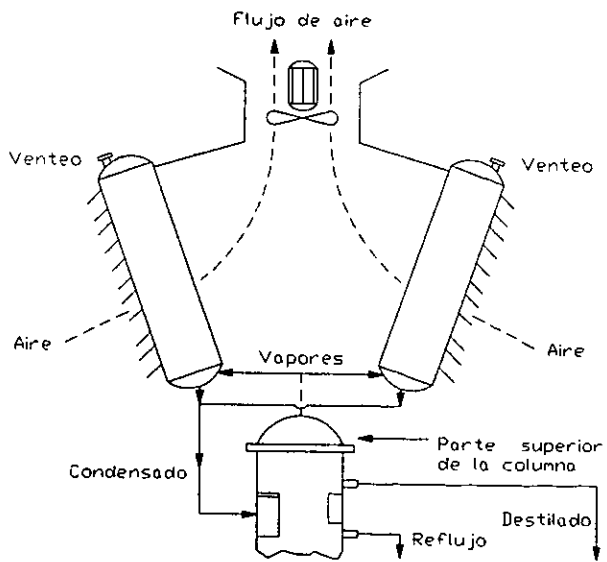


Figura II.4. Condensadores con aire con reflujo de vapores.

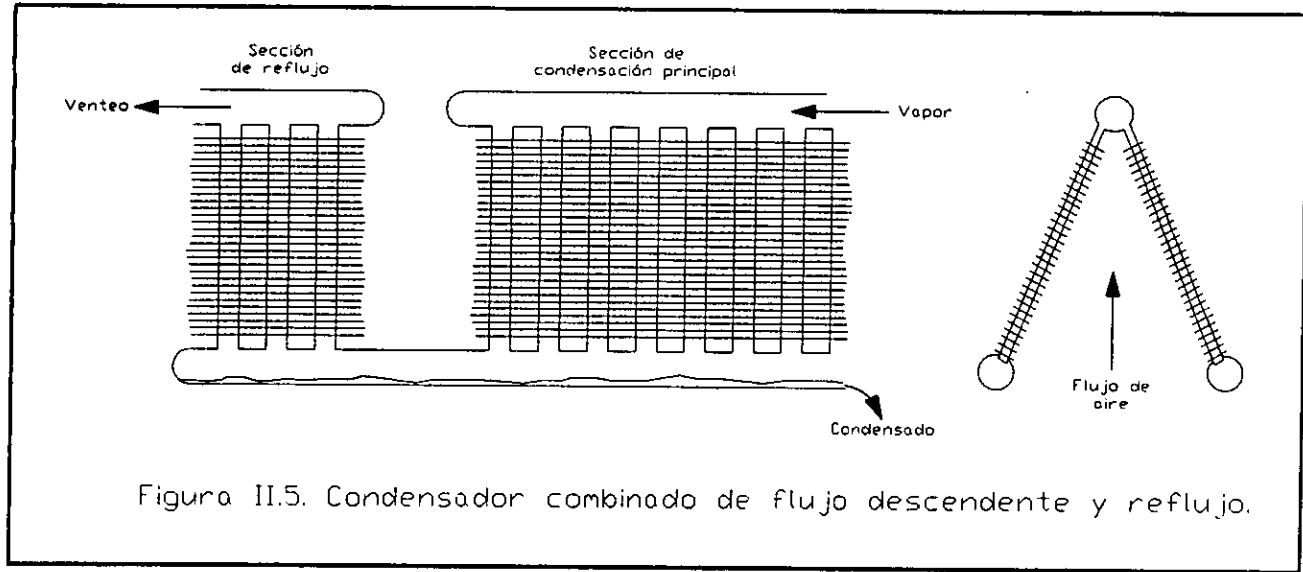


Figura II.5. Condensador combinado de flujo descendente y reflujo.

II.3.5. Condensadores con tubos verticales.

Los condensadores con tubo vertical (figura II.7) son usados en algunas aplicaciones donde el área que se ocupa es más restringida. Estos no tienen problemas de drenado del condensado ya que los vapores entran por arriba de la unidad. Estos condensadores son más convenientes para montarse en el suelo que en la columna debido a la conformación asimétrica ya que el ventilador, por ejemplo está localizado a un lado de la unidad.

II.4. Efectos de mala distribución del aire y flujos.

Los condensadores y los enfriadores con aire son diseñados considerando un flujo uniforme del aire sobre el haz de tubos y una distribución uniforme del fluido de proceso en el tubo entre las hileras respectivas de un paso por los tubos y entre los tubos en una hilera, pero esto no siempre es el caso. El diseño por computadora más avanzado para enfriadores y condensadores con aire puede tomar en cuenta algunos aspectos de mala distribución (por ejemplo, cambios de la temperaturas del aire a medida que pasa por el haz de tubos). Aquí se considerarán brevemente otros aspectos de los problemas del aire y del fluido en los tubos respectivamente.

II.4.1. Mala distribución del flujo de aire.

Los ventiladores de flujo axial usados en condensadores y enfriadores con aire producen naturalmente una velocidad mayor en la parte superior que en la parte inferior. Para obtener un flujo uniforme se requiere un ducto de mayor profundidad que aquellos que se encuentran comúnmente en unidades comerciales. Por lo tanto, siempre se presentará alguna mala distribución. En casos extremos, donde el ducto es muy poco profundo, el aire puede realmente pasar hacia abajo a través del haz en la región central.

También se debe tener cuidado en la selección de la relación del área del ventilador (S_v) operando sobre el área del haz de tubos (S). Paikert (1990)⁽²⁵⁾ da la siguiente expresión para el rango óptimo:

$$1.8 < \frac{S}{S_v} < 2.6 \dots\dots\dots(II.1)$$

En general, las unidades de tiro inducido dan una mejor distribución del flujo de aire que las unidades de tiro forzado. Debido a que el aire al circular en flujo cruzado a través del haz de tubos se va calentando y por consiguiente reduciendo la diferencia máxima de temperatura al pasar por la primera hilera de tubos, llegando a una temperatura mayor en la segunda y así sucesivamente en las demás hileras. Esto reduce la rapidez de condensación y afecta la distribución del flujo del fluido de proceso.

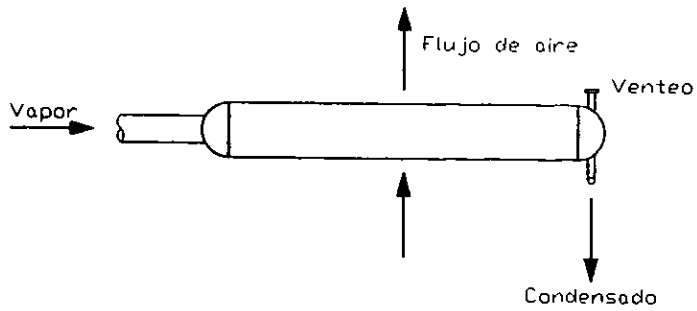


Figura II.6. Condensador con tubos horizontales.

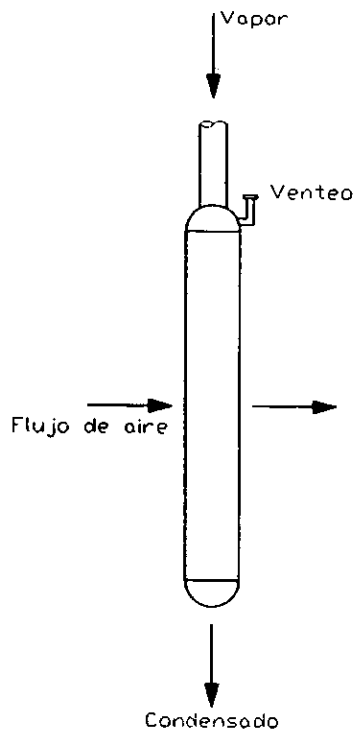


Figura II.7. Condensador con tubos verticales.

II.5.2. Mala distribución de los fluidos.

Existen otras causas de mala distribución y éstas se mencionan por Henry y Farrant (1983)⁽¹⁵⁾, lo que incluye los problemas de diferencias en la longitud del tubo y esto ocasiona subenfriamiento excesivo y posible congelamiento.

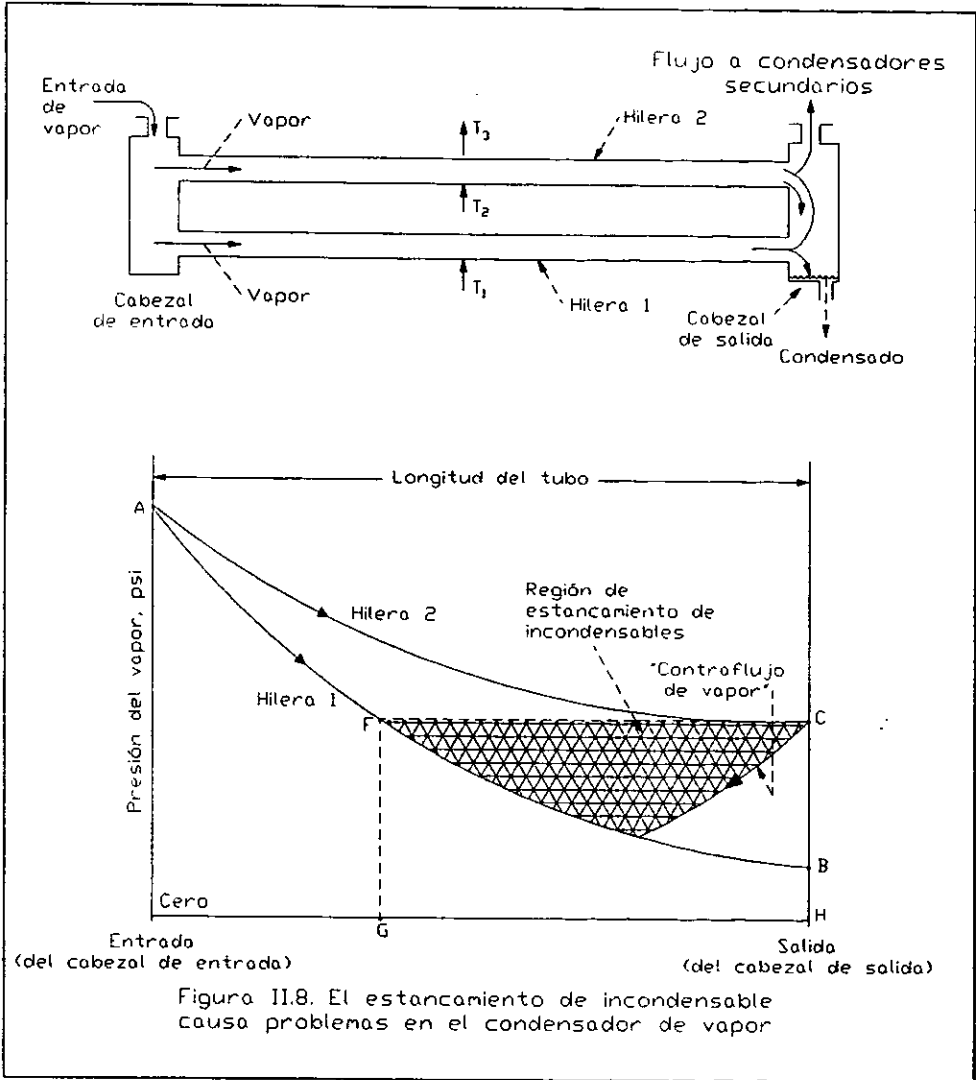
Citando artículos de Boyko y Kruzhilin (1965, 1967)^{(3) (4)}, Henry y Farrant observan que donde hay condensadores con tubos de diferente longitud (por ejemplo, en condensadores horizontales con tubos en U), los tubos más cortos tienen más vapor que condensado. En estos tubos, el vapor pasa por las salidas a los cabezales donde es parcialmente condensado por contacto directo con el condensado subenfriado producido en los tubos más largos en el condensador. El efecto total es una reducción en el rendimiento del que se espera obtener con una buena distribución de vapor, esto también produce una reducción en la caída de presión.

Rozenman y Pundyk (1974)⁽²⁷⁾ reportan una investigación del efecto de mala distribución debido a la introducción de gas inerte en el rendimiento de un condensador de seis hileras diseñado para condensación total y subenfriamiento con distribución uniforme de flujo uniforme entre las hileras. Si la hilera superior consigue una condensación total, entonces las otras hileras de tubos tienen un gran incremento de subenfriamiento a medida que se acercan al ventilador. Esto origina un peligro mayor de congelamiento en condiciones invernales. Ronzeman y Pundyk (1974) calculan que bajo estas condiciones de mala distribución debe reducirse el tamaño del condensador aproximadamente un 16% del tamaño diseñado.

Un buen condensador con aire debe, continua y completamente, juntar y descargar todos los incondensables y gases inertes. Los incondensables e inertes están dentro de los tubos y cabezales; cuando condensa el vapor se acumulan si no son removidos del sistema rápidamente.

El "entrapamiento" de incondensables causa problemas de condensación de vapor. Durante el invierno, los incondensables atrapados ocasionan el congelamiento del condensado; durante el verano, cubren las superficies de intercambio de calor y reducen la capacidad de transferencia. Además, los incondensables son absorbidos por el condensado en las bolsas "entrapadas" y ocasionan corrosión del metal⁽²⁰⁾.

La figura II.8 muestra con más detalle el entrapamiento de los incondensables en un condensador de vapor simple que tiene solamente dos hileras de tubos unidos a un cabezal de entrada y otro de salida convencionales no divididos. Desde la primera hilera expuesta al flujo de aire y una temperatura ambiental T_1 y saliendo a una temperatura T_2 entra en contacto con la segunda hilera saliendo a una temperatura T_3 , entonces en la segunda hilera se condensa menos



vapor que en la primera y por lo tanto tiene una menor caída de presión del vapor. La presión en el cabezal de salida es igual a la presión del cabezal de entrada menos la caída de presión en la segunda hilera. La presión en el cabezal de salida entonces excede la presión del extremo de salida de la primera hilera.

Entonces el vapor fluye en ambos extremos de la primera hilera en sentido inverso y los incondensables comienzan a entraparse dentro. Estos no pueden fluir hacia el cabezal de salida hasta que su presión sea igual a la presión del vapor en este cabezal. (Punto C en la figura II.8). Por eso los incondensables se extienden por la longitud G-H del tubo. Por lo tanto es muy poco vapor el que fluye por los incondensables, de modo que el metal del tubo dentro de esta longitud comienza a enfriarse. El condensado comienza a congelarse en su recorrido descendiendo por gravedad hacia al cabezal de salida a través de la sección fría.

Algunos métodos disponibles para superar problemas potenciales de mala distribución han sido discutidos por Schreg y Kern (1981)⁽³¹⁾. Estos son:

- Estrangulación selectiva del flujo de vapor en cada hilera de tubos.
- Uso de un condensador de vapor para eliminar los efectos del gas inerte teniendo un flujo definido de vapor a través de cada hilera de tubos.
- Analizar y modificar las características de transferencia de calor de cada hilera de tubo para producir una velocidad de transferencia uniforme de calor.

Capítulo III.

Fundamentos de diseño térmico de enfriadores con aire.

Una diferencia de temperatura es la fuerza motriz, mediante la cual el calor se transfiere desde una fuente de mayor temperatura T_1 a otra menor T_2 , ésta se representa por la diferencia de temperaturas de las dos fuentes $\Delta T = T_1 - T_2$; estos parámetros, además del coeficiente total de transferencia de calor U dan la velocidad de transferencia de calor mediante la siguiente ecuación:

$$q = U (T_1 - T_2) \dots \dots \dots (III.1)$$

donde q es la velocidad de transferencia de calor.

III.1. Coeficientes individuales y totales de transferencia de calor.

El concepto de coeficiente individual de transferencia de calor α , así como el coeficiente total de transferencia de calor U y la fuerza motriz de temperatura ΔT , son básicos para los principales métodos de diseño de intercambiadores de calor y también en enfriadores con aire. Debe entenderse que el coeficiente individual de transferencia de calor no es una cantidad fundamental, pero sí una ayuda importante en la formulación de las ecuaciones de diseño.

Una ventaja principal de el uso de α para cuantificar la velocidad de transferencia de calor es que los valores individuales de α para dos fluidos diferentes intercambiando calor pueden utilizarse para relacionar la rapidez local de transferencia de calor y la diferencia de temperatura local y total entre dos fluidos. Para el caso más común de transferencia de calor en que dos fluidos están separados por una pared sólida con depósitos de suciedad en una o ambas superficies, el coeficiente total de transferencia de calor U está relacionado con el coeficiente individual y otros parámetros del sistema por la ecuación III.2⁽¹²⁾.

$$U = \left(\frac{1}{\alpha_i} \frac{A_i}{A_i} + R_f \frac{A_i}{A_i} + \sum_j R_{pared,j} \frac{A_i}{A_{pared,j}} + R_{fo} \frac{A_i}{A_o} + \frac{1}{\alpha_o} \frac{A_i}{A_o} \right)^{-1} \dots \dots \dots (III.2)$$

donde los subíndices i y o se refieren a los fluidos y superficies interiores y exteriores de la pared respectivamente, R_f es la resistencia debido a suciedad de la superficie de transferencia de calor debido a polvo, productos de la corrosión, bacterias, etc.; y $\sum R_{pared,j} (A_i/A_{pared,j})$ es la resistencia a la transferencia de calor de la pared sólida.

El concepto del área de referencia A^* y su relación con A_i y A_o necesita desarrollarse con detalle. Siempre el coeficiente de transferencia de calor, ya sea individual o total debe estar relacionado con una área específica y no tendría sentido continuar con el diseño térmico sin tomar en cuenta esta relación; para casos geométricos simples, la selección del área de referencia es directa. Por ejemplo, para flujos dentro de un tubo circular liso de longitud L , el área de referencia es el área de contacto entre el fluido y la pared interna del tubo, $A_i = \pi D_i L$.

Una área de referencia debe satisfacer dos condiciones.

1. Debe calcularse por técnicas o métodos directos, usando dimensiones medidas fácilmente.
2. Debe ser claramente definida por el autor (o el expositor) y claramente entendida por el lector (u oyente).

El área de referencia no necesita ser un área físicamente real; por ejemplo, es bastante razonable definir el área de referencia de un tubo rugoso como igual a el área exterior de un tubo plano teniendo un diámetro igual al diámetro exterior del extremo no rugoso del tubo y la longitud total del tubo corrugado⁽¹⁹⁾. Deben distinguirse también las áreas de referencia para coeficientes individuales [A_i , A_o , en la ec. III.2] y aquella para el coeficiente total A^* . Nuevamente, cualquier área de referencia conveniente puede usarse para A^* sujetándose a los dos requerimientos mencionados. Generalmente A^* puede llegar a ser A_i o A_o , pero no necesariamente. Una relación general para cualquier coeficiente total y su área de referencia es

$$U^* A^* = U_i A_i = U_o A_o = U_m A_m \dots \dots \dots (III.3)$$

donde A_m es el área promedio de transferencia.

En la ec. III.2, el término $\Sigma R_{pared,i}(A^*/A_{pared,i})$ puede incluir uno o más tipos diferentes de términos dependiendo de la construcción de la superficie. Algunos ejemplos son:

(a) *Pared plana lisa.*

$$R_{pared} = \frac{L_{tw}}{\lambda_{pared}} \dots \dots \dots (III.4a)$$

donde L_{tw} es el espesor de pared y λ_{pared} es la conductividad térmica media del material de pared. En este caso A_{pared} es el área de superficie total de la pared plana a través del cual el calor es conducido.

(b) Paredes planas lisas, compuesta de dos o más capas de diferentes materiales, sin resistencia de contacto entre las capas.

$$R_{pared} = \sum_j \frac{L_{tw,j}}{\lambda_{pared,j}} \dots \dots \dots (III.4b)$$

donde j se refiere a cada capa; A_{pared} es el mismo caso de (a).

(c) Pared cilíndrica lisa.

Para el caso de paredes cilíndricas, es mejor tratar el término área superficial con el término resistencia

$$R_{pared} = \frac{A'}{A_{pared}} = \frac{L_{tw}}{\lambda_{pared}} \frac{A'}{\left[\pi \times L (D_o - D_i) / \ln(D_o/D_i) \right]} \dots \dots \dots (III.4c)$$

El término en corchetes de la ec. III.4c es la definición del área media logarítmica de un cilindro de diámetro externo D_o , diámetro interno D_i y longitud L . Para casos más prácticos en intercambiadores de calor, el área media aritmética $(1/2)\pi L(D_o + D_i)$ puede ser usada con error aceptable.

(d) Paredes cilíndricas lisas compuestas de dos o más cilindros de diferentes materiales, sin resistencia de contacto en la interfase entre ellas.

$$R_{pared} = \frac{A'}{A_{pared}} = \sum_j \left[\frac{L_{tw,j}}{\lambda_{pared,j}} \times \frac{A'}{\pi \times L (D_{o,j} - D_{i,j}) / \ln(D_{o,j} - D_{i,j})} \right] \dots \dots \dots (III.4d)$$

donde j se refiere a cada uno de los cilindros. Nuevamente, en el cálculo del área media aritmética para cada cilindro puede considerarse un pequeño error.

(e) Superficies aletadas.

Las superficies aletadas son usadas cuando se desea incrementar el área de transferencia de calor en contacto con un fluido, generalmente porque el fluido tiene un coeficiente de transferencia de calor más bajo que el otro. También existe una resistencia adicional al flujo de calor debido a un medio de conducción mayor requerido.

Esta resistencia adicional puede incorporarse dentro de la ecuación de coeficiente total en alguna de estas formas:

1. Eficiencia de aleta. La resistencia adicional puede interpretarse como la reducción de la efectividad o eficiencia de la superficie aumentada y cuantificarse introduciendo un factor de eficiencia de la aleta η_f ($0 < \eta_f < 1$).

En este caso no existe un cambio en la formulación del término de resistencia de pared en la ec. III.2. Este es el método usual de resolver el problema.

2. Resistencia de aleta. La resistencia adicional puede incorporarse dentro del término de la resistencia de pared en la ec. III.2 como un término de resistencia de aleta, el cual es función de la eficiencia de aleta, la geometría de la aleta y el coeficiente de transferencia de calor del fluido en contacto con las aletas. Este tratamiento es más complejo que la eficiencia de la aleta, pero tiene la ventaja de que la resistencia de la aleta cambia muy poco con el coeficiente de transferencia de calor para una geometría de aleta dada y el metal; valores de R_{fin} pueden calcularse para configuraciones de aletas más usadas e incorporados en la ec. III.2 como una constante. La formulación de la resistencia de aleta tiene la ventaja conceptual de identificar la resistencia agregada que comienza en la aleta y no en el proceso de convección.

(f) Resistencia de contacto.

Siempre y cuando dos superficies sólidas estén en contacto mecánico, existirá cierta resistencia al flujo de calor de una capa a otra en la interfase. Para incorporar en la ec. III.2, el recíproco de la conductancia de contacto calculada se agrega a los otros términos de resistencia de pared, usando el área de contacto interfacial entre las dos superficies como A_{pared} para cada término.

III.2. Ecuación básica de diseño.

La rapidez local de transferencia se relaciona con la diferencia local de temperatura entre dos corrientes por⁽⁶⁾:

$$dQ = U^*(T_h - T_c)dA^* \dots\dots\dots(III.5)$$

Donde T_h y T_c son las temperaturas de las corrientes caliente y fría respectivamente. Los asteriscos en U y A indican que estos valores deben considerar un área consistente. La diferencial se usa aquí para enfatizar que una serie dada de valores de U^* , T_h y T_c deben ser válidas solamente en un punto en el intercambiador de calor y que en este punto una cantidad de calor dQ se transfiere a través del elemento de área A^* .

La ecuación III.5 está limitada a una operación en estado estacionario, esto es, las condiciones en cualquier punto dado en el intercambiador no cambian en función del tiempo. Aunque esta condición rara vez es verdadera, durante la operación normal de varios intercambiadores la cantidad de calor a ser transferida excede la capacidad de almacenamiento y esto es una muy buena aproximación. Algunos intercambiadores son operados al principio, en modo transiente y requieren un análisis diferente.

El problema de diseño es determinar el área total requerida en un intercambiador de calor para transferir el calor total especificado o Q_T . La ecuación III.5 puede integrarse para dar:

$$A = \int_0^{Q_T} \frac{dQ}{U(T_h - T_c)} \dots\dots\dots(III.6)$$

La evaluación del lado derecho de la ec. III.6 puede efectuarse en principio por una combinación de los cálculos de las ecuaciones de balance de calor y velocidad; para cálculos de transferencia de calor con cambio de fase, los balances de materia y la mecánica de fluidos son también esenciales. Finalmente, para cambio de fase de multicomponentes, son necesarias las relaciones detalladas del equilibrio vapor-líquido.

El esquema de cálculo requerido para evaluar la ec. III.6 depende tanto de la naturaleza del proceso de transferencia de calor como de la orientación del flujo de la dos corrientes a través del intercambiador, pero es seguro decir que raramente es factible una solución manual de la ec. III.6. Las pequeñas calculadoras programables son algo mas convenientes, especialmente para problemas resueltos frecuentemente para un diseño preliminar. En su mayor parte, la integración de la ec. III.6 está limitada a computadoras programables con programas de diseño de intercambiadores de calor que pueden ser diseñados adecuadamente por procedimientos mas complejos y exactos.

III.3. Concepto de diferencia media de temperatura.

La ec. III.6 puede integrarse analíticamente si se hace un cierto número de consideraciones. El resultado es el concepto de diferencia media de temperatura (MTD)⁽³⁵⁾.

Las consideraciones principales que se hacen son las siguientes:

1. Todo elemento de fluido que entra al intercambiador en una corriente fija tiene una misma oportunidad de encontrarse con la superficie de transferencia de calor. Esto es, que cualquier parte de la corriente es capaz de tener contacto con la superficie de intercambio de calor en su paso a través del intercambiador.
2. El intercambio de calor está en estado estacionario.
3. Los calores específicos de las corrientes individuales son constantes. Un cambio de fase isotérmica (por ejemplo, condensación de un vapor puro con caída de presión insignificante) corresponde a un calor específico infinito, el cual satisface la consideración y simplifica el resultado.
4. El coeficiente de transferencia de calor es constante.
5. Las pérdidas o el aumento de calor a o de los alrededores son insignificantes.
6. El flujo de calor longitudinal es insignificante.
7. El arreglo de flujo está siempre a contracorriente o siempre en paralelo.

Bajo estas consideraciones, la ec. III.6 puede integrarse analíticamente para dar

$$A' = \frac{Q_T}{U^* (\Delta T_{LM})} \dots\dots\dots (III.7)$$

donde

$$\Delta T_{LM} = \frac{(T_{c,ent} - T_{f,sal}) - (T_{c,sal} - T_{f,ent})}{\ln\left[\frac{(T_{c,ent} - T_{f,sal})}{(T_{c,sal} - T_{f,ent})}\right]} \dots\dots\dots (III.8)$$

para flujo a contracorriente y

$$\Delta T_{LM} = \frac{(T_{c,ent} - T_{f,ent}) - (T_{c,sal} - T_{f,sal})}{\ln\left[\frac{(T_{c,ent} - T_{f,ent})}{(T_{c,sal} - T_{f,sal})}\right]} \dots\dots\dots (III.9)$$

para flujo en paralelo, donde $T_{c,ent}$ es la temperatura de entrada del fluido caliente, $T_{c,sal}$ es la temperatura de salida del fluido caliente, $T_{f,ent}$ la temperatura de entrada del fluido frío y $T_{f,sal}$ la temperatura de salida del fluido frío.

Muchos intercambiadores de calor no operan en flujo a contracorriente puro o paralelo puro, sino en alguna combinación de los dos o en flujo cruzado. En muchos de estos casos es posible integrar de nuevo la ec. III.6 analítica o numéricamente para obtener

$$A' = \frac{Q_T}{U^* F \Delta T_{LM}} = \frac{Q_T}{U^* \Delta T_M} \dots\dots\dots (III.10)$$

donde M indica "media" o "media efectiva" como aplica a diferencia media de temperatura ΔT_{LM} es definida por la ec. III.7 y F es una función del arreglo de flujos y de los parámetros R y T :

$$R = \frac{T_{c,ent} - T_{c,sal}}{T_{f,sal} - T_{f,ent}} \dots\dots\dots (III.11)$$

y

$$P = \frac{T_{f,sal} - T_{f,ent}}{T_{c,ent} - T_{f,ent}} \dots\dots\dots (III.12)$$

Las gráficas y ecuaciones para F , R y P se presentan para una serie de los arreglos más importantes de enfriadores con aire al en el apéndice A.

Las ecuaciones anteriores, obviamente ofrecen una solución más simple de la ecuación de diseño de intercambiador de calor, que una integración numérica. Sin embargo, pueden resultar serios errores si la diferencia media de temperatura es empleada bajo condiciones donde las consideraciones no son satisfechas. Ciertas clases de intercambiadores de calor, por ejemplo rehedidores de termosifón vertical y condensadores parciales, no satisfacen las consideraciones anteriores y requieren la integración de la ecuación básica.

Capítulo IV.

Método corto para el diseño térmico de enfriadores con aire.

Aunque se han publicado varios artículos para el diseño y selección de enfriadores y condensadores con aire (apéndice B), no existe aún un método definitivo. Actualmente existen varios programas para el diseño y cálculo de rendimiento de estos equipos, entre los principales son el ACOL de H.T.F.S. (Heat Transfer and Fluid Flow Service) Thermodynamic Division, A.E.R.E.; los diagramas de flujo de este programa se muestran en el apéndice C.

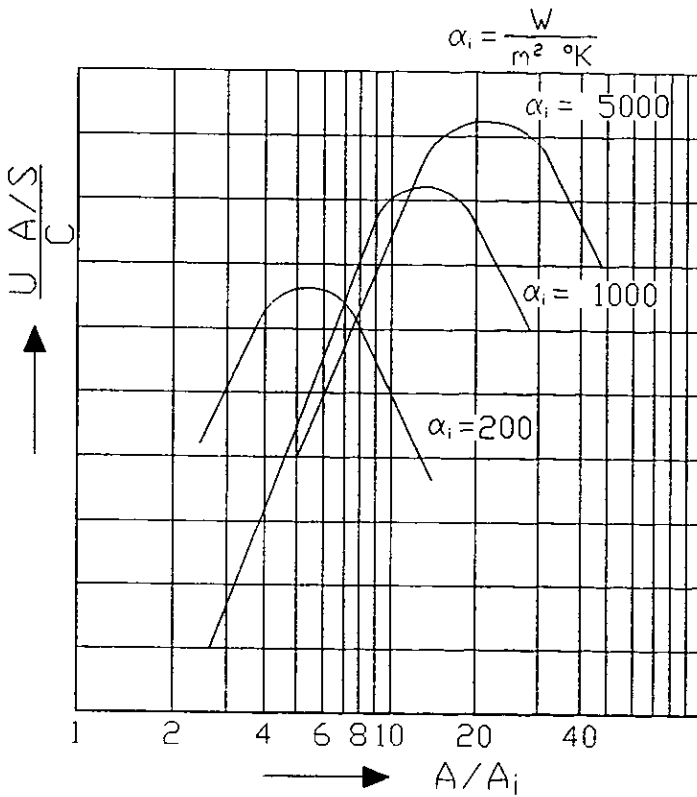
Aunque este programa se encuentra disponible comercialmente, es aún costoso por lo que algunas firmas realizan sus propios programas para el cálculo y diseño de estos equipos, tal es el caso del Instituto Mexicano del Petróleo que realizó el programa "DIMPA" (apéndice D). A continuación se presenta un método para el cálculo preliminar de la superficie de transferencia de calor y la potencia requerida del motor para un equipo utilizado en el proceso de enfriamiento o condensación de una corriente de proceso⁽²⁵⁾.

IV.1. Sistema de tubos aletados para enfriadores con aire.

Los coeficientes de transferencia de calor del aire son relativamente bajos comparados con los de las corrientes de proceso a ser enfriadas o condensadas, por lo tanto deben compensarse parcialmente por extensión de la superficie en el lado del aire. Mediante el aletamiento de los tubos, la superficie de intercambio de calor puede extenderse de 10 a 25 veces la superficie del tubo sin aletar. La extensión de la superficie es optimizada con base en consideraciones de fabricación y economía.

Un criterio para la optimización es incrementar el rendimiento específico de la transferencia de calor alcanzable por unidad de costo C , el cual primero aumenta con la extensión de la superficie incrementada A/A_i , pero disminuye después de rebasar el valor óptimo (Fig. IV.1). El valor máximo de esta función indica la extensión de superficie óptima, el cual aumenta junto con el incremento del coeficiente de transferencia de calor para el tubo.

El coeficiente de optimización $U A/S/C$ de acuerdo con la fig. IV.1, tanto A/S como U dependen del área de la superficie. El parámetro A/S , el área en contacto con el aire por metro cuadrado de superficie es simplemente un factor geométrico que puede determinarse de acuerdo al tipo de tubo aletado. La cantidad U , el coeficiente de transferencia de calor, no obstante es muy compleja. De acuerdo a la ec. IV.1, ésta depende de un gran número de parámetros además de la extensión de la superficie A/A_i .



$\frac{U A/S}{C}$ = Coeficiente de optimización.

U = Coef. total de transferencia de calor.

A = Area de referencia para el coeficiente total de transferencia de calor (U).

A_i = Area de la superficie interna de los tubos.

A/S = Area en contacto con el aire por metro cuadrado de superficie.

C = Unidad de costo.

Fig. IV.1. Extensión de superficie óptima de tubos aletados.⁽²⁵⁾

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{\eta_f \alpha_o A} + \frac{1}{\alpha_i A_i} + R_j \dots\dots\dots (IV.1)$$

donde:

α_o = valor medio del coeficiente de transferencia de calor para el aire ($W/m^2 \cdot K$). También depende de las siguientes características:

- Velocidad del aire.
- Espaciamiento entre las aletas.
- Forma geométrica de las aletas (circular, elíptica, rectangular)
- Grado de turbulencia del aire.
- Turbulencia artificial intensificada en la superficie.

η_f = Eficiencia de la aleta como se define en la ec. IV.2 y en la fig. IV.3 dependiente de:

- La geometría de la aleta (altura, espesor, forma seccional).
- El material de la aleta (coeficiente de conductividad térmica)
- El coeficiente de transferencia de calor.

α_i = Coeficiente de transferencia de calor del fluido en los tubos ($W/m^2 \cdot K$).

R_j = Resistencias a la transferencia de calor del fluido en los tubos hacia la superficie de contacto del aire ($m^2 \cdot K/W$), las cuales consisten en la resistencia de contacto entre la aleta y el tubo base, así como la suciedad en el tubo que puede ser una cantidad esencial, mientras que la resistencia de conductividad térmica de la pared del tubo y la suciedad en el aire también se presentan pero muy bajas.

A = Área de referencia para el coeficiente total de transferencia de calor U (m^2). Esta área de referencia es arbitraria y puede ser cualquier superficie real o considerada; por ejemplo, la superficie externa del tubo, el área de superficie total o una combinación de varias superficies. En consecuencia, el valor del coeficiente de transferencia de calor total U no es exacto. Esto es solamente admisible para una comparación de varios tubos aletados donde el área de referencia A en la ec. IV.1 es idéntica.

IV.1.1. Eficiencia de la aleta y distribución de la temperatura en tubos aletados.

La calidad termodinámica de un tubo aletado se expresa por la eficiencia de la aleta, la cual indica las pérdidas de calor en la aleta y se define como sigue

$$\eta_f = \frac{\text{diferencia efectiva de temperatura entre el centro de la aleta y el aire atmosférico}}{\text{diferencia de temperatura entre la base de la aleta y el aire atmosférico}}$$

$$\eta_F = \frac{\vartheta_{FM} - \vartheta_2}{\vartheta_{FF} - \vartheta_2} \dots\dots\dots(IV.2)$$

donde

ϑ_{FM} = Temperatura en el centro de la aleta.

ϑ_2 = Temperatura del aire atmosférico.

ϑ_{FF} = Temperatura en la base de la aleta.

de acuerdo a la figura IV.2. Para muchos tipos de tubos aletados no existe una solución matemática definida para η_F . La solución conocida para el caso específico de la aleta plana de espesor constante es

$$\eta_F = \frac{\tanh X}{X} \dots\dots\dots(IV.3)$$

donde

$$X = h \left(\frac{2\alpha_o}{\lambda_F \delta_F} \right)^{1/2} \dots\dots\dots(IV.4)$$

Estos factores son:

h = altura de la aleta (m).

α_o = coeficiente de transferencia de calor externo ($W/m^2 \text{ } ^\circ K$).

λ_F = Conductividad térmica del material de la aleta ($W/m \text{ } ^\circ K$); para aletas en plato galvanizadas, un valor combinado de la lámina de la aleta y la capa de zinc.

δ_F = Espesor de la aleta (m), no siempre es constante.

La figura IV.2 muestra la curva típica de temperatura a través del tubo aletado. La variación de temperatura es proporcional a la resistencia de flujo de calor.

IV.2. Rango térmico.

La obtención del rango térmico requiere primero una adaptación razonable de los medios a seleccionarse para una tarea especificada, esto implica poseer cierta experiencia de diseño. La forma, tamaño, tipo de aletamiento y material de la aleta y el tubo deben ser compatibles con el fluido a enfriar o condensar y adaptarse a sus propiedades físicas. El método para la estimación del rango es el siguiente^{(1),(2)}.

IV.2.1. Estimación del coeficiente de transferencia de calor para el tubo α_i .

Con base en la tarea especificada, una suposición inicial de valores de α_i pueden hacerse por medios de las tablas IV.1 y IV.2 o la figura IV.3.

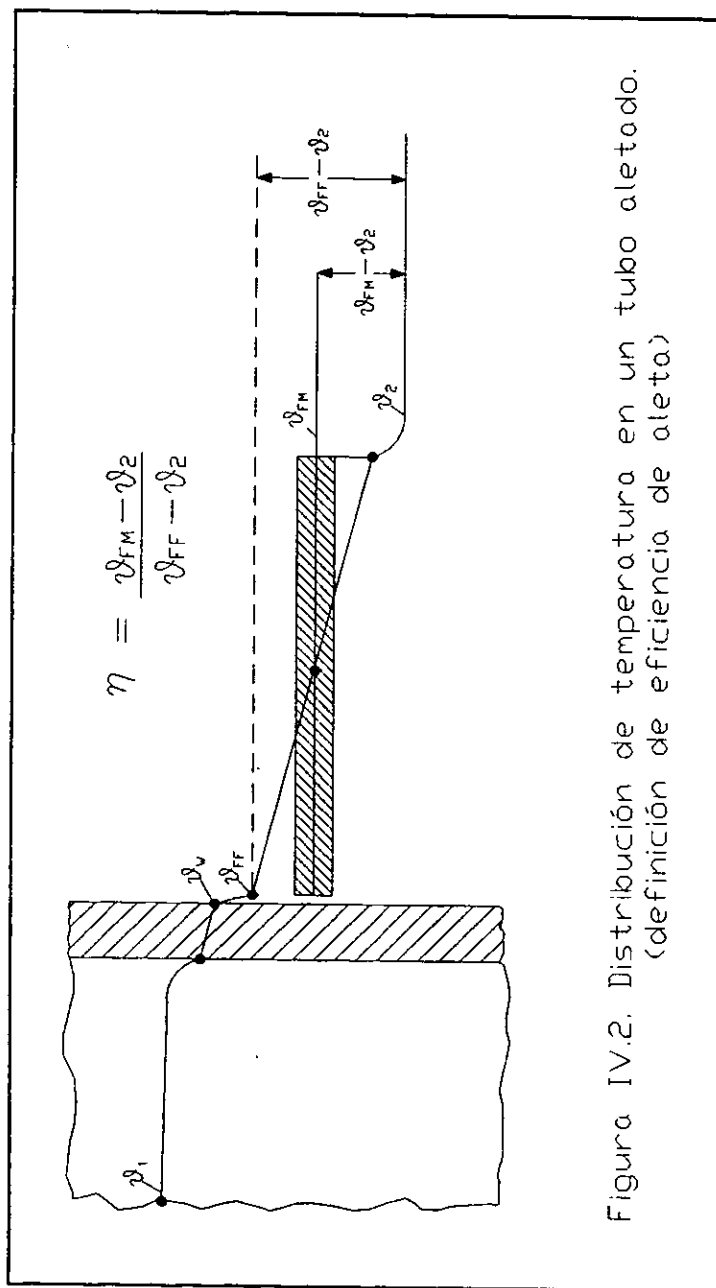


Figura IV.2. Distribución de temperatura en un tubo aletado.
(definición de eficiencia de aleta)

Tabla IV.1. Coeficientes estimados de transferencia de calor para líquidos fluyendo dentro de los tubos (velocidad del fluido 1-2 m/s).

Líquido	α_i , W/m ² °K
Agua de enfriamiento	2000-4000
Parafinas (C ₆ H ₁₄ -C ₁₁ H ₂₄)	800-1200
Benceno/tolueno	1000-1500
Metanol	1400-1700
Etanol	1100-1500
Hexanol	600-800
Octanol	400-600

Tabla IV.2. Coeficientes estimados de transferencia de calor para condensación de vapor (velocidad de flujo entre 5 - 7 m/s).

Vapor condensado	α_i , W/m ² °K
Vapor de agua.	3000-5000
Parafinas	800-1600
Benceno/tolueno	1400-1800
Etanol	1500-2000
Metanol	1600-2200
Amoniaco	2500-3000
Refrigerante R-12	1000-15000

IV.2.2. Selección de tubos aletados.

El coeficiente estimado de transferencia de calor da una primera idea de la relación de área de superficie requerida y área conveniente A/A_i , del tubo aletado seleccionado de acuerdo a la figura IV.1. Los datos térmico e hidráulico del tubo aletado seleccionado deben estar disponibles como una función de la velocidad del aire de enfriamiento u , como se muestra en la figura IV.4 o con la ecuación IV.2 donde los datos requeridos para su solución se obtienen del fabricante del tubo aletado.

IV.2.3. Selección de la velocidad del aire u .

La velocidad del aire es fijada dentro de un estrecho límite, tomando en cuenta el incremento de la caída de presión del aire con un aumento de la velocidad y debido a la baja presión de 100 a 20 Pa desarrollados por ventiladores convencionales. Esta debe estar en un rango de 2 a 4 m/s dependiendo del área, el número de hileras de tubos n_R y la temperatura necesaria y disponible del aire.

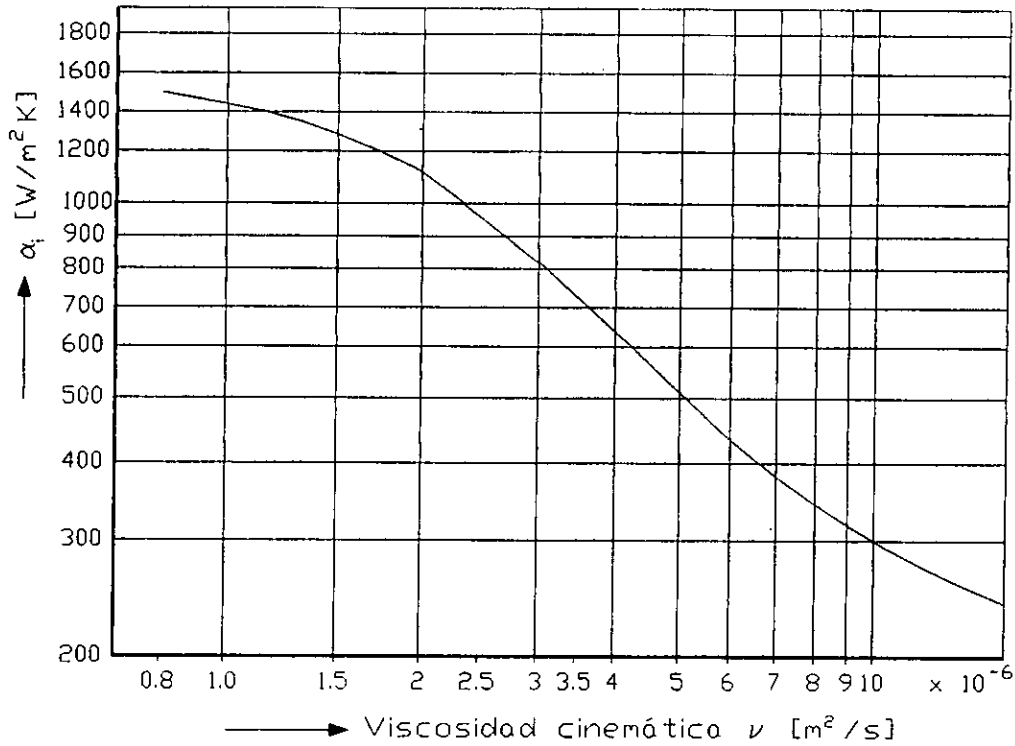


Fig. IV.3. Coeficientes medios de transferencia de calor del flujo de aceites minerales (estimados).⁽²⁵⁾

IV.2.4. Coeficiente total de transferencia de calor U .

Después de que el valor de α_i y la velocidad del aire han sido determinados, el coeficiente total de transferencia de calor para un sistema de tubos aletados seleccionado puede obtenerse de la fig. IV.4 o la ecuación IV.1. Cuando un factor de suciedad adicional r_{foul} necesita ser tomado en cuenta, el valor de servicio nuevo, $\alpha_{i\ ser}$ es primero determinado. Entonces:

$$\frac{1}{\alpha_{i\ ser}} = \frac{1}{\alpha_i} + r_{foul} \dots\dots\dots(IV.5)$$

La resistencia por suciedad r_{foul} debe tomarse de manuales apropiados de las propiedades del fluido o de la experiencia propia. En el apéndice E se muestran los factores de suciedad para varios líquidos, la suciedad para el aire no necesita tomarse en cuenta para el valor U . Aunque debido a la suciedad en el aire puede afectar relativamente el flujo de aire a través de la unidad y disminuir la diferencia efectiva de temperatura, desde luego tiene escasa influencia en el valor de U por que la velocidad de transferencia de calor en el aire es relativamente pequeño.

IV.2.5. Número de hileras de tubos n_R .

El número de hileras de tubos necesarios depende tanto de las condiciones de transferencia de calor especificados como de la eficiencia del sistema tubo-aleta seleccionado. Estos dos factores pueden expresarse por una cantidad a , la cual incluye la diferencia de temperatura entre el fluido y la entrada del aire así como el valor $U(A/S)$ del tubo aletado (Fig. IV.5).

$$a = \frac{t_{fluido,ent} - t_{aire,ent}}{U\ A/S} = \frac{\Delta\mathcal{G}_0}{U\ A/S} \dots\dots\dots(IV.6)$$

$$n_R = C_1 a^{C_2} \dots\dots\dots(IV.7)$$

donde $C_1 = 24$ para tubos aletados en arreglo de acuerdo a la fig. IV.4

$C_2 = 0.49$

$\mathcal{G}_0 =$ Diferencia de temperaturas del fluido y el aire a la entrada.

IV.2.6. Número térmico del fluido Φ_{fluido} .

Un elemento auxiliar para determinar el rango térmico es el número adimensional

$$\Phi_{fluido} = \frac{\Delta t_{fluido}}{\Delta\mathcal{G}_0} = \frac{t_{fluido,ent} - t_{fluido,sal}}{t_{fluido,ent} - t_{aire,ent}} \dots\dots\dots(IV.8)$$

Este es usado después para determinar la diferencia de temperatura media efectiva (EMTD) y el área de superficie necesaria.

Característica del tubo aletado

Tipo L.

11 FPI

$$A/A_i = 28$$

$$A/S = 27.8$$

$$D = 57 \text{ mm}$$

$$d_o = 25 \text{ mm}$$

$$d_i = 20 \text{ mm}$$

$$S = 67 \text{ mm}$$

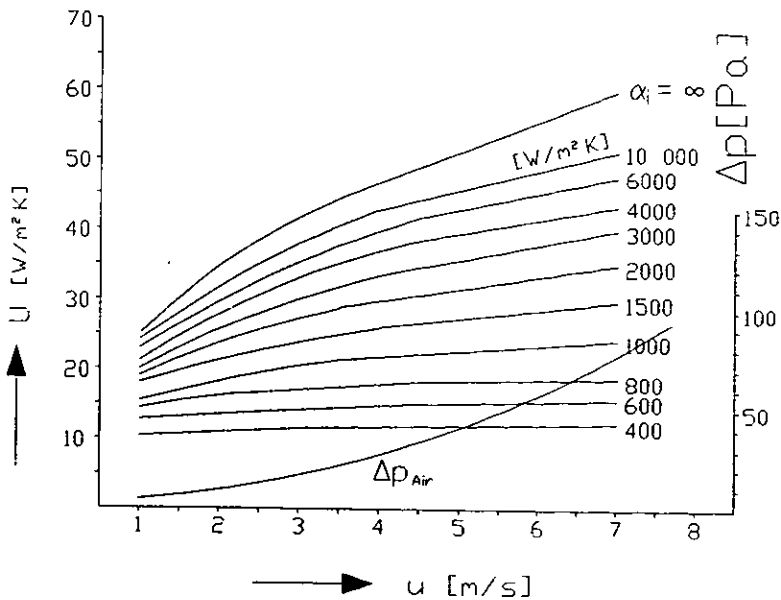
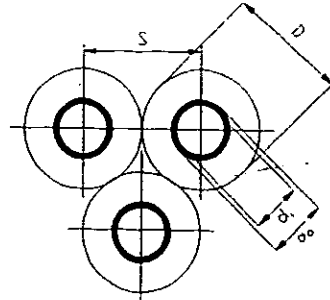


Fig. IV.4. Coeficiente total de transferencia de calor U y caída de presión ΔP_{air} como función de la velocidad del aire u .⁽²⁵⁾

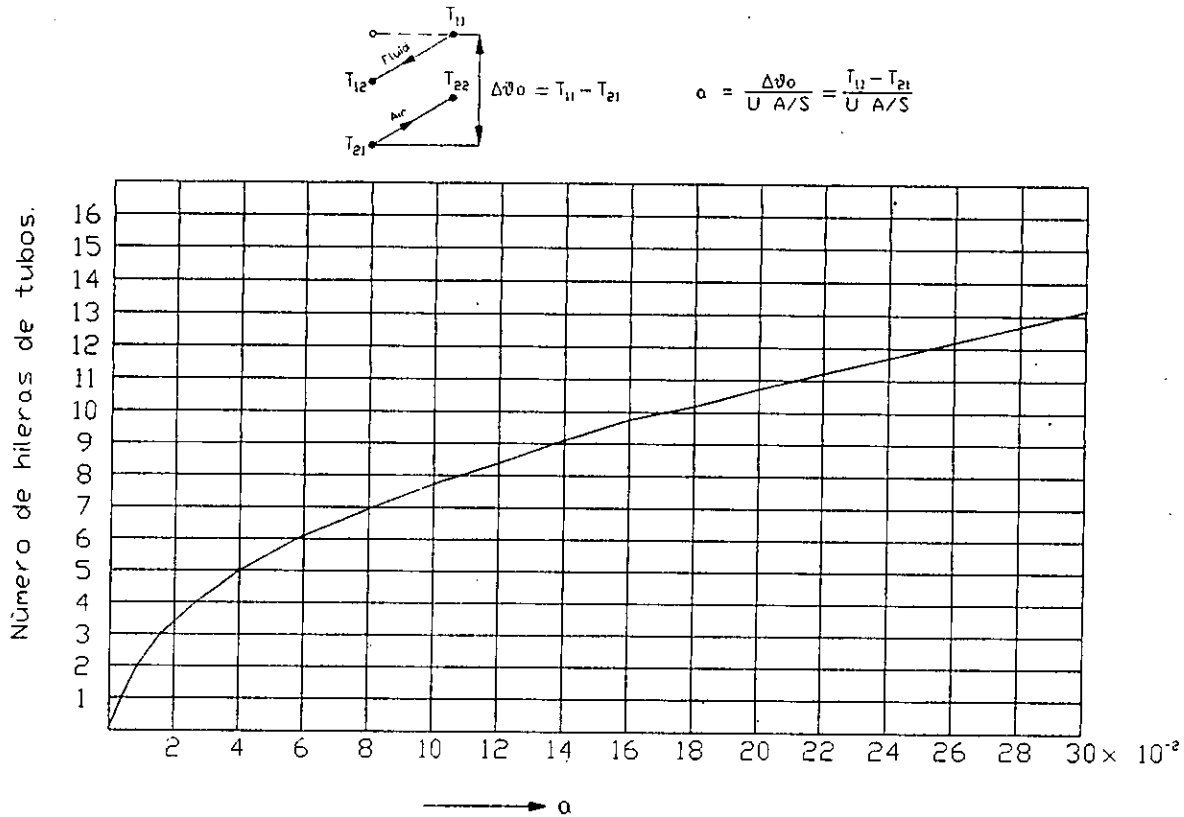


Fig.IV.5. Hileras óptimas de tubos para enfriadores con aire.⁽²⁵⁾

IV.2.7. Número de diseño del aire κ .

El número de diseño adimensional aplicable para una hilera de tubos es calculada en base a la ecuación siguiente.

$$\kappa = \frac{U \ A/S}{u \ \rho_{\text{aire}} \ C_p} \dots\dots\dots (IV.9)$$

donde C_p es el calor específico del aire a presión constante (J/Kg K).

ρ_{aire} = Densidad del aire a la temperatura de bulbo seco (Kg/m³).

u = velocidad del aire en la entrada (m/s).

A/S = Area en contacto con el aire por metro cuadrado de superficie.

IV.2.8. Número de unidades de transferencia NTU.

El número adimensional NTU (número de unidades de transferencia térmica) se obtiene del producto de número de diseño del refrigerante y el número de hileras de tubos:

$$NTU = n_R \ \kappa = \frac{\Delta t_{\text{aire}}}{EMTD} \dots\dots\dots (IV.10)$$

Para un diseño óptimo se maneja un rango de $0.8 < NTU < 1.5$. Esta cantidad representa un control para cantidades disponibles de u y n_R .

IV.2.9. Número térmico del aire Φ_{aire} .

El número adimensional $\Phi_{\text{aire}} = \Delta t_{\text{aire}} / \Delta \theta_0$ para varios tipos de flujos en los enfriadores con aire está dado en las referencias^(25,1). Para los tres principales arreglos de flujo en enfriadores con aire (1. Flujo cruzado, 2. Flujo en dos pasos y 3. Flujo en tres o mas pasos); Φ_{aire} es obtenido por las ecuaciones IV.11, IV.12 y IV.14 o de las figuras IV.6, IV.7 y IV.8. Además del NTU, las ecuaciones también contienen el número $\tau = \Delta t_{\text{fluido}} / \Delta t_{\text{aire}}$, el cuál debe estimarse primero para obtener Φ_{aire} . τ generalmente se encuentra entre 0 y 1, pero algunas veces es mayor. Para condensación isotérmica, $\Delta t_{\text{fluido}} = 0$ y $\tau = 0$, así el mismo Φ_{aire} es obtenido para todos los tipos de flujo.

Arreglo 1: Flujo cruzado.

Uno o más tubos pero solamente un paso del fluido de proceso lado a lado del haz sin retorno:

$$\Phi_{\text{aire}} = \frac{1 - \exp\left[-\tau(1 - e^{-NTU})\right]}{\tau} \dots\dots\dots (IV.11)$$

Arreglo 2: Flujo en dos pasos.

Es aquel donde existen dos pasos en el tubo y un codo de retorno, en el cuál el flujo es contrario de la dirección del flujo de aire:

$$\Phi_{\text{aire}} = \frac{1}{\tau} \left[1 - \frac{1}{1 + (1 - \varphi_0/2)(e^{2\tau\varphi_0} - 1)} \right] \dots\dots\dots (IV.12)$$

con

$$\varphi_0 = 1 - e^{-NTU/2} \dots\dots\dots (IV.13)$$

Arreglo 3. Flujo en tres o más pasos.

Cuando existen dos o más pasos por los tubos y el fluido circula en la dirección contraria del flujo de aire:

$$\Phi_{\text{aire}} = \frac{1 - e^{-(1-\tau)NTU}}{1 - \tau e^{-(1-\tau)NTU}} \dots\dots\dots (IV.14)$$

Los arreglos de flujo se seleccionan de acuerdo al volumen de fluido a enfriar o condensar y la diferencia de temperatura entre el fluido y el aire. El arreglo 1 se aplica cuando un gran volumen de fluido será enfriado o condensado o cuando se presentan bajas diferencias de temperatura. El arreglo 2 se aplica para enfriar volúmenes pequeños de líquidos y bajas diferencias de temperatura. El arreglo 3 es para corrientes a alta presión o donde las temperaturas de los dos flujos se aproximan o sobreponen.

IV.2.10. Diferencia media efectiva de temperatura EMTD.

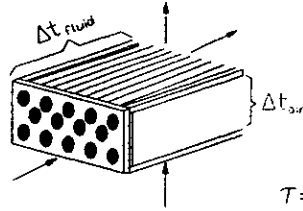
El EMTD se obtiene de la definición de NTU de acuerdo a la ecuación III.21 como sigue:

$$EMTD = \frac{\Delta t_{\text{aire}}}{NTU} = \frac{\Phi_{\text{aire}} \Delta \mathcal{G}_0}{NTU} \dots\dots\dots (IV.15)$$

Para simplificar el cálculo y evitar las suposiciones de prueba y error, las ec. IV.12 - IV.15 pueden reagruparse para obtener la expresión

$$\frac{EMTD}{\Delta \mathcal{G}_0} = \frac{\Phi_{\text{aire}}}{NTU} \dots\dots\dots (IV.16)$$

La cual puede resolverse gráficamente como una función de Δt_{huido} y NTU. Esta se muestra en las figuras IV.9, IV.10 y IV.11 para los tres arreglos.



$$\tau = \frac{\Delta t_{fluid}}{\Delta t_{air}}$$

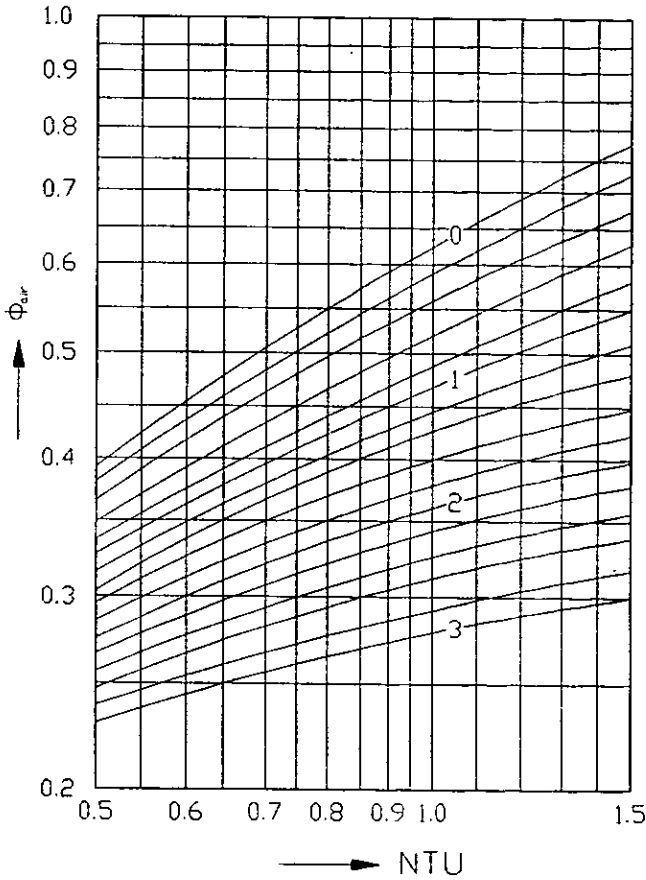


Fig. IV.6. Número térmico del refrigerante Φ_{air} para flujo cruzado.⁽²⁵⁾

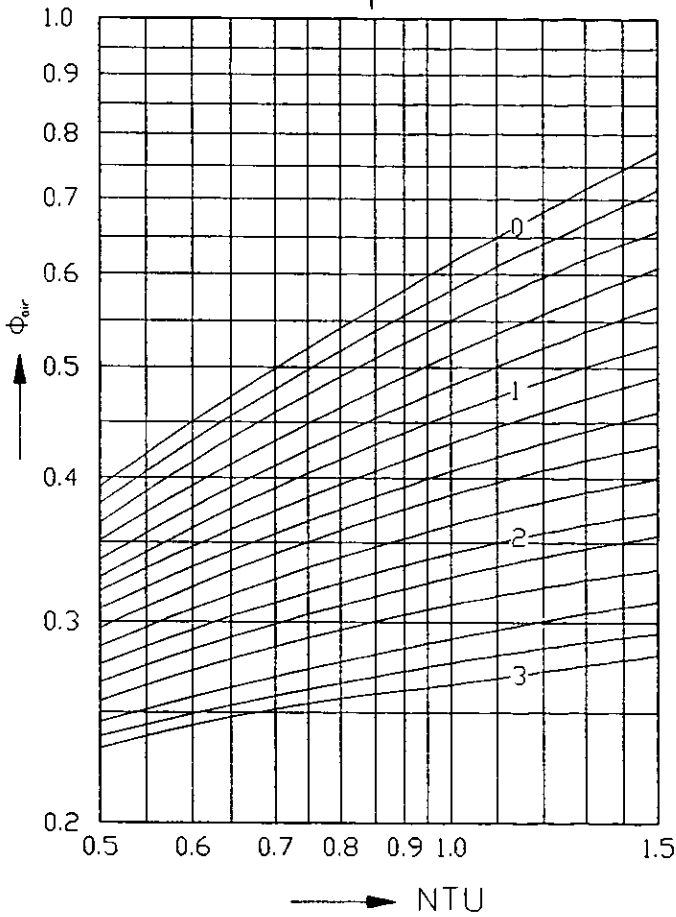
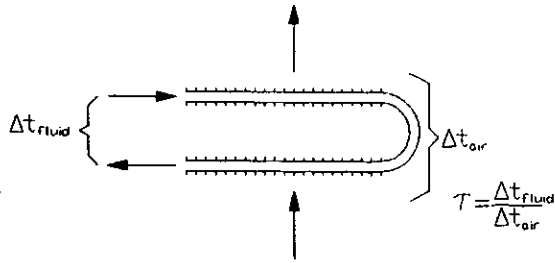


Fig. IV.7. Número térmico del refrigerante Φ_{air} para flujo en dos pasos.⁽²⁵⁾

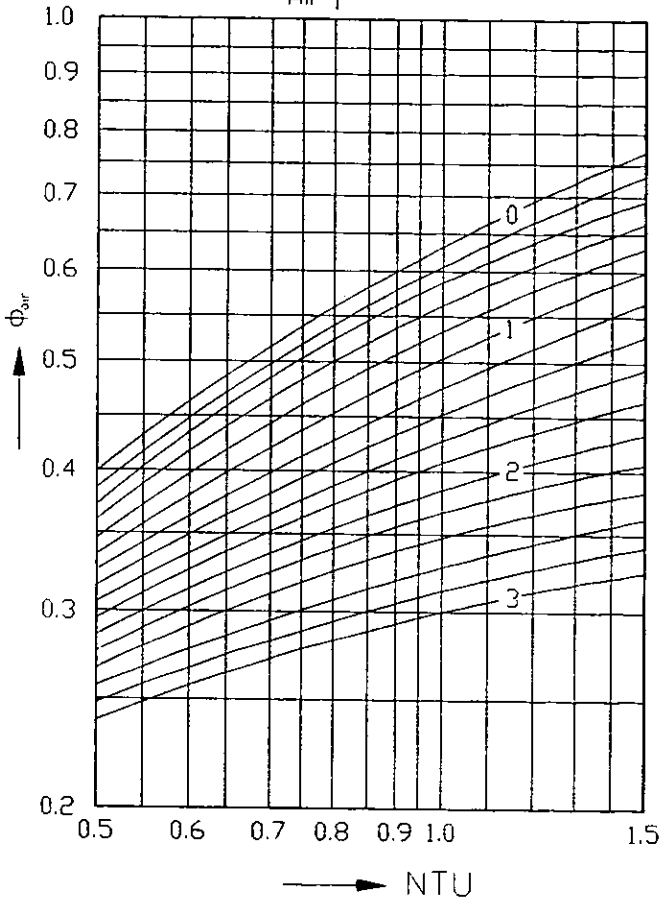
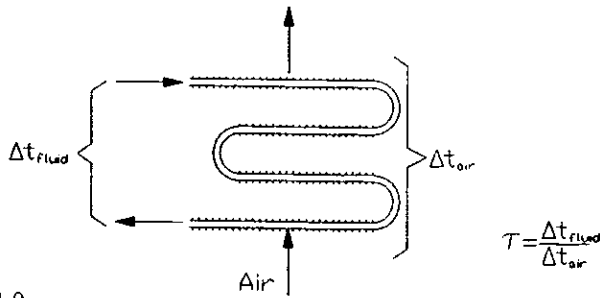


Fig. IV.8. Número térmico del refrigerante ϕ_{air} para flujo cruzado en tres o mas pasos.⁽²⁵⁾

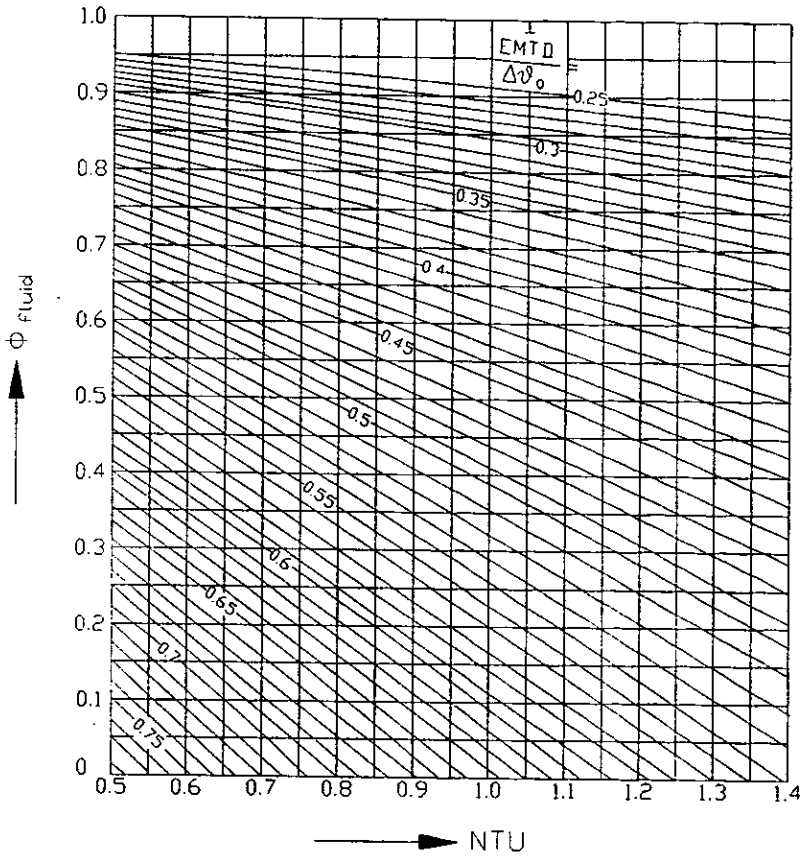
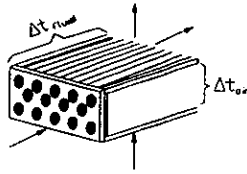


Fig. IV.9. Diferencia media efectiva de temperatura (EMTD) para flujo cruzado.⁽²⁵⁾

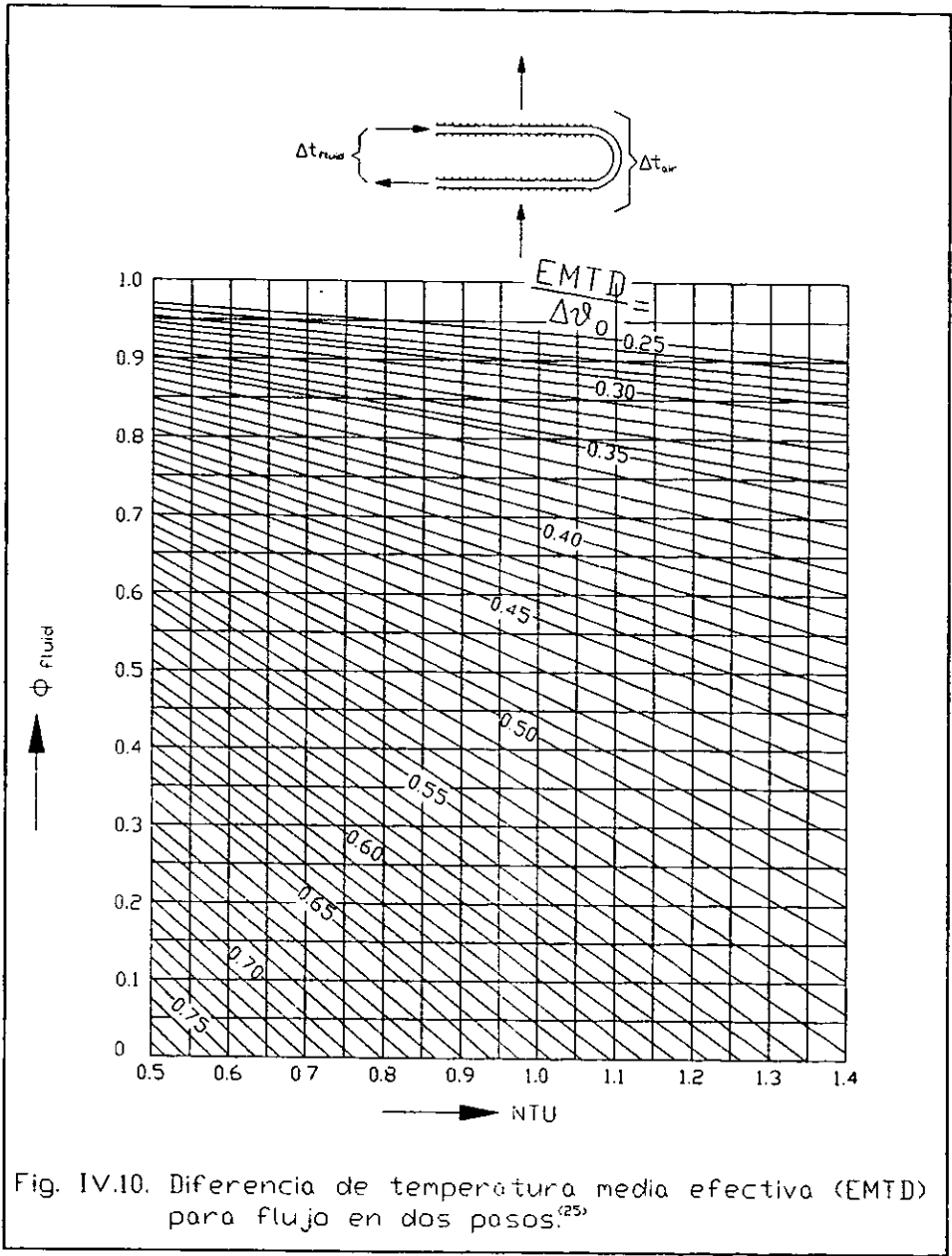


Fig. IV.10. Diferencia de temperatura media efectiva (EMTD) para flujo en dos pasos.⁽²⁵⁾

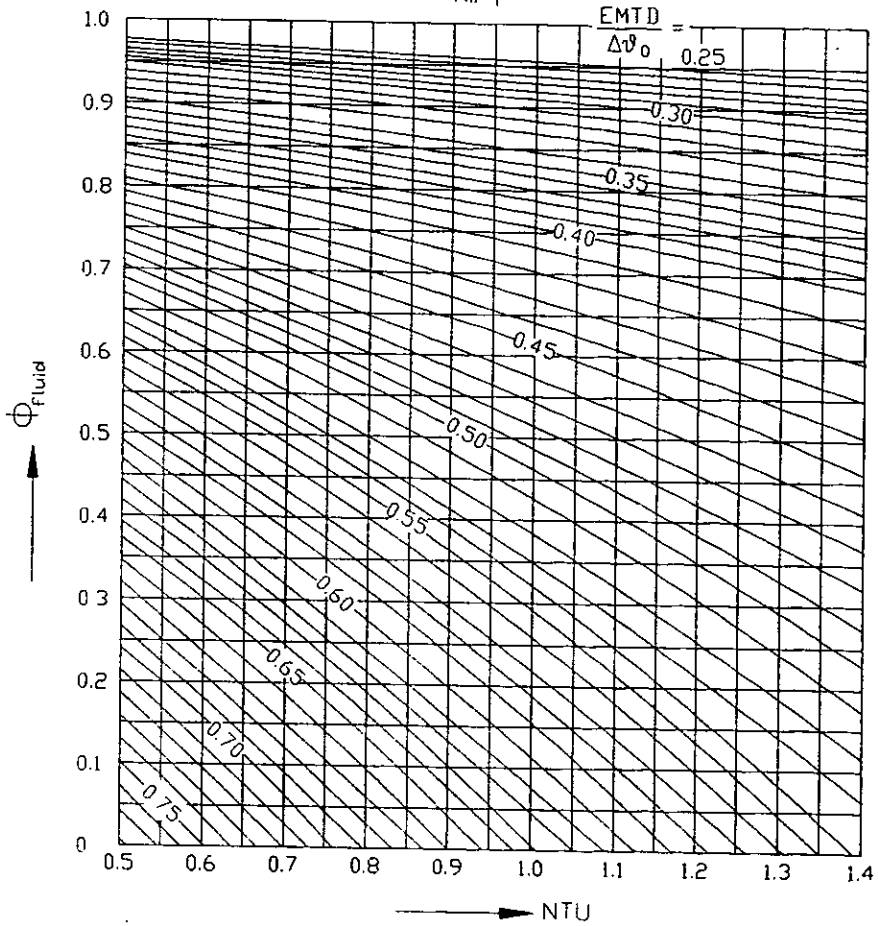
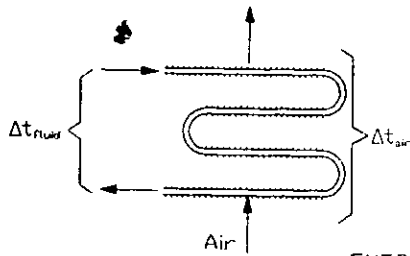


Fig. IV.11. Diferencia media efectiva de temperatura (EMTD) para flujo en tres o más pasos.⁽²⁵⁾

IV.2.11. Área de transferencia de calor A.

El área de superficie necesaria es:

$$A = \frac{Q}{U \text{ EMTD}} \dots\dots\dots(\text{IV.17})$$

en la cual Q es el calor total transferido en el enfriador.

IV.2.12. Superficie de contacto S.

El área de contacto necesaria es obtenida de la expresión siguiente:

$$S = \frac{A}{A/S \ n_R} \dots\dots\dots(\text{IV.18})$$

Donde A/S se obtiene de la figura IV.4 para un arreglo triangular y es diferente según el arreglo del haz de tubos y el tipo de aleta. Esta área de contacto se reparte en la longitud y anchura de forma que se obtengan las dimensiones del haz razonables.

IV.3. Suministro de aire por ventiladores.

IV.3.1. Selección del tamaño y tipo de ventilador.

Para suministrar aire de enfriamiento, se usan principalmente los ventiladores de flujo axial ya que pueden manejar grandes volúmenes a baja presión. Para asegurar una buena distribución del aire, la siguiente relación entre el área de contacto S y el área transversal del ventilador S_v, debe quedar como sigue:

$$1.8 < \frac{S}{S_v} < 2.6 \dots\dots\dots(\text{IV.19})$$

Generalmente los ventiladores de flujo axial están provistos de 4 a 8 aspas. Tanto el costo del ventilador como el volumen de aire suministrado están en relación directa con el incremento de velocidad y número de aspas. Cuando el volumen de aire permanece constante, las rpm pueden reducirse con un incremento del número de aspas. Esto tiene el efecto favorable de reducir el ruido y aumentar la eficiencia.

IV.3.2. Consumo de potencia de los ventiladores.

El consumo de potencia de los ventiladores de flujo axial a menudo es entre 1% a 3% de la capacidad de enfriamiento. Para una estimación razonable, se relacionan el volumen suministrado y la diferencia de presión.

$$N = \frac{V (\Delta p_{ca} + \Delta p_{dn})}{1000 \eta_v} \dots\dots\dots(\text{IV.20})$$

donde:

N = Potencia consumida, kW.

V = Volumen de aire suministrado, (m³/s).

Δp_{est} = Diferencia de presión estática (Pa).

Δp_{din} = Diferencia de presión dinámica sobre la sección transversal del ventilador (Pa) que debe obtenerse de las gráficas del ventilador o del flujo de aire y la sección transversal efectiva del ventilador S_{VE} , por lo tanto:

$$\Delta p_{din} = \left(\frac{V}{S_{VE}} \right)^2 \frac{\rho}{2} \dots\dots\dots(IV.21)$$

$$\Delta p_{din} = 40 - 60 \text{ Pa}$$

η_v = eficiencia del ventilador (generalmente, $\eta_v = 0.6 - 0.7$)

Cuando se lee la potencia del ventilador de las gráficas, debe notarse que éstas se aplican solamente para ciertas temperaturas y que la potencia debe convertirse a la temperatura del aire sobre la sección transversal del ventilador. La fig. IV.12 muestra una gráfica típica para un ventilador de flujo axial. Para reducir el trabajo de cálculo, la gráfica incluye la eficiencia del ventilador y la presión dinámica; por lo tanto, solamente se necesita la presión estática y el volumen de aire a suministrar para obtener el ángulo de las aspas en la gráfica inferior y con el valor leído ir a la gráfica superior para obtener el consumo de potencia el ventilador.

IV.3.3. Diseño del accionador del ventilador.

Los ventiladores y accionadores deben ser de bajo costo, sólidos y confiables. Por lo tanto, los ventiladores con un diámetro de hasta 1.5 m son a menudo montados directamente en el eje del motor. Cuando se usan ventiladores de diámetros mayores, las rpm del ventilador deben reducirse para evitar el aumento del ruido al incrementar la velocidad. La solución más económica para reducir la velocidad es una transmisión montada en V entre el motor y el ventilador. Los montajes en V son usados para accionadores de 30 - 40 kW de potencia. Para accionadores de mayor potencia, varios tipos de engranes de reducción son usados. Estos pueden instalarse sobre el suelo con un eje de mayor longitud o una estructura que soporte directamente al motor y ventilador.

Ya que un ventilador suministra un volumen constante de aire, es necesario un aumento en la potencia cuando existen bajas temperaturas del aire, especialmente en invierno debido al aumento de la densidad del aire.

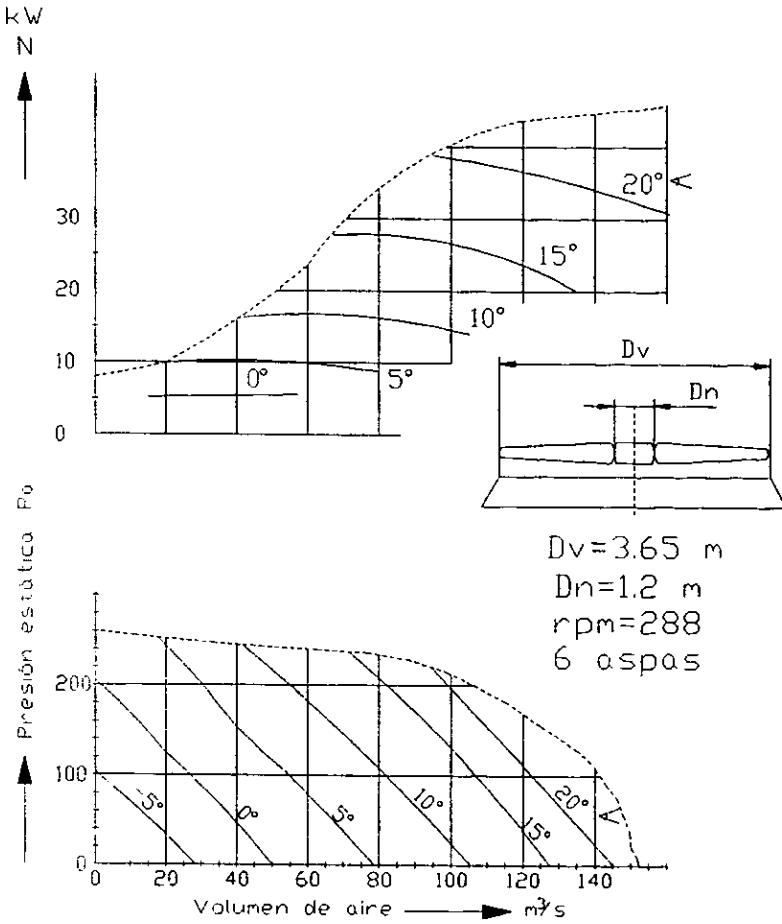


Fig. IV.12. Gráfica de un ventilador: volumen de aire, presión estática y consumo de potencia.⁽¹³⁾

Esto debe tomarse en cuenta cuando la velocidad del motor para el ventilador no es autoajutable. En este caso el motor debe tener un 25 - 30% de sobrediseño. Para ventiladores donde las aspas están ajustadas mecánicamente para operación en verano e invierno, el motor debe estar un 15% sobrediseñado.

IV.3.4. Temperatura de diseño del aire.

La temperatura de diseño del aire de enfriamiento t_{aire} es de gran importancia para el diseño del enfriador e influye en el costo de inversión, desde que la diferencia de temperatura entre el fluido y el aire a la entrada es directamente proporcional el área de superficie requerida. Debido a las variaciones sucesivas de temperatura en el aire atmosférico, una temperatura de diseño debe seleccionarse a un límite tolerable para el proceso de enfriamiento y aparecer con un bajo porcentaje en el costo de inversión. En general, esta temperatura no es la temperatura estadística máxima del aire en la localización de la planta pero a menudo la temperatura no debe exceder de un 94 - 96% del tiempo de operación anual.

Si se renuncia a la capacidad de enfriamiento total para el 4 - 6% del tiempo de operación anual restante, es posible reducir la temperatura de diseño del aire de 12 - 14 °C y el costo de inversión de 50 - 60%, por ejemplo, cuando la temperatura del producto a enfriarse es 60 °C y una gráfica de temperatura típica del aire como la mostrada en la fig. IV.13 es aplicable. Estas gráficas de temperatura anual del aire están disponibles para muchos lugares o pueden obtenerse en las estaciones meteorológicas.

Cuando exista una reducción de la capacidad de enfriamiento por una cuantas horas al año en caso de que la temperatura del fluido sea muy baja al grado de existir subenfriamiento, la capacidad puede incrementarse por humidificación del aire y entonces el proceso de enfriamiento se lleva a cabo a temperaturas de bulbo húmedo. Por ejemplo, la temperatura del bulbo húmedo del aire atmosférico a 32 °C es aproximadamente 20 - 24 °C dependiendo de la humedad relativa. La humidificación del aire debe practicarse durante períodos cortos solamente y debe ser en casos especiales, de otro modo se pueden presentar problemas como corrosión y depósitos en las aletas

IV.3.5. Operación económica y control del flujo de aire.

Debido a las variaciones en la temperatura del aire atmosférico, un ventilador sin control apropiado llega a suministrar una mayor cantidad de aire de la necesaria y esto sobre todo en invierno presenta el problema de subenfriamiento del fluido. En consecuencia, el consumo de potencia del ventilador para un flujo total de aire es en gran parte innecesario.

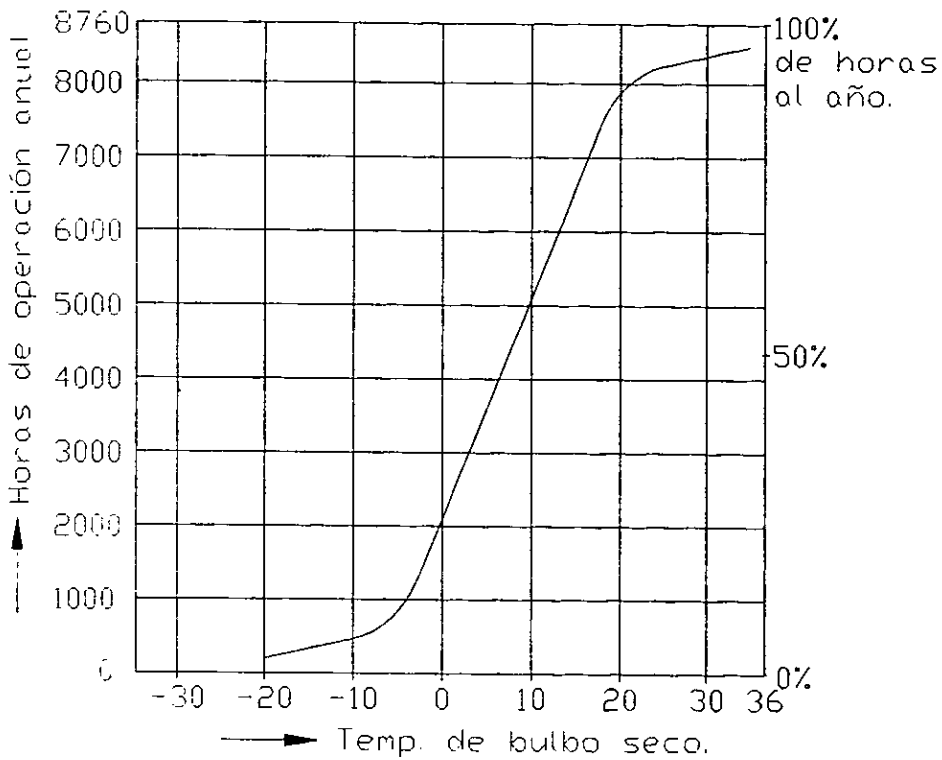


Fig. IV.13. Distribución de temperatura del aire de salida.⁽¹³⁾

Para adaptar el volumen de aire a las necesidades nuevas, puede ahorrarse potencia reduciendo hasta una tercera parte el volumen del aire. El volumen de aire puede reducirse mediante las siguientes formas:

1. El paro individual de los ventiladores (válido solamente cuando más de tres ventiladores son instalados).
2. Regulación del motor por cambio del número de polos (procedimiento de regulación que permite obtener al menos 2 velocidades con un motor polifásico haciendo variar el número de polos). Reduciendo de esta manera las rpm a dos terceras partes, la potencia puede reducirse aproximadamente un 70%.
3. Autoajustes de las aspas (en estos ventiladores se ajustan automáticamente la separación en respuesta a la temperatura de salida del fluido).

El ahorro anual de energía se obtiene por estas tres formas y dependen de la diferencia entre las temperaturas de diseño del aire y el fluido y del número de ventiladores instalados. La cantidad de energía ahorrada varía en cada caso específico y debe investigarse en forma independiente. Es posible obtener ahorros de 20 - 80% de energía.

IV.4. Casos especiales de enfriadores con aire.

IV.4.1. Potencia sónica y presión sónica.

El nivel de potencia sónica es el sonido total emitido por un sistema al ambiente y el nivel de presión sónica es el nivel de ruido recibido en una determinada distancia del origen de este. La potencia sónica emitida al ambiente por los enfriadores con aire se origina casi en su totalidad en los ventiladores y motores. El ruido se origina por interrupciones del flujo continuo de aire y por la turbulencia resultantes del número de aspas y las rpm. Todas las medidas buscan reducir el vórtice turbulento dentro de un rango que ayude a disminuir el ruido y aumente la eficacia del ventilador. Esto se aplica principalmente a la entrada del aire.

La ecuación aproximada para la potencia sónica es:

$$L_w = c + 30 \log w + 10 \log \frac{\Delta p_{est} V}{1000} - 5 \log D \dots \dots \dots (IV.22)$$

donde

c = nivel básico específico; 44 dB para diseño normal, 37 dB para diseño con ruido bajo.

w = velocidad de diseño del aire (m/s).

Δp_{est} = presión estática (Pa).

V = Volumen de aire suministrado (m³/s).

D = Diámetro del ventilador (m).

Si n ventiladores idénticos son instalados en una planta, el ruido total es obtenido por la expresión

$$(L_w)_n = L_w + 10 \log n \dots\dots\dots (IV.23)$$

El nivel de presión sónica a la distancia R (m) del ventilador es aproximadamente

$$L_p = L_w - 10 \log 2\pi * R^2 \dots\dots\dots (IV.24)$$

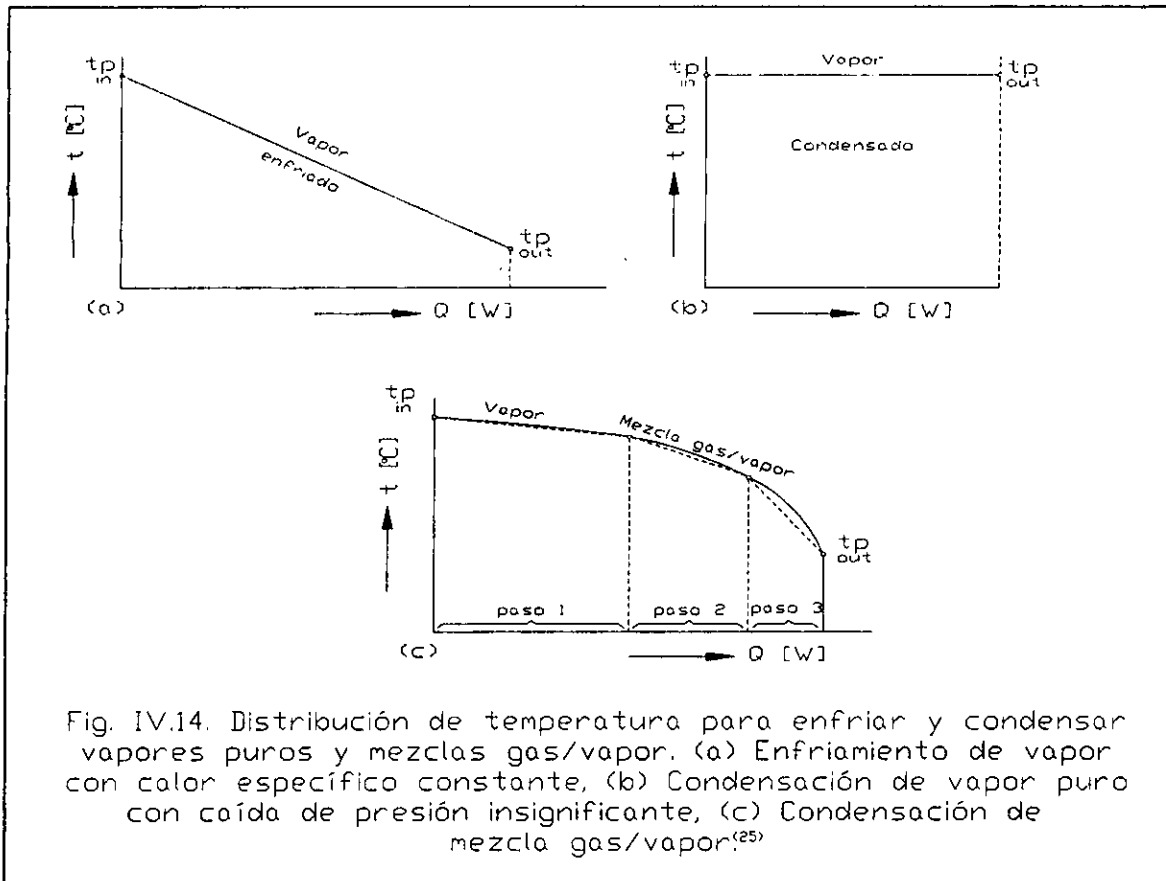
Una predicción válida de la potencia sónica de los motores eléctricos y transmisiones no es posible. La potencia sónica en estas unidades es cercana a los siguientes valores:

Motores eléctricos	Menores de 50 kW	60 - 70 dB
	50 - 100 kW	70 - 80 dB
Bandas en V.	20 - 40 kW	60 - 65 dB
Cajas de transmisión	40 - 60 kW	70 - 80 dB
	60 - 100 kW	80 - 100 dB

Con un gran número de pequeños ventiladores y motores, la potencia de sonido incrementada debe tomarse en cuenta siempre aplicando la ec. IV.24. Esto resultará en un impacto adicional considerable en el ambiente.

IV.4.2. Cuando son enfriadas o condensadas mezclas gas-vapor, el EMTD no puede determinarse como se indica en la sección IV.2.16 donde la determinación de la EMTD está basada en una gráfica lineal de temperatura trazada junto con el calor total (gráfica t-Q). Esto se aplica solamente para enfriar y/o condensar fluidos puros (fig. IV.14 (a) y (b)). Para mezclas gas-vapor con gráficas curvadas temperatura-calor total similares a la fig. IV.14 (c), el EMTD y la superficie de intercambio debe calcularse en varios pasos después de que la curva t-Q ha sido linealizada. Debido a la variación de valores α_i en las secciones individuales, la cuál disminuye incrementando la temperatura (aumento del contenido de gas), la siguiente expresión debe usarse:

$$A_{wr} = \sum_{i=1}^j A_i = \sum_{i=1}^j \left(\frac{Q}{U \text{ EMTD}} \right) \dots\dots\dots (IV.25)$$



Ejemplo.

Se desea enfriar 500 m³/h de agua de enfriamiento de 55 a 45 °C utilizando un enfriador con aire cuya temperatura es de 25 °C. Los datos del equipo son los siguientes:

- Cuatro haces de tubos cada uno de 10 m de largo por 2.2 m de ancho.
- Dimensiones del enfriador: 11 m × 9.2 m.
- Número de tubos por haz: $n_{TB} = 128$.
- Número de tubos por paso: $n_P = 256$.

Determinar el calor transferido, superficie de intercambio de calor y potencia de los ventiladores.

Datos.

Fluido Caliente.

Aire atmosférico.

Flujo = 500 m³/h.

Tamb = 25 °C

Tent = 55 °C.

Tsal = 45 °C

Tmed = 50 °C

$\delta_{Tmed} = 998.2 \text{ Kg/m}^3$

$CP_{Tmed} = 4186.2 \text{ J/Kg } ^\circ\text{C}$

- Flujo másico del fluido caliente.

$$m = 500 \frac{\text{m}^3}{\text{hr}} \left(\frac{998.2 \text{ Kg}}{1 \text{ m}^3} \right) \left(\frac{1 \text{ hr}}{3600 \text{ s}} \right) = 138.639 \text{ Kg/s}$$

$$Q = 138.639 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} \left(4186.2 \frac{\text{J}}{\text{Kg}^\circ\text{C}} \right) 10^\circ\text{C} = 5.8 \times 10^6 \text{ W}$$

- Velocidad seleccionada del aire.

$$u = 3 \text{ m/s}$$

(Fig. IV.4) ΔP aire = 18 Pa.

- Calculo del coeficiente parcial de transferencia de calor.

(Tabla IV.1) $\alpha_i = 4000 \text{ W/m}^2 \text{ K}$

(Apéndice B) Coef. sucio $r_{suc} = 0.0001 \text{ m}^2 \text{ K/W}$

(Ec. IV.5)

$$\frac{1}{\alpha_{ser}} = \frac{1}{\alpha_i} + r_{suc} = \frac{1}{4000} + 0.0001 = 3.5 \times 10^{-4}$$

$$\alpha_{ser} = 2857.14 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

- Coeficiente total de transferencia de calor.

(Fig. IV.4) $U = 33 \text{ W/m}^2\text{K}$

- Número de hileras de tubos.

(Ec. IV.6) $a = \frac{T_{ent} - T_{aire}}{U A/S} = \frac{55 - 25}{33 \times 27.8} = 0.0327$

$A/S = 27.8$ (Fig. IV.4)

(Ec. IV.7) $n_R = C_1 a^{C_2} = 24 \times 0.0327^{0.49} = 4.49 \approx 5 \text{ hileras}$

- Número térmico del fluido.

(Ec. IV.8) $\phi_{fluido} = \frac{\Delta T_{fluido}}{\Delta \theta_o} = \frac{T_{ent} - T_{sal}}{T_{ent} - T_{aire}} = \frac{55 - 45}{55 - 25} = 0.333$

- Número de diseño del refrigerante.

(Ec. IV.9) $\kappa = \frac{U A/S}{u \rho C_p} = \frac{33 \times 27.8}{3 \times 1.25 \times 1046} = 0.2339$

$\rho_{aire} = 1.25 \text{ Kg/m}^3$

$C_{p_{aire}} = 1046 \text{ J/Kg K}$

- Número de unidades de transferencia.

(Ec. IV.10) $NTU = n_R \kappa = \frac{\Delta T_{aire}}{EMTD} = 5 \times 0.2339 = 1.1695$

Como la diferencia de temperatura es baja se selecciona un equipo de 2 pasos.

(Fig. IV.10) $\frac{EMTD}{\Delta \theta_o} = 0.505$

$EMTD = 0.505 \Delta \theta_o = 0.505(55 - 25) = 15.15 \text{ } ^\circ\text{C}$

-Número térmico del refrigerante.

(Ec. IV.16) $\frac{EMTD}{\Delta \theta_o} = \frac{\phi_{aire}}{NTU} \Rightarrow \phi_{aire} = \frac{NTU \cdot EMTD}{\Delta \theta_o} = \frac{1.1695 \times 15.15}{55 - 45} = \frac{1.1695 \times 15.15}{55 - 45}$

$\phi_{aire} = 0.590547$

- Área de transferencia de calor.

$$(Ec. IV.17) A = \frac{Q}{U EMTD} = \frac{5.8 \times 10^6 W}{33 \frac{W}{m^2 K} \times 15.15 K} = 11610.5 \text{ m}^2$$

- Superficie de transferencia de calor.

$$(Ec. IV.18) S = \frac{A}{A/S n_R} = \frac{11610.5}{27.8 \times 5} = 83.53 \text{ m}^2$$

- Cálculo de la velocidad del fluido en los tubos.

$$v_{\text{fluido}} = \frac{m}{\delta_{\text{fluido}} n_p d_i^2 \pi / 4} = \frac{138.639}{998.2 \times 256 \times 0.02^2 \times \pi / 4} = 1.727 \text{ m/s}$$

Como el coeficiente estimado de transferencia de calor α_i fue seleccionado de la tabla IV.1 para una velocidad del fluido de 1-2 m/s, el coeficiente individual de transferencia de calor seleccionado es el correcto, en caso contrario se estima un nuevo valor del coeficiente de transferencia de calor hasta que la velocidad se encuentre dentro del rango indicado.

- Volumen de aire requerido.

$$\Delta T_{\text{aire}} = NTU EMTD = 1.1695 \times 15.15 = 17.72 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_{\text{sal aire}} = \Delta T_{\text{aire}} + T_{\text{amb}} = 17.72 + 25 = 42.72 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$V_{\text{aire}} = (Sv) \frac{273 + T_{\text{amb}} + \Delta T_{\text{aire}}}{273 + T_{\text{amb}}} = (83.53 \text{ m}^2 \times 3 \text{ m/s}) \frac{273 + 25 + 17.72}{273 + 25}$$

$$V_{\text{aire}} = 265.49 \text{ m}^3/\text{s}$$

Se seleccionan 4 ventiladores de 70 m³/s de capacidad cada uno.

$$(Fig. IV.12) D_v = 3.65 \text{ m}$$

$$D_N = 1.20 \text{ m}$$

$$\text{rpm} = 288$$

- Pérdida de presión estática.

$$\text{Haces de enfriador} = 4 \times 18 = 72 \text{ Pa}$$

$$\underline{\text{Pérdida estimada a la entrada} = 26 \text{ Pa}}$$

$$\Delta P_{\text{est}} = 98 \text{ Pa}$$

- Consumo de potencia.

(Fig. IV.12) Ángulo de aspas = 7.5°

$$N = 12 \text{ Kw}$$

(Ec. IV.21 y IV.20)

$$\Delta P_{dn} = \left(\frac{V}{S_{VE}} \right)^2 \frac{\delta}{2} = \left(\frac{70}{\pi/4 \times 3.65^2} \right)^2 \frac{1.25}{2} = 27.972$$

$$N = \frac{V(\Delta P_{est} - \Delta P_{dn})}{1000\eta} = \frac{70(98 - 27.972)}{1000(0.6)} = 8.2 \text{ Kw}$$

- Nivel de presión sónica.

(Ec. IV.22)

$$L_w = c + 30 \log W + 10 \log \frac{\Delta P_{est} V}{1000} - 5 \log D$$

$$L_w = 44 + 30 \log 55 + 10 \log \frac{98 \times 70}{1000} - 5 \log 3.65$$

$$L_{wn} = 101.763 \text{ dB}$$

Con los cuatro ventiladores.

(Ec. IV.24) $L_{wn} = L_w + 10 \log n = 101.763 + 10 \log 4$

$$L_{wn} = 107.783 \text{ dB}$$

- Presión sónica a 300 m.

(Ec. IV.23) $L_p = L_{wn} - 10 \log (2\pi R^2) = 107.783 - 10 \log (2\pi \times 300^2)$

$$L_p = 50.26 \text{ dB}$$

En el siguiente capítulo se muestra el procedimiento de cálculo de la caída de presión para el fluido en los tubos, este método de cálculo se encuentra integrado en el programa ACOL, pero solo se aplica para un equipo en el que se conocen los datos de sus cabezales, boquillas de entrada y salida, etc.; por lo tanto, se hará un cálculo preliminar de la caída de presión en los tubos⁽¹⁸⁾.

DATOS.

Enfriador.
 $N_T = 256$ tubos.
 $L = 10 \text{ m} = 32.808 \text{ ft.}$
 $Di = 20 \text{ mm} = 65.616 \times 10^{-3} \text{ ft}$

Fluido (agua)
Flujo = $500 \text{ m}^3/\text{h}$
 $T_m = 50^\circ \text{C}$
 $\rho_{Tm} = 998.2 \text{ Kg/m}^3$
 $\mu_{Tm} = 0.58 \text{ cp}$
 $s = 1.0$

$$w = 500 \frac{m^3}{h} \left(\frac{998.2 \text{ Kg}}{m^3} \right) \left(\frac{2.205 \text{ lb}}{\text{Kg}} \right) = 1100515.5 \text{ lb/h}$$

$$a' = \frac{\pi}{4} d_i^2 = \frac{\pi}{4} (20 \times 10^{-3})^2 = 314.159 \times 10^{-6} m^2 \left(\frac{1550 \text{ plg}^2}{m^2} \right) = 0.4869 \text{ plg}^2$$

$$a_i = \frac{N_T a_i}{144n} = \frac{256(0.4869)}{144 \times 2} = 0.4328 \text{ ft}^2$$

$$G_T = \frac{w}{a_T} = \frac{1100515.5}{0.4328} = 2542780.73 \text{ lb/h} \cdot \text{ft}^2$$

$$D_i = 20 \text{ mm} \left(\frac{\text{plg}}{25.4 \text{ mm}} \right) \left(\frac{\text{ft}}{12 \text{ plg}} \right) = 65.616 \times 10^{-3} \text{ ft}$$

$$Re = \frac{D_i G_T}{2.42 \mu} = \frac{65.616 \times 10^{-3} (2542780.73)}{2.42 \times 0.58} = 118870.83$$

Con el numero de Reynolds, de la fig. 26, pg 941 de Kern(18) se tiene el factor de fricción.

$f = 0.00014$ para tubos de intercambiador.

$s = 1.0$

$$\Delta P_T = \frac{f G_T^2 L n}{5.22 \times 10^{10} D_i s \mu} = \frac{0.00014 (2542780.73)^2 (32.808)(2)}{5.22 \times 10^{10} (65.616 \times 10^{-3})(1)(2.42 \times 0.58)} = 12.354 \frac{\text{lb}}{\text{plg}^2}$$

$$\Delta P_T = 12.354 \frac{\text{lb}}{\text{plg}^2} \left(\frac{0.454 \text{ Kg}}{\text{lb}} \right) \left(\frac{\text{plg}}{2.54 \text{ cm}} \right)^2 = 0.869 \text{ Kg/cm}^2$$

Donde:

a' = área de flujo por tubo (plg.²)

a_i = área de flujo (pies²)

D_i = diámetro interno de los tubos (pies)

d_i = diámetro interno de los tubos (plg..)

f = factor de fricción

G_T = Masa velocidad (lb/h pie²)

L = Longitud del tubo (pies)

N_T = Número de tubos

n = Número de pasos en los tubos.

ΔP_T = Caída de presión en los tubos (lb/plg.²)

Re = Número de Reynolds.

s = Gravedad específica.

w = Flujo másico (lb/h)

μ = viscosidad, (cp)

ρ = densidad (Kg/m³)

PROGRAM ENFRIADORES_CON_AIRE

IMPLICIT NONE

! DECLARACION DE VARIABLES

REAL(KIND=8)::FV,TE,TS,DMF,CCF,TA,V,DPAIR,ALFA,RF,U,M,Q,ALFAI,ALFIS,AS,A,NR
 REAL(KIND=8)::NHT,FL,DENAIR,CCA,K,NTU,DT,DVO,SIGMA,EMTD,FIAIR,AREA,S,NP,DI,VRF
 REAL(KIND=8)::DINT,DTAIR,TSA,VAIR,NVENT,CAP,Dext,DN,RPM,HAZ,PPE,DPE,EF,DPD,N
 REAL(KIND=8)::C,W,NPS,NPST,DIST,RUIDO

```
PRINT*,'#####'
PRINT*,#
PRINT*,#                U.N.A.M.
PRINT*,#                F.E.S.-CUAUTTLAN
PRINT*,#
PRINT*,#                CALCULO PRELIMINAR DE ENFRIADORES CON AIRE
PRINT*,#
PRINT*,#                ELABORA: MONTOYA SOTO JUAN
PRINT*,#
PRINT*,#                ASESOR : M.C. VAZQUEZ COUTIÑO GUILLERMO ARNULFO
PRINT*,'#####'
```

!DEFINICION DE VARIABLES

!A = NUMERO TEORICO DE HILERAS DE TUBOS
 !ALFA = COEFICIENTE ESTIMADO DE TRANSFERENCIA DE CALOR (Wm^2/K)
 !ALFIS = COEFICIENTE DE SERVICIO DE TRANSF. DE CALOR (Wm^2/K)
 !AREA = AREA DE TRANSFERENCIA DE CALOR (m^2)
 !AS = RELACION (A/S) DEL EQUIPO
 !C = NIVEL BASICO ESPECIFICO DE RUIDO
 !CCA = CAPACIDAD CALORIFICA DEL AIRE ($J/Kg^{\circ}C$)
 !CCF = CAPACIDAD CALORIFICA DEL FLUIDO ($J/Kg^{\circ}C$)
 !DENAIRE = DENSIDAD DEL AIRE (Kg/m^3)
 !DI = DIAMETRO INTERNO DE LOS TUBO
 !DINT = DIAMETRO INTERNO DE LOS TUBOS (mm)
 !DIST = DISTANCIA DE ALEJAMIENTO DE LOS VENTILADORES (m)
 !DMF = DENSIDAD MEDIA DEL FLUIDO (Kg/m^3)
 !DN = DIAMETRO DEL EJE DEL VENTILADOR (m)
 !DPAIR = DIFERENCIA DE PRESION DEL AIRE POR HAZ (Pa)
 !DPD = DIFERENCIA DE PRESION DINAMICA (Pa)
 !DPE = DIFERENCIA DE PRESION ESTATICA (Pa)
 !DT = PERDIDA DE TEMPERATURA DEL FLUIDO ($^{\circ}C$)
 !DTAIRE = AUMENTO DE TEMPERATURA DEL AIRE ($^{\circ}C$)
 !DV = DIAMETRO EXTERNO DEL VENTILADOR (m)
 !EF = EFICIENCIA DEL MOTOR
 !EMTD = DIFERENCIA TERMICA MEDIA EFECTIVA
 !FI = NUMERO TERMICO DEL FLUIDO
 !FIAIR = NUMERO TERMICO DEL REFRIGERANTE
 !FV = FLUJO VOLUMETRICO DEL FLUIDO (m^3/h)
 !HAZ = NUMERO DE HACES DE TUBOS
 !K = NUMERO DE DISEÑO DEL REFRIGERANTE
 !M = FLUJO MASICO DEL FLUIDO (Kg/s)
 !N = POTENCIA TOTAL DEL MOTOR (kW)
 !NHT = NUMERO REAL DE HILERAS DE TUBOS
 !RPM = REVOLUCIONES POR MINUTO DEL VENTILADOR
 !NPS = NIVEL DE PRESION SONICA (dB)
 !NPST = NIVEL DE PRESION SONICA TOTAL (dB)

!TE = TEMPERATURA DE ENTRADA DEL FLUIDO (°C)
 !TS = TEMPERATURA DE SALIDA DEL FLUIDO (°C)
 !NVENT = NUMERO DE VENTILADORES
 !U = COEFICIENTE TOTAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR (Wm²/K)
 !PPE = PERDIDA DE PRESION DEL AIRE ESTIMADA A LA ENTRADA (Pa)
 !Q = CALOR INTERCAMBIADO (W)
 !V = VELOCIDAD SELECCIONADA DEL AIRE (m/s)
 !VRF = VELOCIDAD REAL DEL FLUIDO (m/s)
 !W = VELOCIDAD DE ENTRADA DEL AIRE (m/s)

PRINT*,'ENTRADA DE DATOS'
 PRINT*,'INDICAR EL FLUJO VOLUMETRICO DE FLUIDO A ENFRIAR (m³/h): '
 READ*,FV
 PRINT*,'TEMPERATURA DE ENTRADA DEL FLUIDO A ENFRIAR (°C): '
 READ*,TE
 PRINT*,'TEMPERATURA DE SALIDA DEL FLUIDO A ENFRIAR (°C): '
 READ*,TS
 PRINT*,'DENSIDAD MEDIA DEL FLUIDO A ENFRIAR (Kg/m³): '
 READ*,DMF
 PRINT*,'CAPACIDAD CALORIFICA DEL FLUIDO A ENFRIAR (J/Kg°C): '
 READ*,CCF
 PRINT*,'TEMPERATURA DEL AIRE (°C): '
 READ*,TA
 PRINT*,'VELOCIDAD SELECCIONADA DEL AIRE (m/s): '
 READ*,V
 PRINT*,'CON LA VELOCIDAD DEL AIRE SELECCIONADA DE LA FIG. IV.4.'
 PRINT*,'INDICAR LA CAIDA DE PRESION (Pa): '
 READ*,DPAIR
 30 PRINT*,'DE LA TABLA IV.1 INDICAR EL COEFICIENTE ESTIMADO DE'
 PRINT*,'TRANSFERENCIA DE CALOR: '
 READ*,ALFA
 PRINT*,'DEL APENDICE E INDICAR EL COEFICIENTE DE SUCIEDAD: '
 READ*,RF
 PRINT*,'DE LA FIG. IV.4 INDICAR EL COEFICIENTE TOTAL DE'
 PRINT*,'TRANSFERENCIA DE CALOR (Wm²/K): '
 READ*,U

M=(FV*DMF)/3600
 PRINT*,'EL FLUJO MASICO DEL FLUIDO (Kg/s) ES: ',M
 Q=M*CCF*(TE-TS)
 PRINT*,'EL CALOR INTERCAMBIADO (Watts) ES: ',Q

!CALCULO DE COEF. INDIVIDUAL DE TRANSF. DE CALOR
 ALFAI=(1/ALFA)+RF
 ALFIS=1/ALFAI
 PRINT*,'COEF. INDIV. DE TRANSF. DE CALOR (Wm²/K)',ALFIS

!NUM. DE HILERAS DE TUBOS (EC. IV.6)
 PRINT*,'INDICAR LA RELACION "A/S" DEL EQUIPO EN LA FIG. IV.4: '
 READ*,AS
 A=(TE-TA)/(U*AS)
 PRINT*,'LA CONSTANTE "a" ES: ',A

!EC. IV.7, PARA TUBOS ALETADOS

NR=24*A**0.49

PRINT*, 'INDICAR EL NUMERO DE HILERAS DE TUBOS ES:', NR

PRINT*, 'EN BASE AL RESULTADO ANTERIOR, INDIQUE EL NUMERO REAL DE HILERAS: '

READ*, NHT

!NUMERO TERMICO DEL FLUIDO (EC. IV.8)

FI=(TE-TS)/(TE-TA)

PRINT*, 'EL NUMERO TERMICO DEL FLUIDO ES:', FI

!NUMERO DE DISEÑO DEL REFRIGERANTE (EC. IV.9)

PRINT*, 'INTRODUZCA LA DENSIDAD DEL AIRE (Kg/m³): '

READ*, DENAIR

PRINT*, 'INDICAR LA CAPACIDAD CALORIFICA DEL AIRE (J/KG°C): '

READ*, CCA

K=(U*AS)/(V*DENAIR*CCA)

PRINT*, 'EL NUMERO DE DISEÑO DEL REFRIGERANTE ES:', K

!NUMERO DE UNIDADES DE TRANSFERENCIA

NTU=NHT*K

DT=TE-TS

DV0=TE-TA

PRINT*, 'EL NUMERO DE UNIDADES DE TRANSFERENCIA ES:', NTU

PRINT*, 'SELECCIONA DE ACUERDO A LA DIF. DE TEMP. DEL FLUIDO'

PRINT*, 'EL ARREGLO DE FLUJO CORRESPONDIENTE'

PRINT*, '1. "FLUJO CRUZADO" PARA BAJAS DIFERENCIAS DE TEMPERATURA'

PRINT*, '2. "FLUJO CON UN PASO" PARA ALTAS DIFERENCIAS DE TEMPERATURA'

PRINT*, '3. "FLUJO CON MULTIPLES PASOS" CUANDO LAS TEMPERATURAS FINALES'

PRINT*, ' DEL FLUIDO Y DEL AIRE SE APROXIMAN O IGUALAN'

!CALCULO DE LA DIFERENCIA TERMICA MEDIA EFECTIVA

PRINT*, 'PARA EL "ARREGLO 1", UTILIZAR LA FIG. IV.9'

PRINT*, 'PARA EL "ARREGLO 2", UTILIZAR LA FIG. IV.10'

PRINT*, 'PARA EL "ARREGLO 3", UTILIZAR EL FIG. IV.11'

PRINT*, 'CON NTU Y FI, INDICAR LA RELACION (EMTD/DV0) DE LA GRAFICA CORRESP.:'

READ*, SIGMA

EMTD=SIGMA*DV0

PRINT*, 'EL EMTD ES:', EMTD

!CALCULO DEL NUMERO TERMICO DEL REFRIGERANTE (EC. IV.16)

FIAIR=(NTU*EMTD)/DV0

PRINT*, 'EL NUMERO TERMICO DEL REFRIGERANTE ES:', FIAIR

!AREA DE TRANSFERENCIA DE CALOR (EC. IV.17)

AREA=Q/(U*EMTD)

PRINT*, 'EL AREA DE TRANSFERENCIA DE CALOR (m²) ES:', AREA

S=AREA/(AS*NHT)

PRINT*, 'LA SUPERFICIE DE INTERCAMBIO DE CALOR (m²) ES:', S

!CALCULO DE LA VELOCIDAD DEL FLUIDO EN LOS TUBOS

PRINT*, 'INDICAR EL NUMERO DE TUBOS POR PASO: '

READ*, NP

PRINT*, 'INDICAR EL DIAMETRO INTERNO DE LOS TUBOS (m): '

READ*, DI,

```

VRF=M/((DMF*NP*DI**2*3.1416)/4)
PRINT*, 'LA VELOCIDAD DEL FLUIDO EN LOS TUBOS (m/s) ES: ', VRF
DINT=DI*1000

IF (1.0<=VRF .AND. VRF<=2.0) THEN
GO TO 10
ELSE
PRINT*, 'LA VELOCIDAD NO QUEDA ENTRE 1 Y 2, SELECCIONA OTRO COEF.'
PRINT*, 'ESTIMADO DE TRANSFERENCIA DE CALOR'
GO TO 30
END IF

10 PRINT*, 'COEF. ESTIMADO CORRECTO, AHORA SIGUE EL CALCULO DE LA'
PRINT*, ' POTENCIA DE LOS VENTILADORES'
! VOLUMEN DE AIRE REQUERIDO
DTAIR=NTU*EMTD
PRINT*, 'LA DIFERENCIA DE TEMPERATURA DEL AIRE ES (°C):', DTAIR
TSA=DTAIR+TA
PRINT*, 'LA TEMPERATURA DE SALIDA DEL AIRE (°C) ES: ', TSA
VAIR=(S*V)*((273+TA+DTAIR)/(273+TA))
PRINT*, 'EL VOLUMEN DE AIRE REQUERIDO (m³/s) ES:', VAIR
PRINT*, 'CON EL VOLUMEN DE AIRE REQUERIDO INDICAR LAS CARACTERISTICAS DE'
PRINT*, 'LOS VENTILADORES'
PRINT*, 'INDICAR EL NUMERO DE VENTILADORES: '
READ*, NVENT
PRINT*, 'INDICAR LA CAPACIDAD (m³/s) POR VENTILADOR: '
READ*, CAP
PRINT*, 'INDICAR EL DIAMETRO EXTERNO DEL VENTILADOR (m): '
READ*, Dext
PRINT*, 'INDICAR EL DIAMETRO DEL EJE DEL VENTILADOR (m): '
READ*, DN
PRINT*, 'VELOCIDAD DEL VENTILADOR (rpm): '
READ*, RPM

!CAIDA DE PRESION EN LOS HACES DE TUBOS
PRINT*, 'INDICAR EL NUMERO DE HACES DE TUBOS DEL ENFRIADOR: '
READ*, HAZ
PRINT*, 'INDICAR LA PERDIDA DE PRESION ESTIMADA A LA ENTRADA (Pa): '
READ*, PPE
DPE=(HAZ*DPAIR)+PPE
PRINT*, 'LA CAIDA DE PRESION ESTATICA (Pa) DEL AIRE ES: ', DPE
PRINT*, 'INDICAR LA EFICIENCIA DEL VENTILADOR: '
READ*, EF
DPD=(CAP/((3.1416/4)*Dext**2))**2*(DENAIR/2)
PRINT*, 'LA CAIDA DE PRESION DINAMICA DEL AIRE (Pa) ES: ', DPD
N=(CAP*(DPE-DPD))/(1000*EF)
PRINT*, 'POTENCIA DE LOS VENTILADORES (kW) ES: ', N

!CALCULO DE PRESION SONICA
PRINT*, 'INDICAR EL NIVEL BASICO ESPECIFICO (44 dB PARA NORMAL Y'
PRINT*, '37 dB PARA RUIDO BAJO): '
READ*, C
PRINT*, 'INDICAR LA VELOCIDAD DE ENTRADA DEL AIRE (m/s): '
READ*, W

```

```

NPS=C+(30*LOG10(W))+(10*LOG10((DPE*CAP)/1000.0))-(5*LOG10(Dext))
NPST=NPS+(10*LOG10(NVENT))
PRINT*,'A QUE DISTANCIA DESEA CONOCER EL NIVEL DE RUIDO (dB): '
READ*,DIST
RUIDO=NPST-(10*LOG10(2*3.1416*DIST**2))

PRINT*,'COEFICIENTE INDIVIDUAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR (Wm²/K):',ALFIS
PRINT*,'COEFICIENTE TOTAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR (Wm²/K):',U
PRINT*,'FLUJO MASICO DEL FLUIDO (Kg/m³):',M
PRINT*,'CALOR INTERCAMBIADO (W)',Q
PRINT*,'AREA DE TRANSFERENCIA DE CALOR (m²):',A
PRINT*,'SUPERFICIE DE TRANSFERENCIA DE CALOR (m²):',S
PRINT*,'VELOCIDAD DEL FLUIDO EN LOS TUBOS (m/s):',VRF
PRINT*,'VOLUMEN DE AIRE REQUERIDO (m³/s):',VAIR
PRINT*,'CAIDA DE PRESION ESTATICA DEL AIRE (Pa):',DPE
PRINT*,'CAÓDA DE PRESION DINAMICA DEL AIRE (Pa):',DPD
PRINT*,'EFICIENCIA DE LOS MOTORES:',EF
PRINT*,'POTENCIA REQUERIDA (KW):',N
PRINT*,'NIVEL DE PRESION SONICA POR VENTILADOR (dB)',NPS
PRINT*,'NIVEL DE PREION SONICA TOTAL (dB):',NPST
PRINT*,'NIVEL DE PRESION SONICA A LA DISTANCIA DESEADA (dB):',RUIDO

STOP
END PROGRAM ENFRIADORES_CON_AIRE

```

**"RESULTADOS DEL PROGRAMA DE PREDIMENSIONAMIENTO DE"
"ENFRIADORES CON AIRE"**

COEFICIENTE INDIVIDUAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR (W/M² K):
2857.14285714286
COEFICIENTE TOTAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR (W/M² K): 33.000000000
FLUJO MASICO DEL FLUIDO (Kg/S): 138.638888888889
CALOR INTERCAMBIADO (W): 5803701.16666667
NUMERO TERMICO DEL FLUIDO: 0.333333333333333
NUMERO DE UNIDADES DE TRANSFERENCIA TERMICA: 1.16940726577438
DIFERENCIA TERMICA MEDIA EFECTIVA: 15.150000000000
NUMERO TERMICO DEL REFRIGERANTE: 0.59055069216061
AREA DE TRANSFERENCIA DE CALOR (M²): 0.327011118378025d-0.001
SUPERFICIE DE TRANSFERENCIA DE CALOR (M²): 83.5148430910237
VELOCIDAD DEL FLUIDO EN LOS TUBOS (M/S): 1.72693767698634
VOLUMEN DE AIRE REQUERIDO (M³/S): 265.439754710108
CAIDA DE PRESION ESTATICA DEL AIRE (Pa): 98.000000000000
CAIDA DE PRESION DINAMICA DEL AIRE (Pa): 27.9719584914160
EFICIENCIA DEL MOTOR: 0.60000000000000000000
POTENCIA REQUERIDA (KW): 8.16993817600147
NIVEL DE PRESION SONICA POR VENTILADOR (dB): 101.762657519612
NIVEL DE PRESION SONICA TOTAL (dB): 107.783257432892
NIVEL DE PRESION SONICA A LA DISTANCIA REQUERIDA (dB): 50.259023642
"ESTOS RESULTADOS SON ESTIMADOS, NO DEFINITIVOS"

Capítulo V.

Caídas de presión del fluido de proceso en tubos, cabezales, boquillas y pasos.

Introducción.

La función principal de las boquillas, cabezales, y pasos es distribuir el fluido de proceso a través del haz de tubos del enfriador como se muestra en la figura V.1 para que este transfiera su calor al aire. Se debe de tomar en cuenta que el diseño de estos componentes no sólo está dictado por la transferencia de calor, sino también por el esfuerzo mecánico, bajo costo y facilidad de fabricación; en resumen, por consideraciones de la dinámica de fluidos. En muchos casos este enfoque si no se toma en consideración resulta en una mala distribución del fluido dentro del enfriador con aire y los equipos de intercambio de calor en general.

La mala distribución puede dar como resultado un rendimiento insatisfactorio, el cuál en el pasado tenía una importancia secundaria. Sin embargo, con el incremento del costo de energía y materiales, es deseable utilizar equipo con la máxima eficiencia durante su tiempo de vida. Esto requiere un balanceado, un aspecto del cuál es obtener una distribución de flujo más uniforme. Relacionado con esto, se tiene la necesidad de predecir la caída de presión lo más exactamente posible.

El propósito principal de una boquilla es proveer un punto de conexión entre el cabezal del enfriador y la red de tubería tanto a la entrada como a la salida. La boquilla de entrada suministra el fluido de proceso al cabezal de entrada, en donde es distribuido a los tubos del haz. La boquilla de entrada generalmente representa una expansión del flujo y la carga del fluido que entra tiende a crear un gradiente de presión dentro del cabezal. Esto es, dependiendo de la posición de la boquilla en el cabezal, se puede predecir el comportamiento en los arreglos, (a) resultaran en un perfil de diferencia de presión a través del espejo que soporta los tubos, (b) crea una diferencia de la distribución de flujo. En el arreglo (a) los tubos del fondo del haz tienden a conducir mayor flujo que los tubos superiores, mientras que en arreglo (b) los tubos del centro del haz tienen mayor flujo de líquido de proceso que la de los extremos superior e inferior.

Una boquilla de salida generalmente representa una contracción en el flujo. Su posición en el cabezal de salida también afecta la distribución de flujo por imposición de una distribución de presión específica a través del cabezal de salida del haz de tubos. Es difícil tomar por separado el diseño de estos componentes. Por lo tanto, el comportamiento de una combinación de estos debe considerarse.

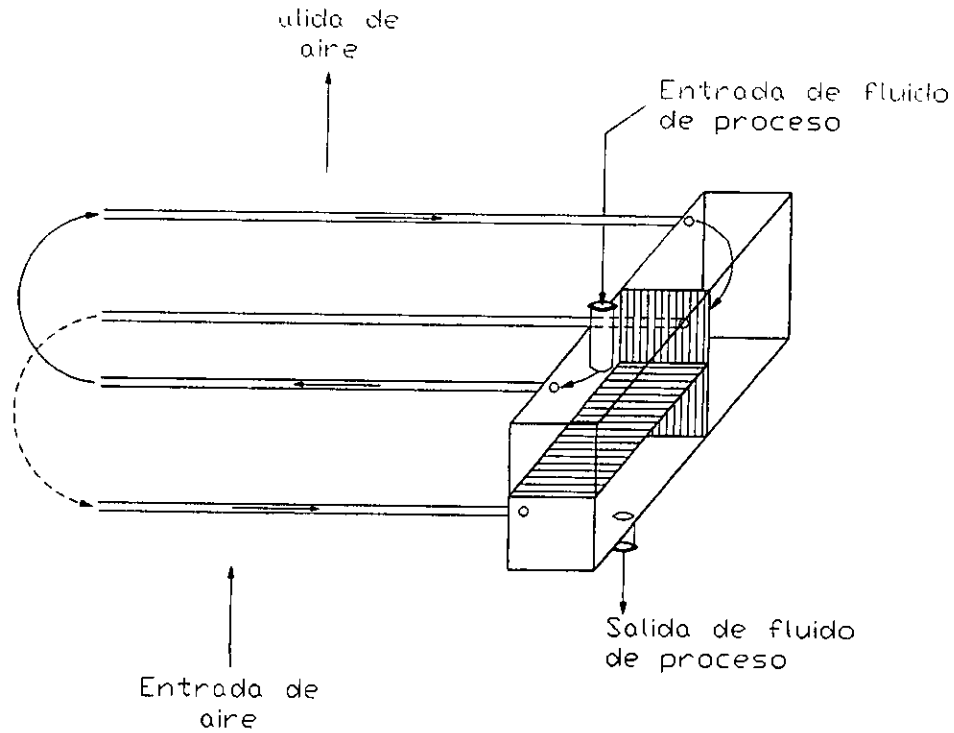


Fig. V.1. Distribución del fluido de proceso a través del haz de tubos.

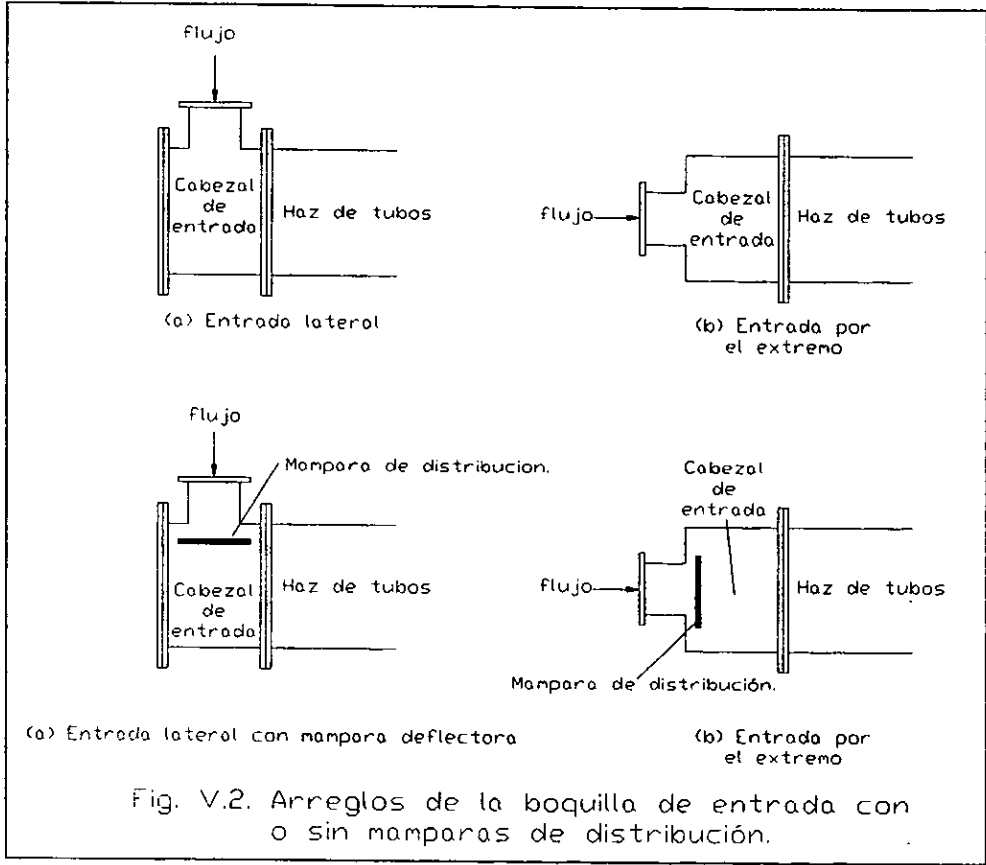


Fig. V.2. Arreglos de la boquilla de entrada con o sin mamparas de distribución.

Una distribución tolerable puede siempre obtenerse en flujos a una fase por el método simple de incrementar la caída de presión del sistema por estrangulación o reducción en el flujo. Esto representa un aumento en costos de bombeo y capital, debido a una mayor potencia requerida de bombeo. Una buena distribución puede también obtenerse mediante la experimentación; por ejemplo, pruebas de visualización de flujo, pero existen muchas configuraciones posibles para cada caso. Es por lo tanto decisión del ingeniero de diseño asegurar que se tenga una buena distribución de flujo y decidir qué tipo o clase de arreglo es la más apropiada.

Existen métodos de cálculo para estimar la caída de presión del fluido de proceso en un intercambiador con aire (HTFS, Bell, etc.)^(5,7), los cuales se encuentran en programas de cómputo comerciales, pero estos métodos se utilizan para enfriadores en los cuales se tiene un conocimiento exacto de las dimensiones internas y externas de sus componentes, por lo que ya habiendo calculado el área necesaria para el intercambio de calor se seleccionan las unidades comerciales y posteriormente al introducir los datos de las dimensiones que requiere el programa calcula con detalle la caída de presión a través de los tubos, boquillas, cabezales, etc. que componen al enfriador. Desafortunadamente no se obtuvieron datos de unidades comerciales para seleccionar aquella que cumpliera con el área de transferencia calculada; por lo que en el ejemplo del capítulo anterior no se indican las dimensiones específicas de los componentes del enfriador y solo se muestra la secuencia para el cálculo preliminar del enfriador.

V.1. Caídas de presión en los tubos.

En los enfriadores con aire, el cambio de presión del fluido en los tubos tiende a ser calculado para flujos líquidos o gas en una fase y para condiciones de flujo a dos fases todos con intercambio de calor. Los cambios de presión son debidos a la fricción, cambio de momentum y cambios de carga dinámica para tubos inclinados o verticales. El método generalizado para determinar el cambio de presión esta dado por Claxton, Collier y Ward (1972)⁽⁷⁾. Este método se encuentra integrado en el programa ACOL; en el apéndice B se muestran el diagrama de flujo general y el lógico del programa ACOL-3 que en la parte de caída de presión utiliza la siguiente ecuación:

$$P_1 - P_2 = \int_0^L \left(\frac{\frac{4f}{d} \frac{G^2}{2\rho_L} \phi_{TP}^2 + \frac{dx}{dz} \frac{G^2}{\rho_L} \phi_a + g \text{sen } \psi \rho_L \phi_s}{1 - M_{TP}^2} \right) dz \dots\dots\dots (V.1)$$

donde:

ϕ_{TP}^2 = factor del gradiente de presión a dos fases debido a la fricción.

ϕ_a = factor del cambio de momentum a dos fases.

ϕ_s = factor del cambio de presión de la cabeza a dos fases.

ψ = ángulo de inclinación del tubo con respecto a la horizontal.

M_{TP} = número de Mach a dos fases.

Para valores pequeños del número de Mach a dos fases, el cambio de presión a través de la longitud del paso de un tubo es:

$$\frac{dP}{dz} = \left(\frac{4f}{d} \frac{G^2}{2\rho_L} \phi_{TP}^2 + \frac{dx}{dz} \frac{G^2}{\rho_L} \phi_o + g \operatorname{sen} \psi \rho_L \phi_g \right) \dots\dots\dots (V.2)$$

fricción momentum carga

Para tubos horizontales la ecuación V.2 se simplifica a:

$$\frac{dP}{dz} = \left(\frac{4f}{d} \frac{G^2}{2\rho_L} \phi_{TP}^2 + \frac{dx}{dz} \frac{G^2}{\rho_L} \phi_o \right) \dots\dots\dots (V.3)$$

donde:

dx = cambio de la fracción vapor del fluido de proceso a través del paso.

Los detalles serán dados en los siguientes secciones.

V.1.1. Gradiente de presión debido a la fricción.

El gradiente de presión debido a la fricción es calculada de la ecuación general:

$$\frac{dP}{dz} = \frac{4f}{d} \frac{G^2}{2\rho} \phi_{TP}^2 \dots\dots\dots (V.4)$$

donde:

G = velocidad másica (kg./s m²).

ρ = densidad a las condiciones de operación promedio.

d = diámetro interno del tubo (m).

f = factor de fricción de la tubería.

ϕ_{TP}^2 = factor de flujo a dos fases.

Estas variables pueden dividirse en tres grupos que son:

(i) Fase líquida.

ρ es la densidad del líquido ρ_L .

$\phi_{TP}^2 = 1.0$

f es obtenido por las siguientes ecuaciones⁽¹⁹⁾:

$$\operatorname{Re} \leq 2100 \quad f = \frac{16.0}{\operatorname{Re}} \dots\dots\dots (V.5)$$

$$\operatorname{Re} > 2100 \quad f = 0.0035 + 0.264 \operatorname{Re}^{-0.42} \dots\dots\dots (V.6)$$

donde: $\operatorname{Re} = \frac{Gd}{\mu_L}$

μ_L es la viscosidad del líquido.

(ii) Fase vapor o gas.

ρ es la densidad del gas ρ_G .

$$\phi_{TP}^2 = 1.0$$

f es calculado mediante las ec. (V.5) y (V.6) anteriores usando el número de Reynolds $Re = Gd/\mu_G$ donde μ_G es la viscosidad del gas.

(iii) Flujo a dos fases.

Esta es calculada usando la correlación HTFS para caídas de presión de Claxton et al⁽⁷⁾.

ρ es la densidad de la fase líquida ρ_L .

$\phi_{TP}^2 =$ es calculada de la siguiente forma:

$$\phi_{TP}^2 = (1-x)^2 \frac{f_L}{f_{LO}} \left(\frac{1}{X_{LM}} + \frac{C}{\sqrt{X_{LM}}} + 1 \right) \dots \dots \dots (V.7)$$

donde:

x = fracción de vapor en la corriente.

f_L = factor de fricción considerando que solamente fluye la fase líquida.

f_{LO} = factor de fricción del flujo total con propiedades de la fase líquida.

X_{LM} = es el parámetro de Lockhart-Martinelli⁽¹⁹⁾:

$$X_{LM} = \left(\frac{1-x}{x} \right)^2 \left(\frac{\rho_G}{\rho_L} \right) \left(\frac{f_L}{f_G} \right) \dots \dots \dots (V.8)$$

donde:

f_G = factor de fricción considerando que solamente fluye la fase gaseosa.

ρ_G y ρ_L son las densidades del gas y del líquido respectivamente.

C se calcula de la siguiente ecuación:

$$C = \left(28 - 0.3\sqrt{G} \right) \exp \left(\frac{-(2.5 + \log \lambda)^2}{(2.4 - G \times 10^{-4})} \right) - 2 \dots \dots \dots (V.9)$$

donde λ es un término de propiedad:

$$\lambda = \frac{\rho_G}{\rho_L} \left(\frac{\mu_L}{\mu_G} \right)^{0.2} \dots \dots \dots (V.10)$$

donde μ_L y μ_G son las viscosidades del líquido y gas.

Los valores del factor de fricción son calculados de las siguientes correlaciones de acuerdo al número de Reynolds:

$$\text{Re} \leq 2100 \quad f = \frac{16}{\text{Re}} \dots\dots\dots (\text{V.11})$$

$$\text{Re} > 2100 \quad f = 0.0014 + 0.125 \text{Re}^{-0.32} \dots\dots\dots (\text{V.12})$$

Los valores de f_{LO} , f_L y f_G son calculados usando los números de Reynolds como sigue:

f_{LO} = factor de fricción del flujo total considerando que fluye con propiedades líquidas.

$$\text{Re} = \frac{Gd}{\mu_L}$$

f_L = factor de fricción del líquido considerando que fluye solo en la tubería.

$$\text{Re} = (1-x) \frac{Gd}{\mu_L}$$

f_G = factor de fricción del gas considerando que fluye solo en la tubería.

$$\text{Re} = \frac{Gd}{\mu_G}$$

El gradiente de presión debido a la fricción a dos fases es luego calculada de la ec. (V.4) tomando $f = f_{LO}$ y $\rho = \rho_L$.

V.2. Caídas de presión entre los pasos y las entradas de los tubos.

El flujo volumétrico en los tubos es calculado como sigue:

(a) Para flujo en fase líquida es:

$$G = \frac{W_L}{\frac{\pi}{4} d^2 N_p} \dots\dots\dots (\text{V.13})$$

donde:

W_L = flujo másico total de la fase líquida (kg./s).

N_p = número de tubos en el paso.

(b) Para flujo en fase vapor/gas es:

$$G = \frac{(W_v + W_g)}{\frac{\pi}{4} d^2 N_p} \dots\dots\dots (\text{V.14})$$

(c) Para flujo a dos fases:

$$G = \frac{(W_L + W_V + W_O)}{\frac{\pi}{4} d^2 N_p} \dots\dots\dots (V.15)$$

V.2.1. Caída de presión en la entrada de los tubos.

(a) Flujo de líquido o vapor en una sola fase:

(i) Flujo en fase líquida.

$$\Delta P_T = 1.25 \left(\frac{G^2}{2\rho_L} \right) \dots\dots\dots (V.16)$$

(ii) Flujo de vapor o gas en una sola fase.

$$\Delta P_T = 1.25 \left(\frac{G^2}{2\rho_V} \right) \dots\dots\dots (V.17)$$

(iii) Flujo a dos fases en la entrada de los tubos.

$$\Delta P_T = 1.25 \left(\frac{G^2}{2\rho_L} \right) F_h \dots\dots\dots (V.18)$$

Cálculo de F_h :

$$F_h = 1 + x \left(\frac{\rho_L}{\rho_V} - 1 \right) \dots\dots\dots (V.19)$$

donde:

x = fracción de vapor en el flujo.

ρ_L = densidad de la fase líquida (kg./m³).

ρ_V = densidad de la fase vapor (kg./m³).

F_h = factor de flujo a dos fases.

En el cálculo de la caída de presión en la entrada del tubo y entre el paso, las densidades de las fases líquidas y vapor son calculadas a las condiciones de salida del paso.

V.2.2. Caídas de presión entre los pasos.

(a) Pasos conectados en U.

(i) Flujo líquido en una fase.

$$\Delta P_v = K \left(\frac{G^2}{2\rho_L} \right) \dots\dots\dots (V.20)$$

donde:

G_u = flujo másico por unidad de área transversal disponible para flujo en las uniones en U (kg./s m²)

$$G_u = \frac{W_L}{\frac{\pi}{4} d^2}$$

W_L = flujo másico en un tubo (kg./s).

d = diámetro interno del tubo (m).

(ii) Flujo de vapor o gas en una fase.

$$\Delta P_u = K \left(\frac{G_u^2}{2\rho_{VG}} \right) \dots\dots\dots (V.21)$$

ρ_{VG} = densidad del vapor o gas en la unión en U (kg./m³).

(iii) = Flujo a dos fases.

$$\Delta P_u = K \left(\frac{G_u^2}{2\rho_L} \right) F_k \dots\dots\dots (V.22)$$

donde:

$$G_u = \frac{(W_L + W_V + W_G)}{\frac{\pi}{4} d^2} \dots\dots\dots (V.23)$$

donde W_L , W_V y W_G son los flujos másicos de las fases líquida, vapor y gas respectivamente para un tubo (kg./s).

$K = 3$ para flujo a una fase.

$K = 4$ para flujo a dos fases.

(b) Pasos conectados con cabezales removibles y colectores.

Para tubos en una hilera en más de un paso o para todos los tubos en una hilera en un paso dado:

(i) Flujo en una fase líquida.

$$\Delta P_H = K \left(\frac{G_H^2}{2\rho_L} \right) \dots\dots\dots (V.24)$$

donde:

ρ_L = densidad de la fase líquida en el cabezal (kg./m³).

$$G_H = \frac{W_L}{A_{HP}} \text{ (kg./s m}^2\text{)}.$$

A_{HP} = área apropiada del cabezal perpendicular al flujo conectando los pasos (m²).

W_L = flujo másico total (kg./s).

(ii) Flujo de vapor gas en una fase.

$$\Delta P_H = K \left(\frac{G_H^2}{2\rho_{VG}} \right) \dots\dots\dots (V.25)$$

donde:

ρ_{VG} = densidad del vapor/gas en el cabezal (kg./m³).

$$G_H = \frac{(W_V + W_G)}{A_{HP}} \text{ (kg./s m}^2\text{)}.$$

W_V = flujo másico total de vapor (kg./s).

(iii) Flujo a dos fases.

$$\Delta P_H = K \left(\frac{G_H^2}{2\rho_L} \right) F_h \dots\dots\dots (V.26)$$

donde:

$$G_H = \frac{W_L + W_V + W_G}{A_{HP}}$$

W_G = flujo másico total de gases incondensables (kg./s).

K = 3 para flujo a en una sola fase.

K = 4 para flujo a dos fases.

V.3. Caída de presión debido a las boquillas y cabezales de entrada y salida.

V.3.1. Caída de presión en la unión boquilla-tubería.

(a) Boquilla de entrada.

(i) Flujo en una fase.

$$\Delta P_{NPI} = 4f \frac{L_{ENT}}{D_{ENT}} \frac{G_{ENT}^2}{2\rho} \dots\dots\dots (V.27)$$

donde:

ρ = densidad de la fase líquida o vapor en la boquilla (kg./m³).

L_{ENT} = longitud de la boquilla de entrada (m).

D_{ENT} = diámetro de la boquilla de entrada (m).

f = factor de fricción para la boquilla de entrada.

El factor de fricción es considerado como una valor constante de 0.007 y:

$$G_{ENT} = \frac{W_{ENT}}{A_{boquilla_{ENT}}} \dots\dots\dots (V.28)$$

donde:

W_{ENT} = flujo másico total del fluido de proceso hacia el enfriador
 = $(W_L + W_V + W_G)$ (kg./s).

$Aboquilla_{ENT}$ = suma de las áreas transversales disponibles para el flujo de las boquilla individuales a la entrada (m^2).

(ii) Flujo a dos fases.

$$\Delta P_{NPI} = 4f \frac{L_{ENT}}{D_{ENT}} \frac{G_{ENT}^2}{2\rho_L} Fh \dots\dots\dots (V.29)$$

(b) Boquilla de salida.

(i) Flujo en una fase.

$$\Delta P_{NPO} = 4f \frac{L_{SAL}}{D_{SAL}} \frac{G_{SAL}^2}{2\rho} \dots\dots\dots (V.30)$$

donde:

ρ = densidad de la fase líquida o vapor en la boquilla con:

$$G_{SAL} = \frac{W_{SAL}}{Aboquilla_{SAL}}$$

W_{SAL} = flujo másico total del fluido de proceso que sale del enfriador
 = $(W_L + W_V + W_G)$ (kg./s).

$Aboquilla_{SAL}$ = suma de las áreas disponibles transversales para el flujo de las boquilla individuales a la salida (m^2).

(ii) Flujo a dos fases.

$$\Delta P_{NPO} = 4f \frac{L_{SAL}}{D_{SAL}} \frac{G_{SAL}^2}{2\rho_L} Fh \dots\dots\dots (V.31)$$

Boquilla de entrada.-Cambio de presión de la boquilla de entrada hacia el cabezal.

(i) Flujo en una fase.

$$\Delta P_{NOI} = \frac{G_{ENT}^2}{2\rho} 2 \frac{D_{ENT}}{D_H^2} \left[\frac{D_{ENT}^2}{D_H^2} - 1 \right] \dots\dots\dots (V.32)$$

donde ρ es la densidad de la fase líquida o vapor en la boquilla.

(ii) Flujo a dos fases.

$$\Delta P_{NOI} = \frac{G_{ENT}^2}{2\rho_L} 2 \frac{D_{ENT}}{D_H^2} \left[\frac{D_{ENT}^2}{D_H^2} - 1 \right] Fh \dots\dots\dots (V.33)$$

Boquilla de salida.-Cambio de presión a la entrada de la boquilla del cabezal.

(i) Flujo a una fase.

$$\Delta P_{NOI} = 1.25 \left(\frac{G_{SAL}^2}{2\rho} \right) \dots\dots\dots (V.34)$$

(ii) Flujo a dos fases.

$$\Delta P_{NOI} = 1.25 \left(\frac{G_{SAL}^2}{2\rho_L} \right) F_k \dots\dots\dots (V.35)$$

V.3.2. Determinación del cambio de presión en los cabezales de entrada y salida.

(a) Cabezal de entrada.

(i) Flujo a una fase.

$$\Delta P_{IH} = N \frac{G_{ENT}^2}{2\rho} \left(\frac{D_{ENT}^4}{D_H^4} \right) \dots\dots\dots (V.36)$$

(ii) Flujo a dos fases.

$$\Delta P_{IH} = N \frac{G_{ENT}^2}{2\rho_L} \left(\frac{D_{ENT}^4}{D_H^4} \right) F_h \dots\dots\dots (V.37)$$

donde N = 1.5 para flujo a una fase
 N = 2.0 para flujo a dos fases.

(b) Cabezal de salida.

(i) Flujo a una fase.

$$\Delta P_{OH} = M \frac{G_{SAL}^2}{2\rho} \left(\frac{D_{SAL}^4}{D_H^4} \right) \dots\dots\dots (V.38)$$

(ii) Flujo a dos fases.

$$\Delta P_{OH} = M \frac{G_{SAL}^2}{2\rho_L} \left(\frac{D_{SAL}^4}{D_H^4} \right) \dots\dots\dots (V.39)$$

donde M = 1.5 para flujo a una fase.
 M = 2.0 para flujo a dos fases.

V.4. Caída de presión del fluido de proceso debido al espejo estacionario de tubos en el cabezal.

La caída de presión del fluido de proceso debido al espejo estacionario de los tubos en el cabezal es calculada como sigue:

(i) Flujo a una fase líquida.

$$\Delta P_p = K_p \frac{G_H^2}{2\rho_L} \dots\dots\dots (V.40)$$

donde:

ρ_L = densidad de la fase líquida (kg./m³).

$$G_H = \frac{W_L}{A_{HP}} \text{ (kg./s m}^2\text{)}.$$

A_{HP} = área transversal total del cabezal perpendicular a las boquillas (m²).

W_L = flujo másico total de la fase líquida (kg./s).

K_p = valor del número de pérdida de cabeza a través del espejo estacionario de los tubos.

(ii) Flujo a una fase -vapor o gas.

$$\Delta P_p = K_p \frac{G_H^2}{2\rho_{VG}} \dots\dots\dots(V.41)$$

donde:

ρ_{VG} = densidad del vapor o gas en el cabezal (kg./m³).

$$G_H = \frac{(W_V + W_G)}{A_{HP}} \text{ (kg./s m}^2\text{)}.$$

W_V = flujo másico total de vapor (kg./s).

W_G = flujo másico total de gas (kg./s).

(ii) Flujo a dos fases.

$$\Delta P_p = K_p \frac{G_H^2}{2\rho_L} F_H \dots\dots\dots(V.42)$$

donde:

$$G_H = \frac{(W_L + W_V + W_G)}{A_{HP}} \text{ (kg./s m}^2\text{)}.$$

F_H = factor para flujo a dos fases.

Una vez calculado y definitivamente seleccionado el enfriador con aire a utilizar, se procede a llenar la hoja de datos donde se indican los datos del fluido de proceso, del aire, materiales y equipo de construcción como se muestra posteriormente.

Capítulo VI

Conclusiones.

♦ El agua ha sido tradicionalmente el medio de enfriamiento tradicional en la industria química, pero recientemente debido a los problemas de contaminación se ha considerado el uso de aire atmosférico como medio de enfriamiento.

♦ Existen varios métodos para calcular el diseño térmico de enfriadores con aire, pero estos publicados en algunos artículos solamente indican el área estimada de transferencia de calor y después en base a esta área, escoger que equipo se utilizará.

♦ El método más completo para el diseño de enfriadores con aire son el ACOL de H.T.F.S. Este programa opera mediante una simulación en la cual calcula las condiciones de salida de un enfriador con aire específico con condiciones de entrada conocidas considerando una distribución uniforme de flujo del fluido de proceso a través de los tubos del haz. Este programa también tiene buena aceptación cuando se necesita determinar el tamaño del enfriador para una distribución probable del fluido de proceso en los tubos, pero solo aplica para enfriadores de un paso. Además, este programa tiene un alto costo para ser adquirido comercialmente.

♦ El método desarrollado por Paikert es, desde el punto de vista de rapidez, el que mayores datos nos proporciona para el cálculo del diseño térmico de los enfriadores con aire (número térmico del fluido de proceso, número térmico del aire, número de unidades de transferencia, etc.), tanto para el fluido de proceso como del aire, por lo que no solamente se limita a calcular el área estimada de transferencia de calor y la potencia de los motores a utilizar como en algunos métodos propuestos en diferentes artículos, aunque como se mencionó es solamente una estimación preliminar.

♦ En base a este método, se realizó un programa de cómputo en lenguaje FORTRAN 90, que puede usarse en PC personales y que será una ayuda para el diseño preliminar de enfriadores con aire.

♦ Finalmente, aunque en un futuro próximo no se muestre un cambio apreciable en la utilización de enfriadores y condensadores con aire en la industria de procesos químicos, el interés en el uso de estos equipos será mayor y por lo tanto se debe tener un mejor método no solo para el diseño térmico, sino también mecánico de estos equipos.

Apéndice A.

Gráficas para corrección de diferencia media de temperatura.

A continuación se muestran gráficas y ecuaciones para el cálculo de F y P en la corrección de la diferencia media efectiva de temperatura (MTD) para una serie de los principales arreglos de enfriadores con aire^(16,17)

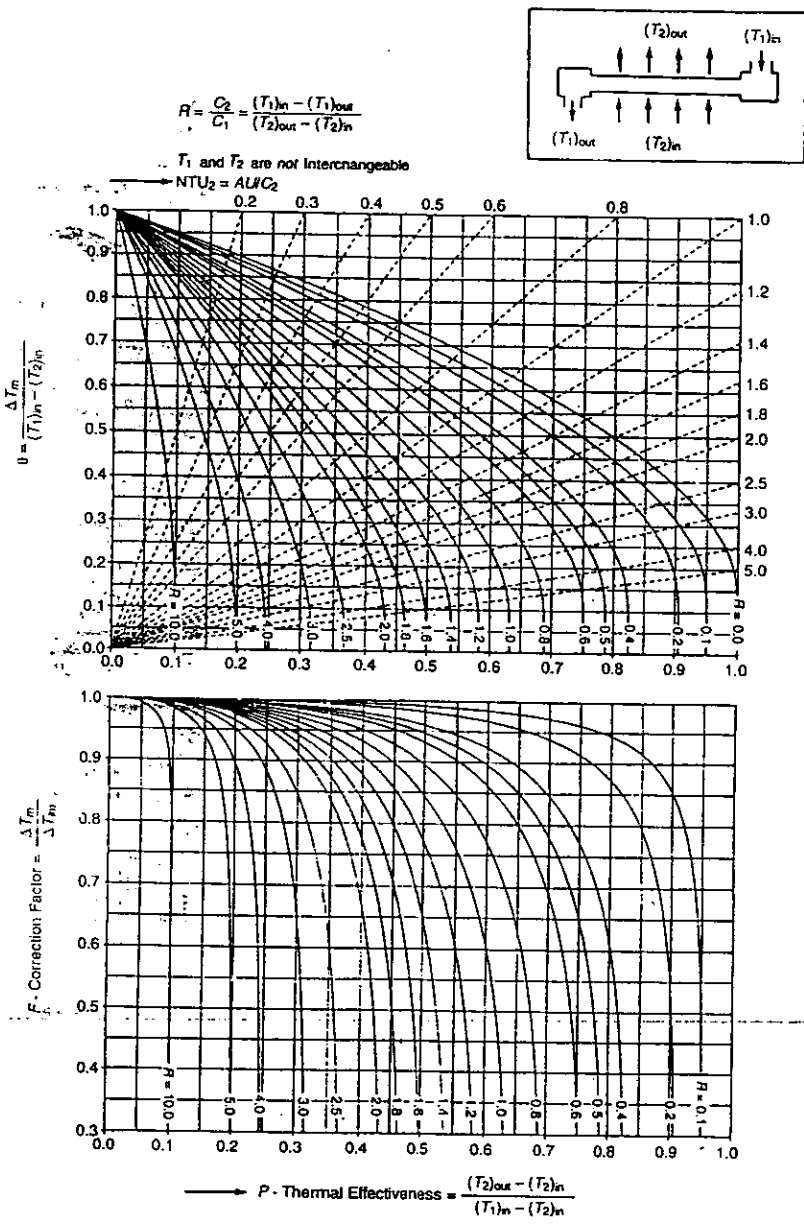


Fig. A.1. Diferencia media de temperatura. Unidad de flujo cruzado, un paso⁽³²⁾.

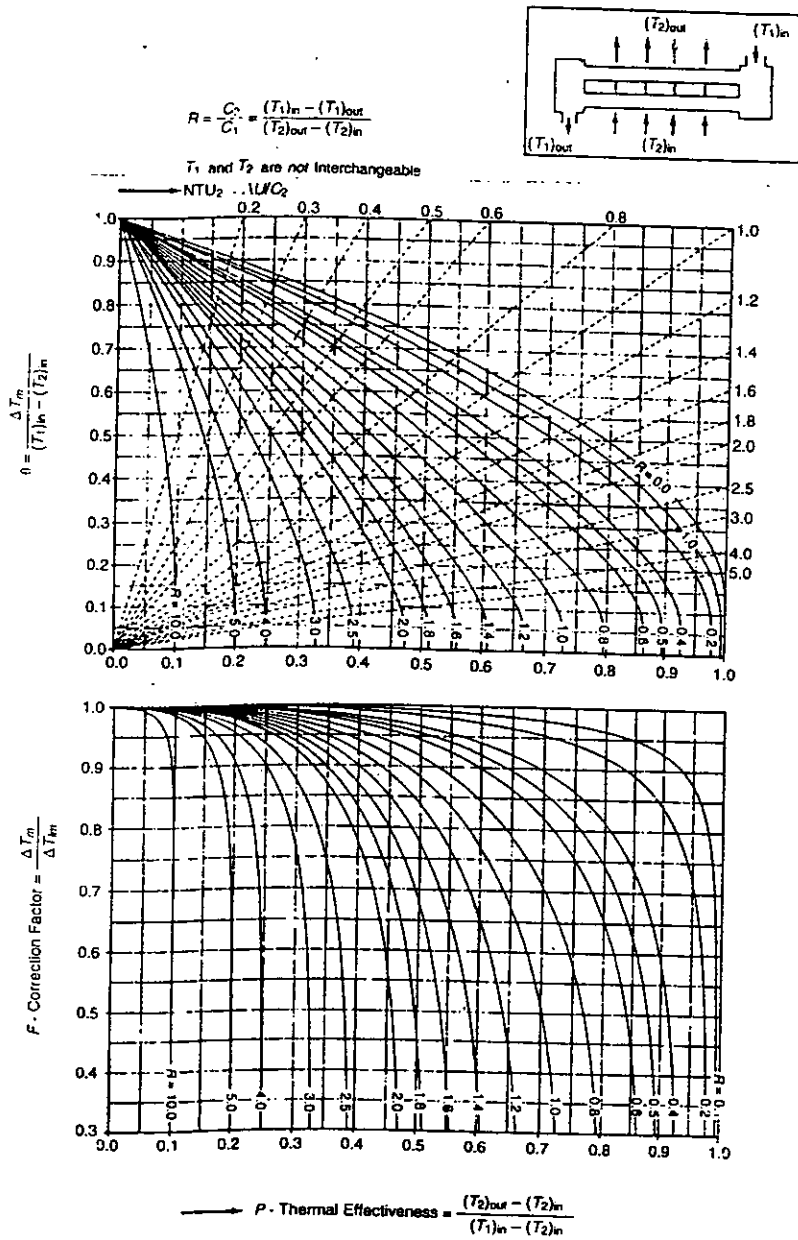


Fig. A.2. Diferencia media de temperatura. Dos hileras de tubos, un paso⁽³²⁾.

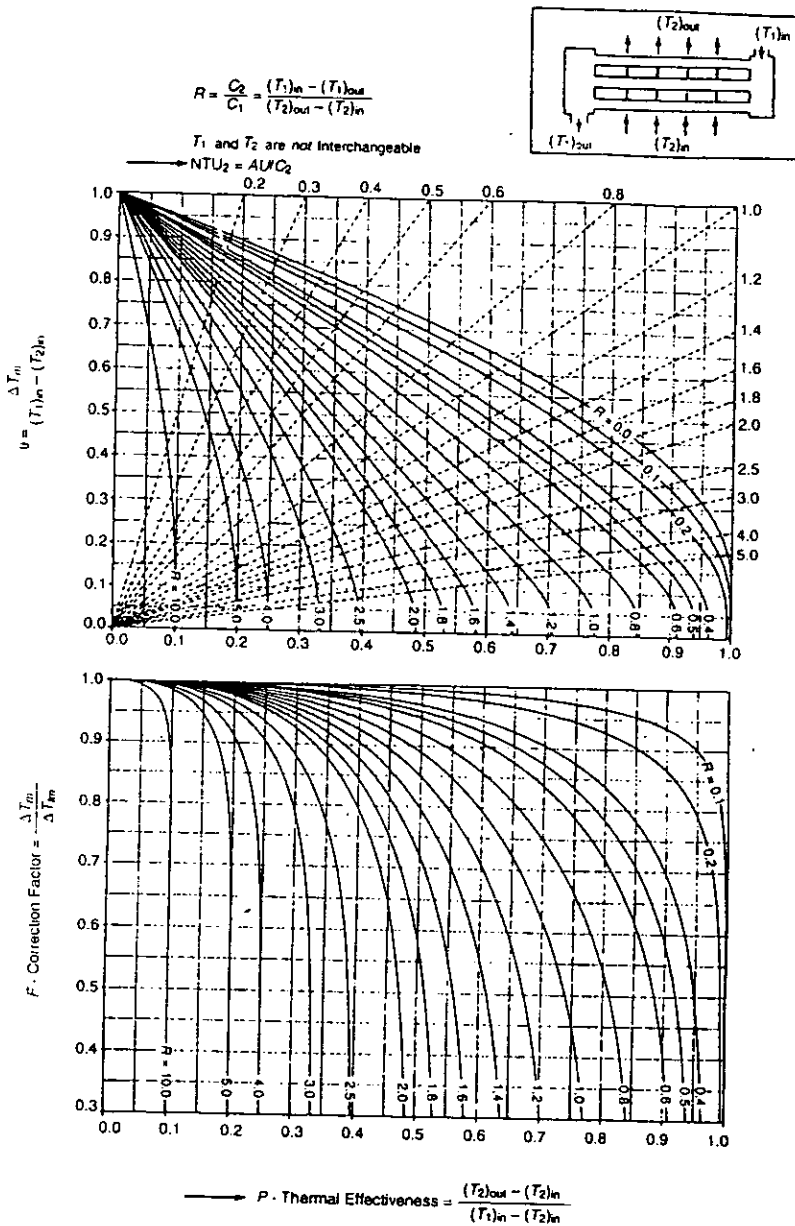


Fig. A.3. Diferencia media de temperatura. Tres hileras de tubos, un paso. ⁽³²⁾

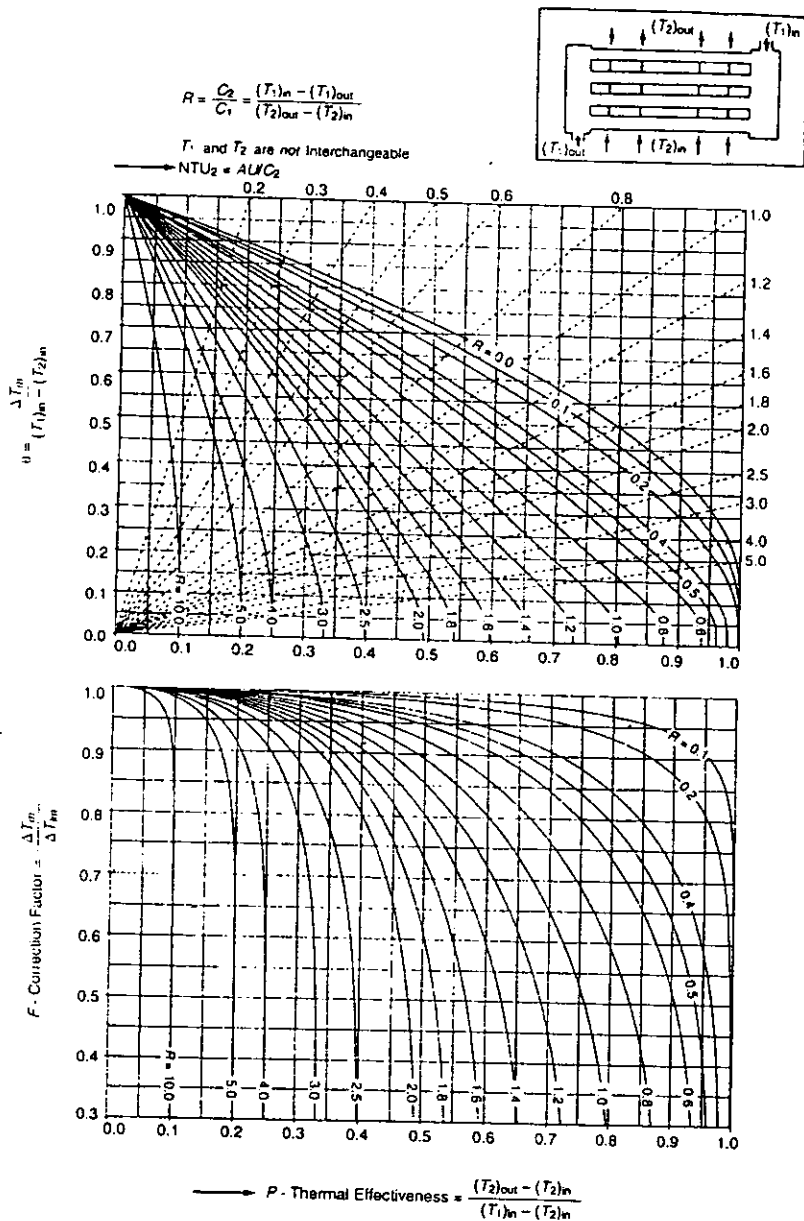


Fig. A.4. Diferencia media de temperatura. Cuatro hileras de tubos, un paso⁽³²⁾.

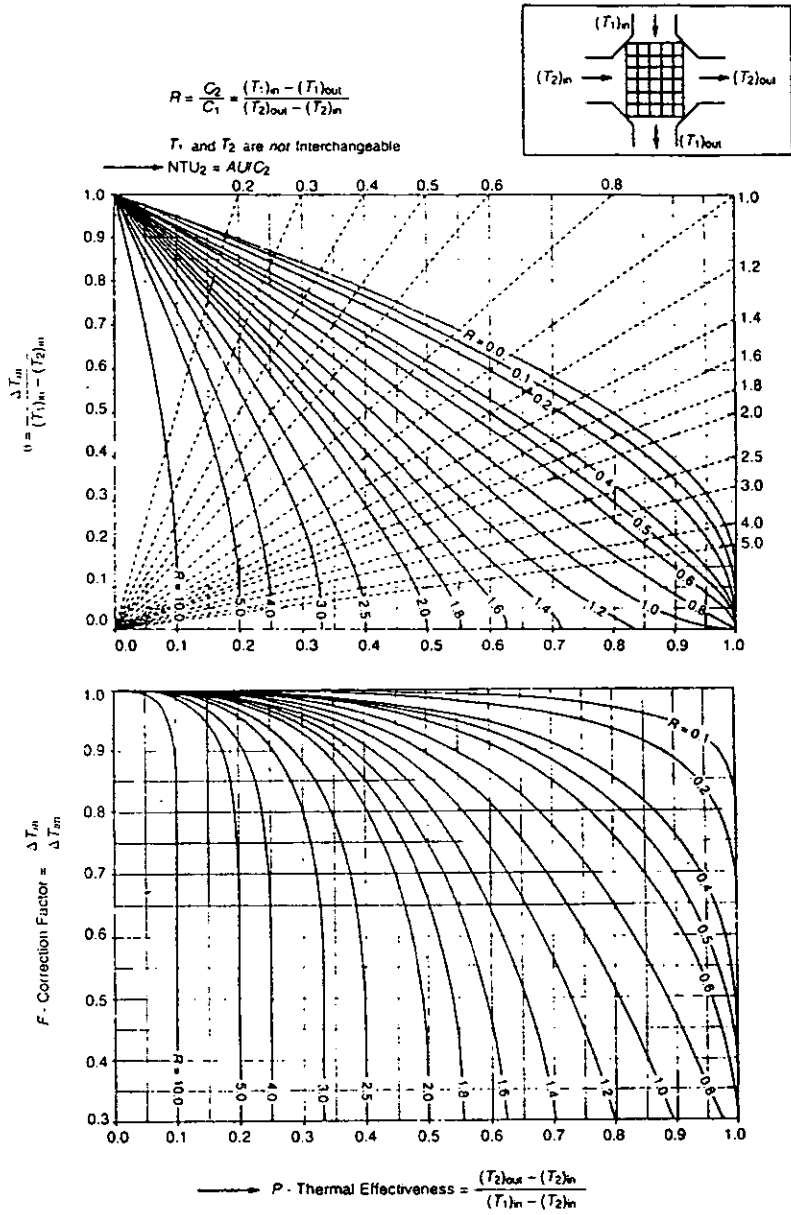


Fig. A.5. Diferencia media de temperatura. Cinco o más hileras de tubos tanto para el fluido como para el aire en flujo cruzado⁽³²⁾.

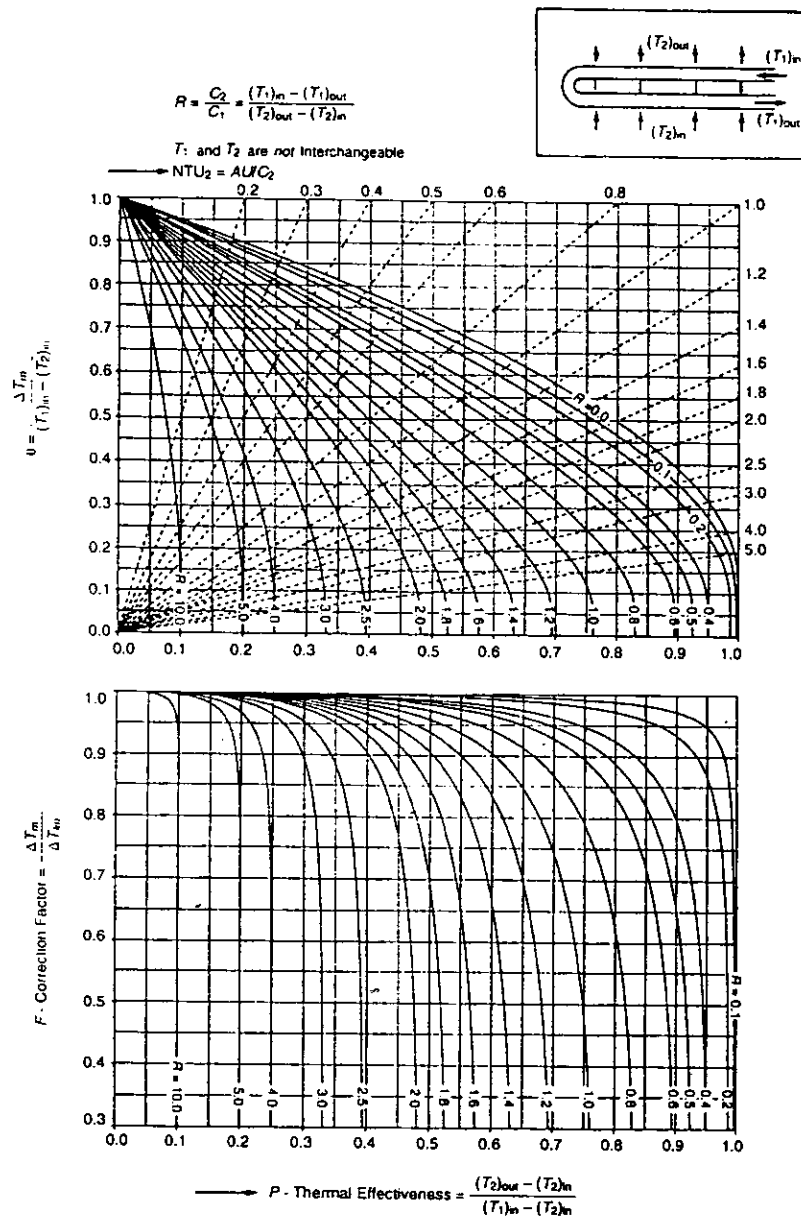


Fig. A.6. Diferencia media de temperatura. Dos hileras de tubos, dos pasos⁽³²⁾.

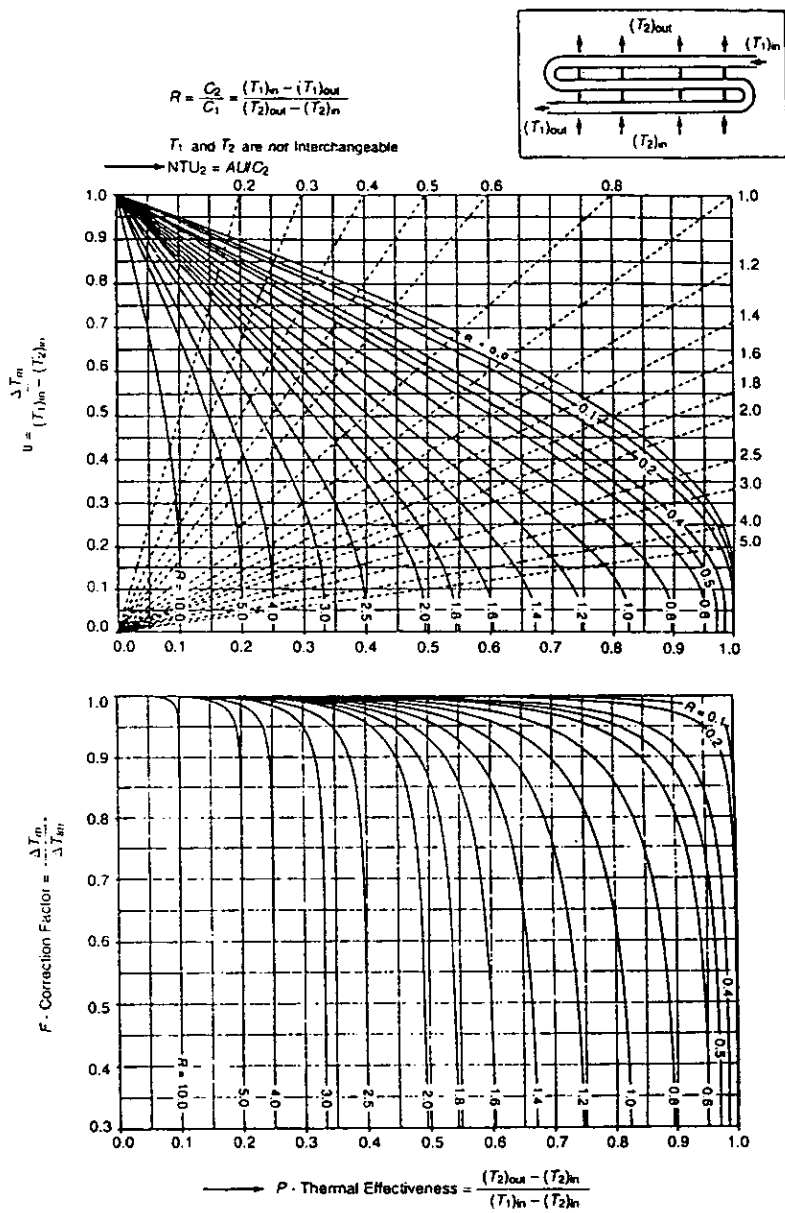


Fig. A.7. Diferencia media de temperatura. Tres hileras de tubos, tres pasos⁽³²⁾.

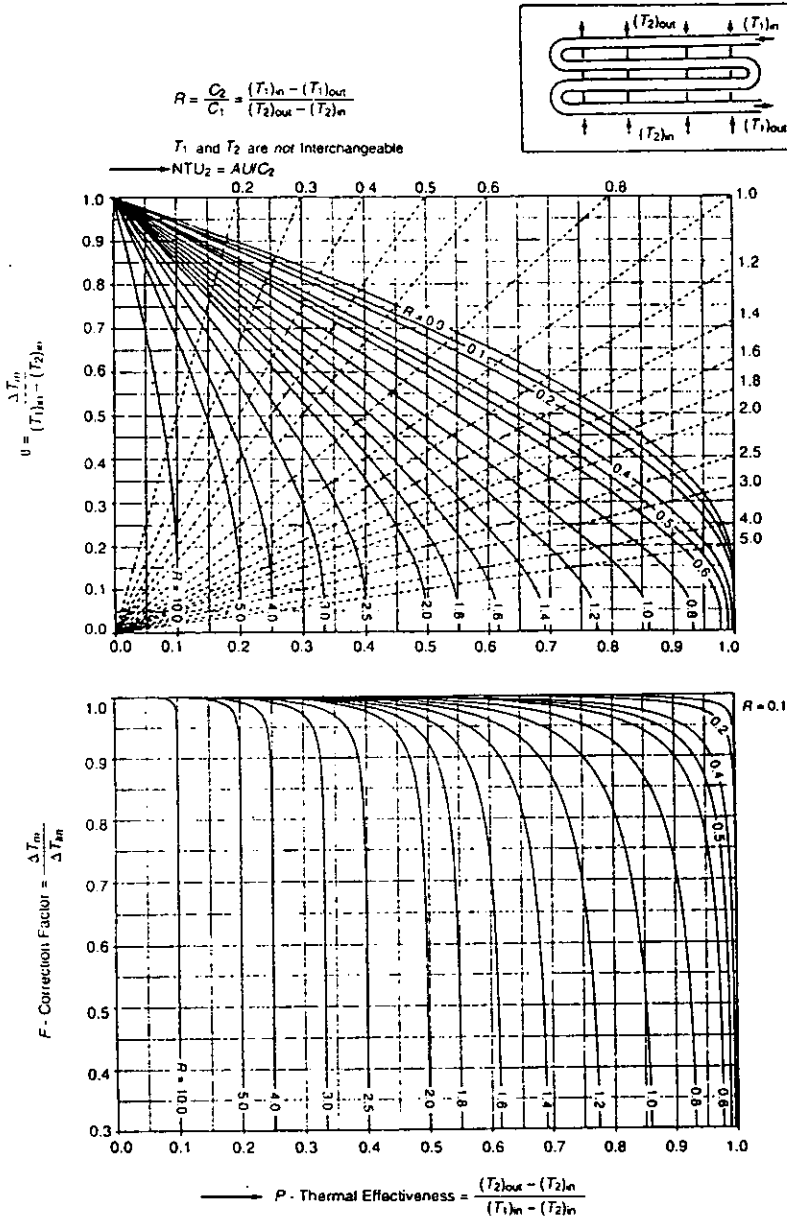


Fig. A.8. Diferencia media de temperatura. Cuatro hileras de tubos, cuatro pasos.⁽³²⁾

Apéndice B

Ejemplo de un artículo relacionado a la estimación preliminar de un enfriador con aire.

Se han escrito varios artículos en relación a los enfriadores y condensadores con aire proponiendo distintos métodos para su diseño, selección, control, etc.^(10,11,21,26), por lo que sería muy extenso hacer referencia a varios de ellos, solamente se tradujo uno como ejemplo del cálculo estimado de un enfriador con aire.

Procedimiento de estimación preliminar.

Robert Brown, Happy Div. of Therna Technology, inc.⁽⁶⁾

Las variables principales que afectan el diseño de un enfriador con aire comienzan con la siguiente ecuación básica:

$$Q = U A \Delta T$$

donde:

Q = calor transferido

U = coeficiente total de transferencia de calor

A = área de transferencia de calor

ΔT = Diferencia de temperatura del fluido de proceso a enfriar (T_2 y T_1) y del aire (t_2 y t_1)

De estas variables, el diseñador solamente conoce Q, T_2 , T_1 y t_1 . El diseñador del enfriador debe considerar un flujo de aire que será establecido por las condiciones t_2 y la diferencia media de temperatura a través del intercambiador.

La caída de presión del aire a través del enfriador se incrementa en relación directa con el aumento de su velocidad, de modo que la potencia requerida por los ventiladores se incrementa en la misma relación que el coeficiente de transferencia y la diferencia de temperatura media aumentan. Finalmente, el tipo de aletas usadas para extender la superficie externa de los tubos afectan tanto el coeficiente de transferencia como la potencia, así también el costo. Sin alguna guía, el diseñador sin experiencia puede tardar semanas de cálculo y optimización.

Estimación óptima.

El siguiente procedimiento puede ayudar. La clave son tres consideraciones: primero, se considera un coeficiente total de transferencia de calor, dependiendo del fluido de proceso y su rango de temperatura; segundo, la diferencia de temperatura del aire ($t_2 - t_1$) es calculada mediante una fórmula empírica; tercero, la estimación se basa en tubos desnudos, con un diseño y potencia del ventilador estimada, de manera que esto evita las peculiaridades de algún otro tipo de aleta.

Los coeficiente totales de transferencia de calor se muestran en la tabla B.I.

Tabla B.I. Coeficientes totales de transferencia de calor para fluidos de proceso⁽⁶⁾.

Enfriadores				Condensadores	
Líquido	Coef. de transf. de calor, BTU/h ft ² °F	Líquido	Coef. de transf. de calor, BTU/hr ft ² °F	Vapor	Coef. de transf. de calor, BTU/h ft ² °F
Crudo, 20 °API:	10 - 16	Crudo pesado,	6 - 10	Vapor solo	140 - 150
T prom 200 °F	10 - 16	8 - 14 °API:		10% inconden.	100 - 110
T prom 300 °F	13 - 22	T prom 300 °F	10 - 16	20% inconden.	95 - 100
T prom 400 °F	30 - 40	T prom 400 °F	45 - 55	40% inconden.	70 - 75
Crudo, 30 °API		Diesel	55 - 60	Hydrocarburos	
T prom 150 °F	12 - 23	Keroseno	60 - 65	ligeros puros	80 - 85
T prom 200 °F	25 - 35	Nafta pesada	65 - 70	Hydrocarburos	
T prom 300 °F	45 - 55	Nafta ligera	70 - 75	ligeros	65 - 75
T prom 400 °F	50 - 60	Gasolina	75 - 80	mezclados	
Crudo, 40 °API		Hydrocarburos		Gasolina	60 - 75
T prom 150 °F	25 - 35	ligeros		Mezclas	
T prom 200 °F	50 - 60	Alcohol y		gasolina-vapor	70 - 75
T prom 300 °F	55 - 65	solventes		Hydrocarburos	
T prom 400 °F	60 - 70	orgánicos	70 - 75	medios	45 - 50
		Amoniaco	100 - 120	Hydrocarburos	
		Salmuera al 25%		medios con	
		Agua	90 - 110	agua	55 - 60
		Etilenglicol al	120 - 140	Solventes	
		50%	100 - 120	orgánicos	75 - 80
				puros	100 - 110
				Amoniaco	
Condensadores de vapores.					
Coef. de transf. de calor, BTU/h ft ² °F					
Vapor	10 psig	50 psig	100 psig	300 psig	500 psig
Hydrocarburos ligeros	15 - 20	30 - 35	45 - 50	65 - 70	70 - 75
Hydrocarburos medios y solventes orgánicos	15 - 20	35 - 40	45 - 50	65 - 70	70 - 75
Vapores inorgánicos ligeros	10 - 15	15 - 20	30 - 35	45 - 50	50 - 55
Aire	8 - 10	15 - 20	25 - 30	40 - 45	45 - 50
Amoniaco	10 - 15	15 - 20	30 - 35	45 - 50	50 - 55
Vapor	10 - 15	15 - 20	25 - 30	45 - 50	55 - 60
Hidrógeno - 100%	20 - 30	45 - 50	65 - 70	85 - 95	95 - 100
- 75% vol.	17 - 28	40 - 45	60 - 65	80 - 85	85 - 90
- 50% vol.	15 - 25	35 - 40	55 - 60	75 - 80	85 - 90
- 25% vol.	12 - 23	30 - 35	45 - 50	65 - 70	80 - 85

Un análisis de estos valores obtenidos experimentalmente a partir de los coeficientes de película interna para estos fluidos y la ecuación para el coeficiente total de transferencia de calor, $(1/U) = (1/h_0) + (1+h_0)$; indican que el coeficiente de transferencia efectiva de película del aire varía alrededor de un 75%, indicando que se requiere algún diseño especial de tubo aletado diferente al de aleta plana que es el más usado.

Una vez que el coeficiente total de transferencia es considerado, la temperatura de salida del aire puede estimarse como: $t_2 = \left\{ 0.005U \left[\frac{(T_2 + T_1)}{2} - t_1 \right] \right\} + t_1$

La diferencia de temperatura del aire ($t_2 - t_1$) calculada en esta forma puede usualmente ser confiable para establecer un dimensionamiento cercano al óptimo. Este debe ajustarse aun más adelante la utilización de un factor de corrección tomado de la fig B.1.

Después el área estimada es calculada de la U considerada y una diferencia de temperatura efectiva, el tamaño de la unidad del enfriador con aire puede estimarse de la tabla B.II. Note que esta tabla considera tubos desnudos de 1 plg. en arreglo triangular de 2 ½ plg., de esta manera provee espacio para aletas de hasta 2 ¼ plg., de diámetro exterior (por ejemplo, aletas de 5/8 plg. de largo). La potencia del ventilador precedida del tamaño de la unidad estimada y del área de intercambio de calor se estima de la fig. B.3.

Cálculo de la diferencia de temperatura.

La exactitud de este procedimiento de estimación requiere de una corrección para la diferencia efectiva de temperatura. Una vez que la temperatura de salida del aire t_2 es calculada, una forma simple de calcular la diferencia media logarítmica de temperatura (LMTD) para flujo a contracorriente por medio de una de las muchas gráficas o empleando la fórmula conocida:

$$\text{LMTD} = (\Delta t_2 - \Delta t_1) / \ln(\Delta t_2 / \Delta t_1)$$

donde:

$$\Delta t_2 = T_1 - t_2$$

$$\Delta t_1 = T_2 - t_1$$

Al igual que los intercambiadores de tubos y coraza convencionales, no solo el LMTD se aplica para enfriadores con aire y debe corregirse de acuerdo al patrón de flujo seleccionado. Un número de dichos patrones están dados en las Normas de la Asociación de Fabricantes de Intercambiadores Tubulares (TEMA) y los principales manuales de intercambiadores de calor. El patrón de flujo y factores de corrección considerados para este procedimiento de estimación son para flujo cruzado de un paso tanto del fluido en los tubos como del aire sin mezclar como el flujo a través del intercambiador.

Tabla B.II. Superficie aproximada de los tubos desnudos en los arreglos de tubos.⁽⁶⁾

Tubo desnudo de 1 plg. D. E. En arreglo triangular de 2 3/8 plg.						
Ancho aproximado de unidad, ft	Longitud del tubo, ft	Ventiladores por unidad	Nº de hileras de tubos en profundidad			
			3	4	5	6
4	4	1	49	64	81	97
	6	1	73	97	122	146
	8	2	98	129	163	194
	10	2	123	162	204	243
6	6	1	121	160	201	240
	8	1	161	213	268	320
	12	2	242	320	402	481
	14	2	282	374	469	561
8	8	1	224	297	373	446
	10	1	280	372	466	558
	12	1	336	446	559	669
	14	1	392	520	652	781
	16	2	448	595	746	892
	20	2	560	744	932	1116
	24	2	672	892	1119	1339
10	10	1	351	466	584	699
	12	1	421	559	701	839
	14	1	491	652	817	979
	16	1	561	746	934	1119
	20	2	702	932	1168	1399
	24	2	842	1119	1402	1678
	30	2	1053	1399	1752	2098
	32	2	1123	1492	1869	2238
12	12	1	515	685	858	1028
	14	1	601	799	1001	1199
	16	1	687	913	1144	1370
	20	1	859	1142	1430	1713
	24	2	1031	1370	1716	2056
	30	2	1289	1713	2145	2570
	32	2	1374	1827	2288	2741
	36	2	1546	2056	2574	3084
	40	2	1718	2284	2861	3426
16	16	1	897	1190	1492	1785
	20	1	1121	1488	1865	2232
	24	1	1345	1785	2238	2678
	30	2	1682	2232	2798	3348
	32	2	1794	2381	2984	3571
	36	2	2018	2678	3357	4018
	40	2	2242	2976	3730	4464
18	20	1	1247	1655	2075	2483
	24	1	1496	1987	2490	2980
	30	2	1870	2483	3112	3725
	32	2	1995	2649	3320	4470
	36	2	2244	2980	3735	4967
	40	2	2494	3311	4150	4967
20	20	1	1404	1865	2337	2798
	24	1	1685	2238	2804	3357
	30	2	2106	2798	3505	4197
	32	2	2246	2984	3739	4477
	36	2	2527	3357	4206	5036
	40	2	2808	3730	4674	5596

Notas:

1. Considere 4 hileras de tubos excepto para las siguientes condiciones
 - a. Si el rango de temperatura en el fluido de proceso es de 10 °F o menos, considerar 3 hileras.
 - b. Si el rango de temperatura del fluido de proceso del fluido de proceso se encuentra entre 10 y 20 °F y materiales especiales de construcción son requeridos, considerar 3 hileras.
 - c. Si el rango de temperatura del fluido de proceso esta entre 100 y 200 °F y/o el coeficiente de transferencia de calor total es menor de 60, considerar 5 hileras.
 - d. Si el rango de temperatura del fluido de proceso es entre 200 y 300 °F y/o el coeficiente de transferencia de calor es menor de 40, considerar 6 hileras.
 - e. Si el rango de temperatura del fluido de proceso es mayor de 300 °F y/o el coeficiente de intercambio de calor es menor de 30, considerar 8 hileras.

2. En relación a 14 BWG, el efecto del espesor de la pared del tubo en el costo es:

<u>Diámetro nominal</u>	<u>Factor de costo</u>
12 BWG	1.025
14 BWG	1.00
16 BWG	0.99

3. En relación a las hileras de tubos, el efecto del número de hileras de tubos en el costo es:

<u>Hileras</u>	<u>Factor de costo</u>	<u>Hileras</u>	<u>Factor de costo</u>
4	1.10	6	1.00
5	1.05	8	0.95

4. En relación a la longitud, el efecto de la longitud del tubo en el costo es:

<u>Longitud del tubo, ft</u>	<u>Factor de costo</u>	<u>Longitud del tubo, ft</u>	<u>Factor de costo</u>
10	1.15	24	1.00
12	1.13	30	0.95
14	1.11	32	0.93
16	1.08	36	0.89
18	1.06	40	0.85
20	1.055		

5. Debido a limitaciones de embarque, el haz de tubos mas ancho puede fabricarse hasta 12 pies. Hazes de tubos mayores deben fabricarse en campo

Ejemplo de estimación.

Se tiene Keroseno fluyendo a razón de 250,000 lb/h es enfriado de 160 °F a 125 °F, con una transferencia de calor de 4.55×10^6 BTU/h. ¿Qué tamaño de enfriador se requiere para este servicio, si la temperatura de bulbo seco del aire es de 95 °F?

Solución.

De la tabla B.1, se estima el coeficiente total de transferencia de calor para el Keroseno que es 55 BTU/h ft² °F. Entonces la diferencia de temperatura del aire es:

$$(t_2 - t_1) = 0.005(55)[(160 + 125)/2 - 95]$$

$$= 13.06$$

De la figura B.1, el factor de corrección para la diferencia de temperatura del fluido de proceso de $(160 - 125) = 35$ °F es 0.92; así:

$$(t_2 - t_1) = 0.92(13.06) = 12.02 \text{ y } t_2 = 107.02$$

El LMTD es:

$$\text{LMTD} = ((160 - 107.2) - (125 - 95)) / \ln (160 - 107.2) / (125 - 95) = 40.41$$

De la fig. B.2, el factor de corrección para este LMTD es leído para una eficiencia de temperatura de $P = (107.02 - 95) / (160 - 95) = 0.185$

y un factor de correlación de: $R = (160 - 125) / (107.02 - 95) = 2.91$.

de la fig. B.2 el MTD es 0.95, de manera que el LMTD corregido es: $0.95(40.41) = 38.39$

De esta diferencia de temperatura efectiva, el coeficiente total de transferencia considerado y el calor intercambiado dado; ahora es posible calcular la superficie estimada del tubo desnudo:

$$A = Q / U \Delta T$$

$$= (4.55 \times 10^6) / (55)(38.39) = 2154 \text{ ft}^2$$

De la tabla B.II, esta superficie estimada del tubo desnudo indica un enfriador de 12 ft de ancho, con 4 hileras de tubos de 40 ft de largo con 2 ventiladores, para un superficie total del tubo desnudo de 2,284 ft² o 5 hileras de tubos de 32 ft de largo con 2 ventiladores para una superficie de 2288 ft². De la figura B.3, la potencia del ventilador será de $(22.84)(1.56) = 35.63$ HP

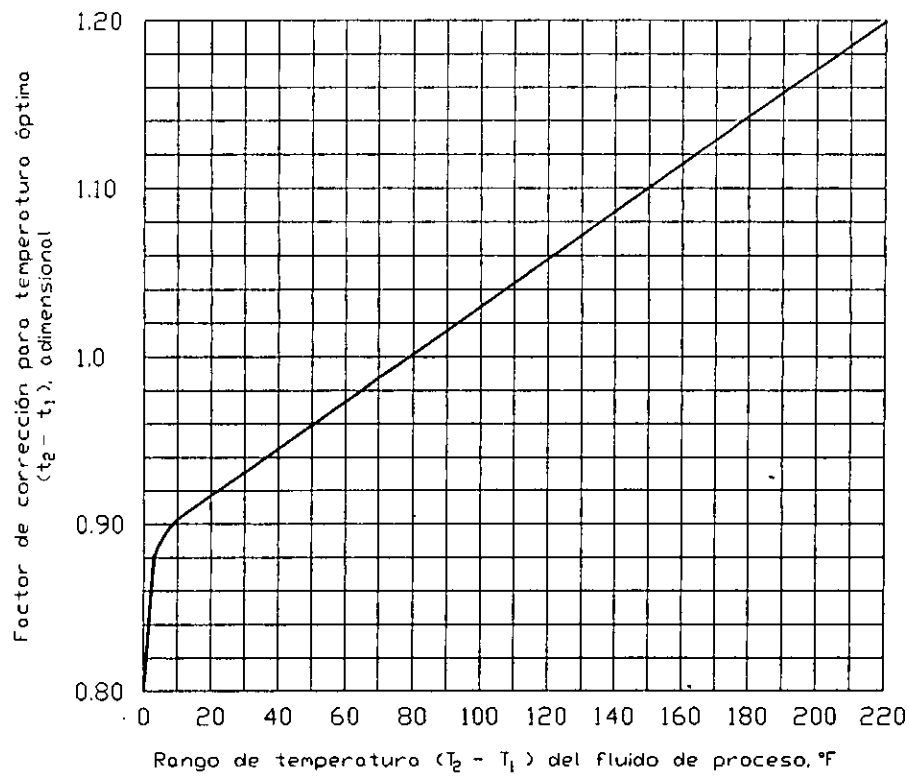
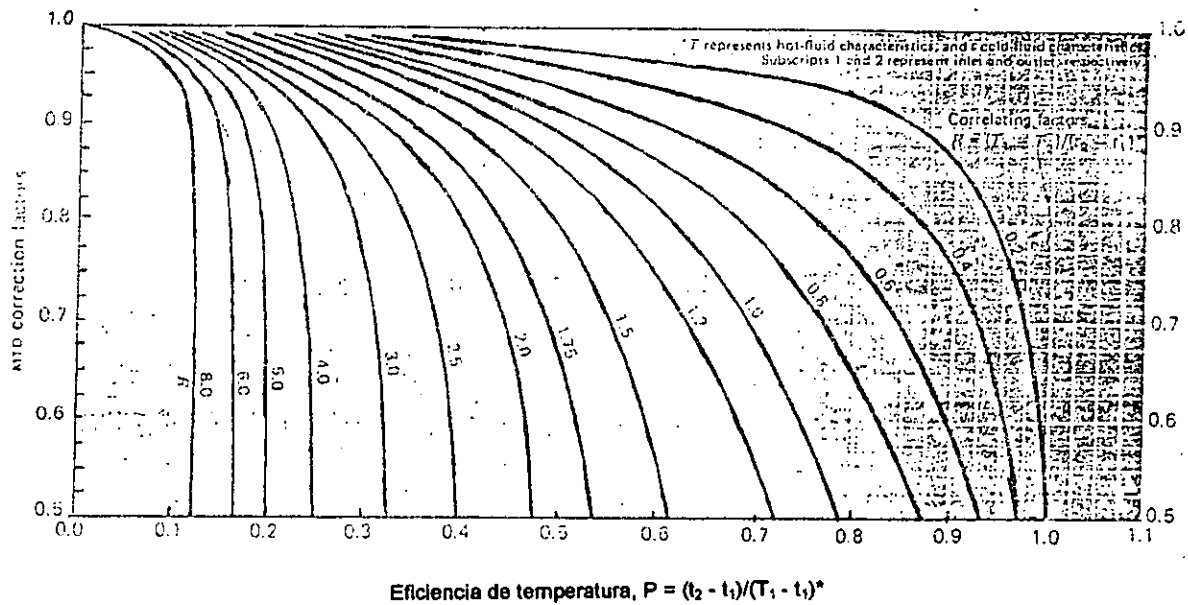


Fig. B.1. Factores de corrección para temperatura estimada⁽⁶⁾



* T representa las temperaturas del fluido caliente y t la del aire,
y los subíndices 1 y 2 las entradas y salidas respectivamente.

Fig. B:2. Factor de corrección MTD para flujo cruzado de un paso.⁽⁶⁾

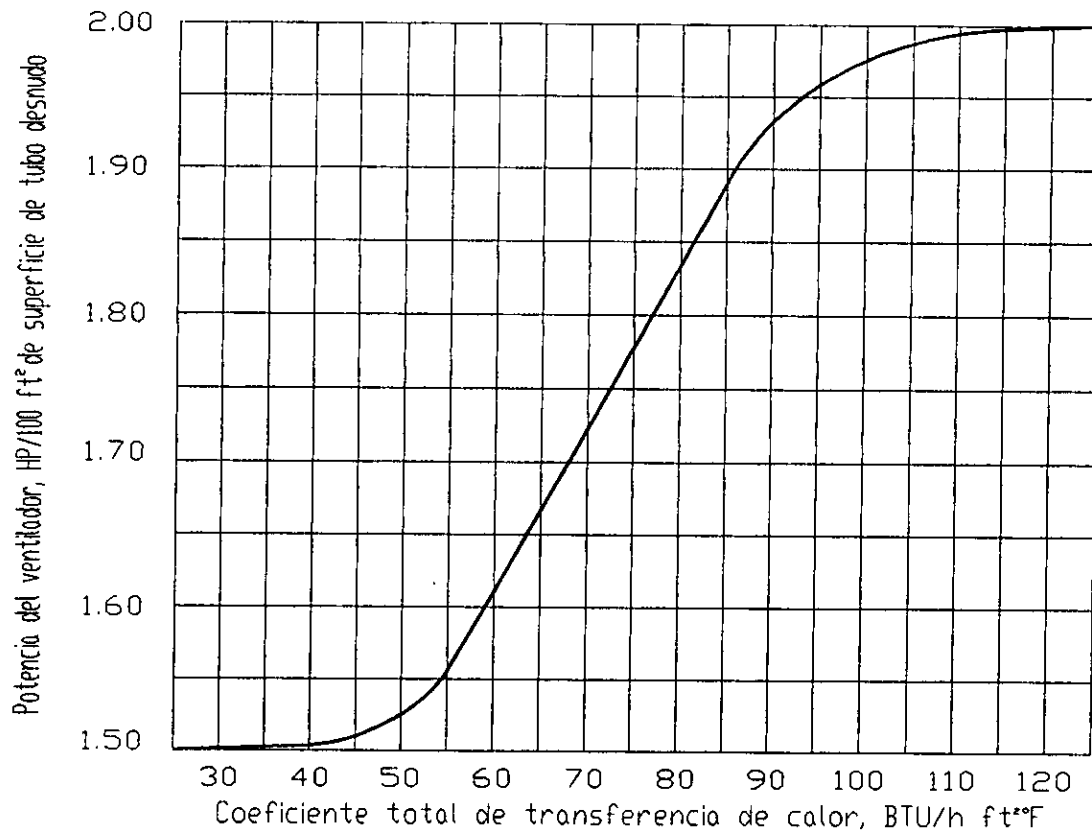


Fig. B.3. Potencia requerida de los ventiladores.⁽¹³⁾

```

PROGRAM ENFR_CON_AIRE
IMPLICIT NONE
REAL(KIND=8)::FM,TEF,TSF,Q,TA,U,DTA,DTF,FC,DTAC,TSA,LMTD,P,R,MTD,LMTDC,A
PRINT*,"PROGRAMA PARA LA ESTIMACION PRELIMINAR DE LA SUPERFICIE DE"
PRINT*,'  "INTERCAMBIO DE CALOR DE UN ENFRIADOR CON AIRE".'
!DEFINICION DE VARIABLES:
!FM   = FLUJO MASICO DEL FLUIDO A ENFRIAR (lb/h)
!TEF  = TEMPERATURA DE ENTRADA DEL FLUIDO (°F)
!TFS  = TEMPERATURA DE SALIDA DEL FLUIDO (°F)
!Q    = CALOR INTERCAMBIADO (BTU/H)
!U    = COEFICIENTE TOTAL DE TRANSFERENCIA DE
        CALOR (BTU/h ft² °)
!DTF  = DIFERENCIA DE TEMPERATURA DEL FLUIDO (°F)
!FC   = FACTOR DE CORRECCION
!TSA  = TEMPERATURA DE SALIDA DEL AIRE (°F)
!LMTD = DIFERENCIA TERMICA MEDIA LOGARITMICA
!P    = EFECTIVIDAD DE TEMPERATURA
!R    = FACTOR DE CORRELACION
!MTD  = DIFERENCIA TERMICA MEDIA
!LMTD = LMTD CORREGIDO
!A    = AREA DE TRANSFERENCIA DE CALOR (ft²)

PRINT*,"CUAL ES EL FLUJO MASICO DEL FLUIDO A ENFRIAR (lb/h)?"
READ* ,FM
PRINT*,"CUAL ES LA TEMPERATURA DE ENTRADA DEL FUIDO (°F)?"
READ* ,TEF
PRINT*,"CUAL ES LA TEMPERATURA DE SALIDA DEL FLUIDO (°F)?"
READ* ,TSF
PRINT*,"CUAL ES LA TEMPERATURA DE BULBO SECO DEL AIRE (°F)?"
READ* ,TA
PRINT*,"CUAL ES LA CANTIDAD DE CALOR A INTERCAMBIAR (BTU/h)?"
READ* ,Q
PRINT*,"DE LA "TABLA I", ESTIME EL COEFICIENTE TOTAL DE TRANSFERENCIA"
PRINT*,'  DE CALOR PARA EL FLUIDO '
READ* ,U
DTA=0.005*U*((TEF+TSF)/2-TA)
DTF=TEF-TSF
PRINT*,"LA DIFERENCIA DE TEMPERATURA DEL FLUIDO (°F) ES:",DTF
PRINT*,"CON ESTE VALOR, DE LA "FIGURA 1" INDIQUE EL FACTOR DE CORRECCION '
READ* ,FC
DTAC=FC*DTA
TSA=TA+DTAC
PRINT*,"LA TEMPERATURA DE SALIDA DEL AIRE (°F) ES: ",TSA
LMTD=((TEF-TSA)-(TSF-TA))/LOG((TEF-TSA)/(TSF-TA))
PRINT*,"EL LMTD ES: ",LMTD
P=(TSA-TA)/(TEF-TA)
R=(TEF-TSF)/(TSA-TA)
PRINT*,"P= ",P
PRINT*,"R= ",R
PRINT*,"CON "P" Y "R", DE LA "FIGURA B2" OBTENGA EL MTD '
READ* ,MTD
LMTDC=MTD*LMTD
A=Q/(U*LMTDC)

```

```

PRINT*,"RESULTADOS DE EL CALCULO DE LA ESTIMACION PRELIMINAR"
PRINT*,"      DE UN ENFRIADOR CON AIRE"
PRINT*,"FLUJO MASICO (lb/h)=          ',FM
PRINT*,"TEMPERATURA DE ENTRADA DEL FLUIDO (°F)=          ',TEF
PRINT*,"TEMPERATURA DE SALIDA DEL FLUIDO (°F)=          ',TSF
PRINT*,"CALOR INTERCAMBIADO (BTU/hr)=          ',Q
PRINT*,"TEMPERATURA DEL AIRE (°F)=          ',TA
PRINT*,"COEF. TOTAL DE TRANSF. DE CALOR'
PRINT*,"DEL FLUIDO (BTU/hr ft² °F)=          ',U
PRINT*,"DIFERENCIA DE TEMPERATURA DEL AIRE (°F)=          ',DTA
PRINT*,"DIFERENCIA DE TEMPERATURA DEL FLUIDO (°F)=          ',DTF
PRINT*,"FACTOR DE CORRECCION=          ',FC
PRINT*,"DIF. DE TEMP. DEL AIRE CORREGIDA (°F)=          ',DTAC
PRINT*,"TEMPERATURA DE SALIDA DEL AIRE (°F)=          ',TSA
PRINT*,"DIFERENCIA TERMICA MEDIA LOGARITMICA (LMTD)=          ',LMTD
PRINT*,"EFICIENCIA DE TEMPERATURA "P"=          ',P
PRINT*,"FACTOR DE CORRELACION "R"=          ',R
PRINT*,"DIFERENCIA TERMICA MEDIA=          ',MTD
PRINT*,"LMTD CORREGIDO=          ',LMTDC
PRINT*,"AREA DE INTERCAMBIO DE CALOR (ft²)=          ',A
PRINT*,"EN BASE AL AREA RESULTANTE, DE LA "TABLA II"
PRINT*," SELECCIONA EL ENFRIADOR A UTILIZAR.'

```

STOP

END PROGRAM ENFR_CON_AIRE

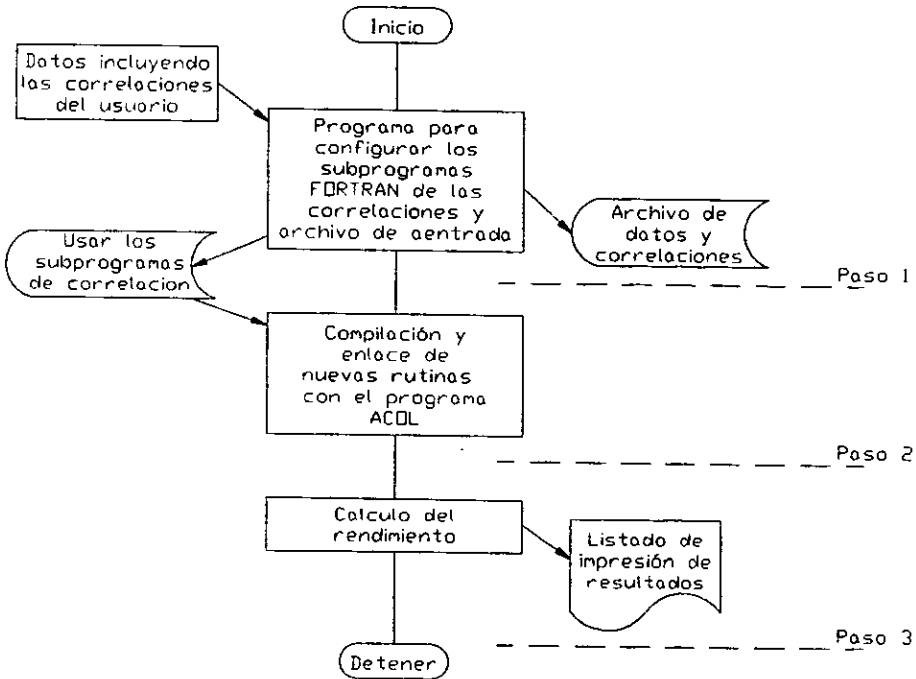
"RESULTADOS DE EL CALCULO DE LA ESTIMACION PRELIMINAR"
 "DE UN ENFRIADOR CON AIRE"

FLUJO MASICO (lb/h)=	250000.000000000
TEMPERATURA DE ENTRADA DEL FLUIDO (°F)=	160.0000000000000
TEMPERATURA DE SALIDA DEL FLUIDO (°F)=	125.0000000000000
CALOR INTERCAMBIADO (BTU/hr)=	4550000.000000000
TEMPERATURA DEL AIRE (°F)=	95.0000000000000
COEF. TOTAL DE TRANSF. DE CALOR DEL FLUIDO (BTU/ hr ft ² °F)=	55.0000000000000
DIFERENCIA DE TEMPERATURA DEL AIRE (°F)=	13.0624997080304
DIFERENCIA DE TEMPERATURA DEL FLUIDO (°F)=	35.0000000000000
FACTOR DE CORRECCION=	0.920000000000000
DIF. DE TEMP. DEL AIRE CORREGIDA (°F)=	12.0174997313879
TEMPERATURA DE SALIDA DEL AIRE (°F)=	107.017499731388
DIFERENCIA MEDIA LOGARITMICA (LMTD)=	40.4077761577293
EFICIENCIA DE TEMPERATURA "P"=	0.18488461125212
FACTOR DE CORRELACION "R"=	2.91241945348958
DIFERENCIA TERMICA MEDIA=	0.950000000000000
LMTD CORREGIDO=	38.3873873498428
AREA DE INTERCAMBIO DE CALOR (ft ²)=	2155.06390089378
EN BASE AL AREA RESULTANTE, DE LA "TABLA B.II"	
SELECCIONA EL ENFRIADOR A UTILIZAR.	

Apéndice C

Diagramas de flujo del programa ACOL.

Como se mencionó en el capítulo IV, existen varios artículos para el dimensionamiento preliminar de enfriadores con aire, el programa más reconocido para el diseño y cálculo más exacto de un enfriador y condensador con aire es el ACOL de Heat Transfer and Fluid Flow Service (H.T.F.S.). A continuación se muestran los diagrama de flujo de este programa.



SECUENCIA DE TRABAJO ACOL3

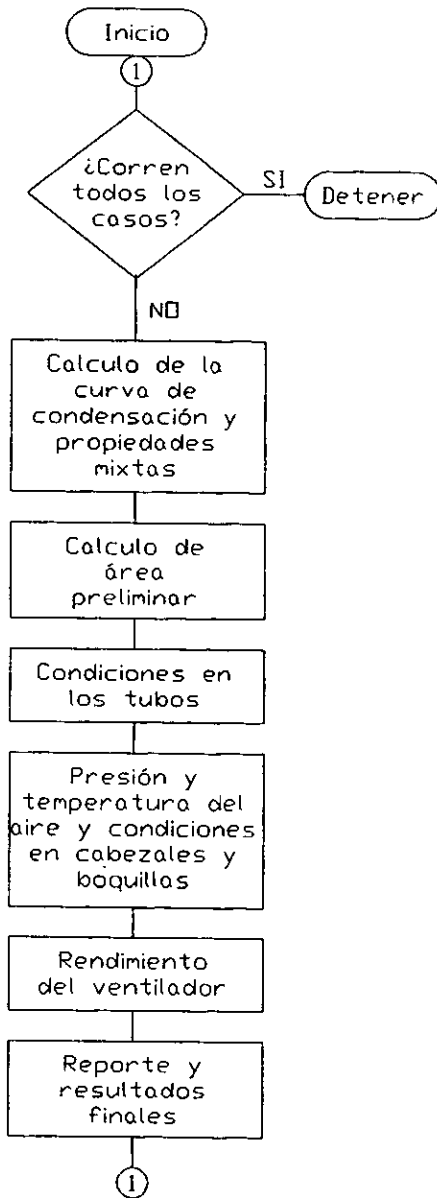
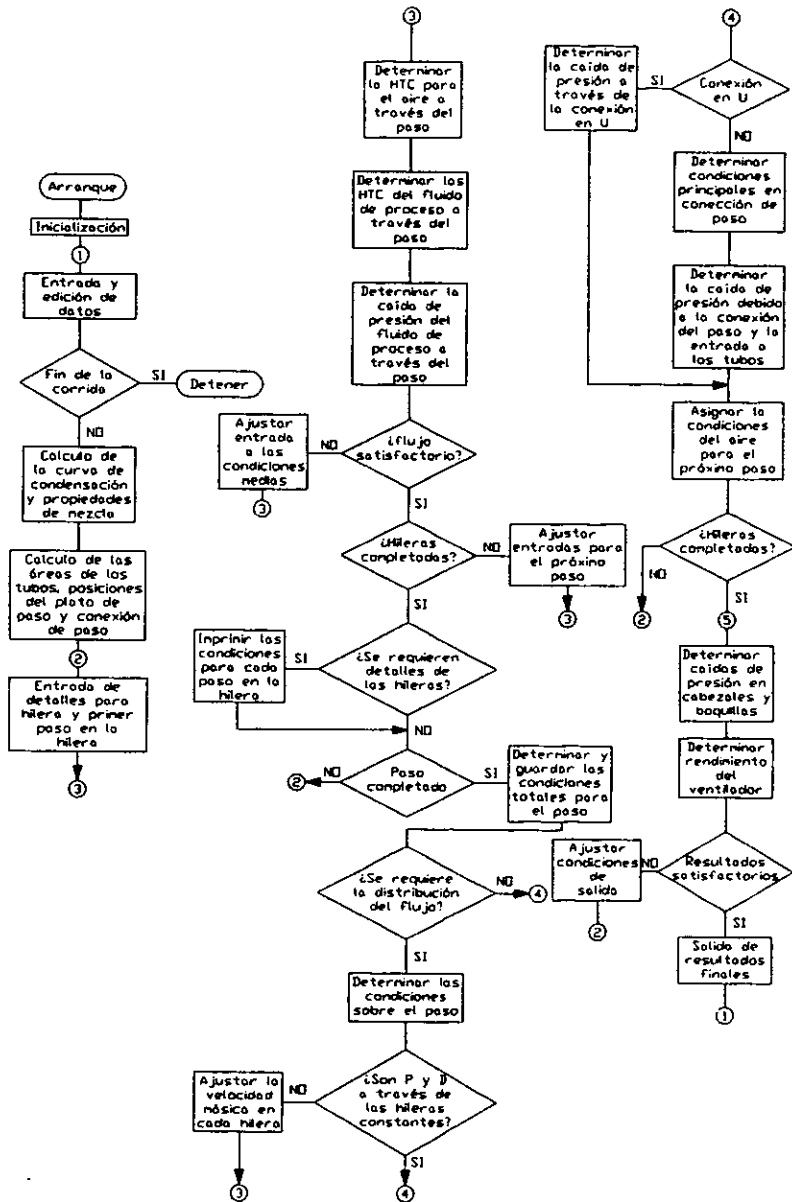


DIAGRAMA DE FLUJO GENERAL



Acol 3. Diagrama general de flujo

Apéndice D.

Programa DIMPA para el diseño de enfriadores con aire.

En este apéndice se muestra el programa "DIMPA". Este programa efectúa fundamentalmente el predimensionamiento del enfriador con aire que cumple con las condiciones de procesos. La idea inicial de desarrollar este programa es original del Ing. Eduardo González Flores quién fue jefe del Dpto. de Diseño Térmico de Cambiadores de Calor de la División de Ingeniería de Cambiadores de Calor del Instituto Mexicano del Petróleo. El programa fue codificado, compilado y probado en lenguaje FORTRAN IV por el Ing. Guillermo A. Vázquez Coutiño⁽³³⁾.

```
1 @RUN,R GAVC100,E9352/ECCARVA,ECCA,1,50 . GVC.RVM.JLM
2 @LOG SIPPI A6 1 PRUEBA PD
3 @HDG      OPTIMIZACIóN DEL SISTEMA AIRE-AGUA
4 @PRT,S RMM1,IMPAIPE4
5 @USE B.,VCGARVMJLM
6 @FTN,IS TPFS.MAINN,B.MAINN
7 C PROGRAMA PARA CALCULAR EL DIMENSIONAMIENTO PRELIMINAR DE UN ENFRIADOR
  CON AIRE Y
8 C      DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR
9 REAL LTC,LTA,KF1,KFI,KF2,KT,KF,KLM,KLF1,KLF2,KVF2,NTC
10 DIMENSION TIF(20),CTS(20)
11 CHARACTER FLTUB16,PLANT32,CONT4,OCAL32,CLAVE8,CLIEN12,OPER4
12 COMMON/ES1/PLANT,CONT,OCAL,CLAVE,CLIEN,OPER
13 COMMON/CAR/MF,SDF,T1F,T2F,PATM,PT1,QRT,FLTUB,PDIS,PP,TDIS
14 COMMON/ES3/WLF1,DLF1,KLF1,CLF1,VLF1,PLF1,PCR1,
15 *      WVF1,DVF1,KVF1,CVF1,VVF1,PVF1,QVF1,
16 *      WLF2,DLF2,KLF2,CLF2,VLF2,PLF2,TCRI,
17 *      WVF2,DNF2,KVF2,CVF2,VVF2,PVF2,QVF2
18 COMMON/COST1/CTNV1/DINST1,CAP1,COPER1,CMANT1,CAW,COTTORR
19 COMMON/DIMEN/LTO,NTO,AW,NCP,NCS,APE,DMLT,UL,US,NB,SB,DS,NEPU,CUT
20 COMMON/DIMEN2/NPS,NP,VE,VT,DPF1,DPE,DPW,DPT,RDF,RDW
21 COMMON/COST/AMORT1,CAMANT,CSA,COPER,CINV,CINT,CAL,AI
22 COMMON/ENFR/NBP,NBS,NVPB,DIA V,REVE(2),NMPB,HPD,NRVPB,HPN
23 COMMON/ENFRA/SPCH,H,APCM,T1A,PS,TE2,VS,TAM,DPF,DLMT
24 COMMON/ENFRE/ANCHOT,LTA,TIPO(2),NBA,AA,UES,ULS,ULL,SUPUE
25 COMMON/ENFRI/WB,NTH,NBTPB,NH,NPSE,NBTP,NBTS
26 COMMON/FL1/T1F1,T2F,QF1,RDF1,WF1,SDF1,DPF2
27 COMMON/PROPT/CPP,VFP,KFP,ROFP,SFP
28 COMMON/FL2/T1F,T2F2,WF2,QF2,KF,CPF,VF,SF,SDF2
29 COMMON/AGUA/T1W,T2W,WW,QW,KT,OPT,VTW,ST
30 COMMON/CANB/DIC,DEC,IPC,IAN,ITC,PDISS,IE
31 COMMON/SAIR/TTIRO,DIA,DEA,ITE
32 NAMELIST/S1/PLAN,CONT,OCAL,CLAVE,CLIEN,OPER,FLTUB
33 NAMELIST/AR/PT1,QTR,PDIS,PP,TDIS
34 NAMELIST/S3/WLF1,SLF1,KLF1,CLF1,VLF1,PLF1,PCR1,
35 *      WLF2,SLF2,KLF2,CLF2,VLF2,PLF2,TCRI,
36 *      WVF1,DVF1,KMF1,CMF1,VVF1,PVF1,QVF1,
37 *      WVF2,DVF2,KMF2,CVF2,VVF2,PVF2,QVF2
```

```

38  NAMELIST/FL/WF,WF,SDF,LTC,DPF1,DPF2,RDF,IFL,IIF,T2F,IM
39  NAMELIST/WAT/T1W,T2WRD,DPW
40  NAMELIST/CAM/DIC,DEC,IPC,IAN,ITC,IE
41  NAMELIST/SAI/H,T1A,NVPB,TAM,LTA,NBTPB,ITIRO,DIA,DEA,ITE
42  SLW(T)=(62.426-((T-40.0)**1.768)/3396.0)/62.426
43  KLW(T)=0.2958+0.0803*((T-40.0)/100.0)-0.01765*((T-40.0)/100.0)**2
44  VLW(T)=1.0/(0.2812+0.72378*((T-40.0)/100.0)+0.5113*((T-40.0)/100.0)**2
45  * -0.059984*((T-40.0)/100.0)**3)
46  CLW(T)=1.01862-0.046379*((T-40.0)/100.0)+0.031951*((T-40.0)/100.0)**2
47  * -0.005982*((T-40.0)/100.0)**3
48  PF(PF1,PF2,T1,T2,T)=PF1+(PF1-PF2)*(T-T1)/(T1-T2)
49  C LECTURA DE LOS PARAMETROS DE DISEÑO
50  IW=6
51  READ(5,S1)
52  READ(5,AR)
53  READ(5,S3)
54  READ(5,FL)
55  READ(5,WAI)
56  READ(5,CAM)
57  READ(5,SAI)
58  PATM=14.696*(1.0-6.87E-06*H)**5.256
59  PDISS=PDIS
60  RDIT=0.001
61  RDF1=RDF
62  RDF2=RDF
63  SDF1=SDF
64  SDF2=SDF
65  WF1=WF
66  WF2=WF
67  T1F=T1F
68  T2F=T2F
69  NTR=10
70  DTF=(T1F-T2F)/NTR
71  TW=(T1W*T2W)/2.0
72  KT=KLW(TW)
73  VTW=VLW(TW)
74  CPT=CLW(TW)
75  ST=SLW(TW)
76  IF (IFL .EQ. 3)GO TO 55
77  KF1=KLF1
78  KF2=KLF2
79  CPF1=CLF1
80  CPF2=CLF2
81  VF1=VLF1
82  VF2=VLF2
83  SF1=SLF1
84  SF2=SLF2
85  DLF1=SLF1*62.37
86  DLF2=SLF2*62.37
87  GO TO 65
88  55 KF1=KVF1
89  KF2=KVF2
90  CPF1=CVF1
91  CPF2=CVF2

```

```

92   VF1=VVF1
93   VF2=VVF2
94   SF1=DVF1/62.37
95   SF2=DVF2/62.37
96 65 NTR1=NTR+1
97   I=0
98   ICO=1
99 30 I=I+1
100  IF (IM .EQ. 2) I=NTR1
101 20 TIF(I)=T1F-DTF*(I-1)
102   T2F=TIF(I)
103   KF1=PF(KF1,KF2,T1F,T2F,T22F)
104   CPF1=PF(CPF1,CPF2,T1F,T2F,T22F)
105   WF1=PF(VF1,VF2,T1F,T2F,T22F)
106   SF1=PF(SF1,SF2,T1F,T2F,T22F)
107   KFP=(KF1+NF1)/2.0
108   CPP=(CPF1+CPF1)/2.0
109   VFP=(VF1+VF1)/2.0
110   SFP=(SF1+SF1)/2.0
111   ROFP=SFP*62.37
112   QF1=ABS(WF*CPP*(T1F-TIF(I)))
113   QA=QF1
114   IF (I .EN. 1)GO TO 45
115   AA=0.0
116   CSA=0.0
117   CMANT=0.0
118   COPER=0.0
119   CINV=0.0
120   CINT=0.0
121   CAP=0.0
122   GO TO 10
123 45 CALL IMPA
124   IF (IM .EN. 2.0)GO TO 10
125   I=1.0
126   ICO=2.0
127 10 T1F=T1F-DTF*(I-1)
128   TPR=(T2F+T1F)/2.0
129   SF=PF(SF1,SF2,T1F,T2F,TPR)
130   KF=PF(KF1,KF2,T1F,T2F,TPR)
131   CPF=PF(CPF1,CPF2,T1F,T2F,TPR)
132   VF=PF(VF1,VF2,T1F,T2F,TFR)
133   QF2=ABS(WF*CPF*(T1F-T2F))
134   QW=QF2
135   WW=QW/((T2W-T1W)*CPT)
136   CKW=0.040
137   IF (I .EN. NTR1)GO TO 40
138   AW=0.0
139   CAW=0.0
140   CINV1=0.0
141   CINST1=0.0
142   CAPT1=0.0
143   COPER1=0.0
144   CMANT1=0.0
145   QW=0.0

```

```

146 GO TO 15
147 40 CALL RATIN
148 15 CTS(I)CAW+CSA
149 WRITE(6,25),TIF(I),QW,AW,CAW,QA,AA,CSA,CTS(I)
150 IF (ICD.EQ.2.0) GO TO 50
151 IF (1.LT.NTR1) GO TO 30
152 COPT=DTS(1)
153 DO 35 IO=1,NTR
154 IF (CTS(IO*1).GT.COPT) GO TO 35
155 COPI=CTS(IO+1)
156 I=IO+1
157 35 CONTINUE
158 ICD=2
159 TOP=TIF-DTF*(I-1)
160 WRITE(6,60)TOP,CTS(I)
161 GO TO 20
162 50 CALL HODAN1 (IW)
162 CALL HODAN2 (IW)
164 CALL HODAN4 (IW)
165 CALL HODAN3 (IW)
166 25 FORMAT(/,10,'RESULTADOS PARA T=',I2,/,10X,'TIN=',IPE10.4,
167 * ' QCAMMB',IPE10.4,' A CAMB=',IPE10.4,' COSTO CAMB=',
168 * IPE10.4,/,10X,'Q AIRE=',IPE.10.4,' A AIRE=',IPE10.4,
169 * ' COSTO S. AIRE=',IPE10.4,' COSTO TOYAL=',IPE10.4)
170 FORMAT(/,10X,'***** TEMPERATURA OPTIMA=',F8.2,'COSTO',F10.2)
171 STOP
172 END
173 @, FTN,IS TPF5.IMPAIR,B.IMPAIR
174 SUBROUTINS IMPI
175 REAL LT
176 COMMON/COST/AMORTI,CMANT,COSTAL,COPER,CINV,CINST,CAP,AI
177 COMMON/ENFRO/NBP,PBS,NVPB,FD,REVE(2),NMPB,BMPPV,NRVPB,HPN
178 COMMON/ENFRA/WAIR,H,ACFPNV,TE1,PS,TE2,FAV,TAM,DPT,DMLT
179 COMMON/ENFRE/ANCHOT,LT,TIRO(2),NBAY,ATL,UO,ULS,ULL,AT
180 COMMON/ENFRI/ANBT,NTPB,NBTPB,NH,NPSE,NBTP,NBS
181 COMMON,/FLI/TT1,TT2,QR,T,RDT,WTT,SDT,OPTIMX
182 COMMON/SAIR/ITIRO,DI,DO,ITE
183 COMMON/FINTUB/DF,MF,NF,PI
184 COMMON/PROPT/CPT,VIT,CTT,ROT,SGT
185 DPAMN=0.35
186 DPAMX=0.70
187 NF=10
188 PT=2.1875
189 DF=2.000
190 HF=0.500
191 GOK=5500.0
192 C CALCULO DE LA "U" SUPUESTA
193 RD=0.1
194 WRITE(6,710)CPT,VIT,CTT,ROT,SGT,DP,TMX,TT1,TT2
195 710 FORMAT(5X,'CPT=',IPE12.4,'VIT=',IPE12.4,'CIT=',IPE12.4/,
196 * 5X,'ROT=',IPE12.4,'SGT=',IPE12.4,'DPT=',IPE12.4,'T1=',
197 * IPE12.4,'T2=',IPE12.4)
198 HI=HIT(DPTMX)
199 RIO=16.02/HI

```

```

200 RDTC=TDI*16.02
201 US=1.0/(RD*RIO*RDTO)
202 NIT=0.0
203 30 GDI=,OK
204 C CALCULO INICIAL DEL NUMERO DE HILERAS
205 A=ABS((TT1-TT2)/(TT1-TE1))
206 NHI=3
207 IF (Q .GT. 0.10) NHI=4
208 IF (A .GT. 0.48) NHI=5
209 IF (A .GT. 0.55) NHI=6
210 IF (A .GE. 0.75) NHI=8
211 IF (A .GE. 9.90) NHI=10
212 NBAY=0
213 IF (IE .GE. 3)WRITE(6,801)GDI,NHI,NBAY,US
214 801 FORMAT(///,2X,'GDI=',B15.5,3X,'NHI=',12,2X,
215 X'NBAY=',12,2X,'US=',E10.5)
216 C CALCULO INICIAL DE TEMPERATURA DE SALIDA DEL AIRE
217 40 TE2DIV=(TT1+TT2-(2*TB1))*47.7765*NHI
218 TE2DEN=47.7765*NHI+((0.48*GDI)/US)
219 TE2=TE1+TE2DIV/TE2DEN
220 C CALCULO DE DMLT
221 IPA=(TE1-TE2)/2
222 DTA=TE2-TE1
223 DTF=ABS(TT2-TE1)
224 DTC=ABS(TT1-TE2)
225 DMLT=(DTC-DTF)/ALOG(DTC/DTF)
226 C CALCULO DEL AREA DE TRANSFERENCIA
227 AT=QRT/(US*DMLT)
228 C CALCULO DEL NUMERO DE TUBOS
229 NTT=AT/(4.191*LT)
230 ATL=NTT*0.2618*LT
231 C CALCULO DEL FLUJO DE AIRE
232 WAIR=QRT/(0.24*DTA)
233 C CALCULO DEL NUMERO DE TUBOS POR HILERA NTPH
234 NTPH=WAIR/(GDI*0.0877*LT)
235 C CALCULO DEL NUMERO DE HILERAS
236 NH=NTT/NTPH
237 IF(NH .LT. 2)NH=2
238 NPSE=NH
239 IF(IE .GE. 3)WRITE(6,802)TE2,DMLT,WAIR,AT,NTT,NTPH,NH
240 802 FORMAT(///,2X,'TE2=',E10.5,2X,'DMLT=',E10.5,2X,
241 X'WAIR=',E15.5,2X,'AT=',E15.5,2X,'NTT=',15,2X,
242 X'NTPH=',15,2X,'NH=',12)
243 C AJUSTE DE NTPH
244 NTPH=((NTT-(NTPH*NH))/NH)+NTPG
245 C AJUSTE DE NTT
246 NTT=NTPH*NH
247 AT=NTT*4.19*LT
248 US=QRT/(AT*DMLT)
249 C AREA DE FLUJO
250 AFA=0.077*NTPH*LT
251 C MASA VELOCIDAD
252 GD=WAIR/AFA
253 IF(IE .GE. 3)WRITE(6,803)NTPH,NTT,AFA,GD

```



```

254 803 FORMAT(/,2X,'NTPH=',15,2X,'NTT=',15,2X
255 X'AFA=',B10.5,2X,'GD=',E15.5,/)
256 C CALCULO DEL ANCHO TOTAL DE LA UNIDAD
257 90 ANCHOT=0.182292*NTPH
258 IF(ANCHOT.LT.15)GO TO 130
259 125 NBAY=NBAY+1
260 ANBAY=ANCHOT/NBAY
261 IF(ANBAY.DT.14)GO TO 125
262 GO TO 140
263 130 NABY=1
264 ANBAY=ANCHOT
265 C NUMERO DE BANCO DE TUBOS
266 140 NBT=NBAY*NBTBP
267 C ANCHO DEL BANCO DE TUBO
268 ANBT=ANBAY/NBTBP
269 C NUMERO DE VENTILADORES
270 NV=NBAY*NVPB
271 NMPB=NV
272 NRVPB=NMPB
273 C NUMERO DE TUBOS POR BANCO
274 NTPB=NTT/NBT
275 C FLUJO POR LOS TUBOS POR BAY
276 WTPB=WTT/NBT
277 C CALCULO DE LA RESISTENCIA DEL AIRE
278 RD=47.4278*GO**(-0.71412)
279 IF(IE.GE.3)WRITE(6,777)NV,NTPB,WTPB,RD
280 810 FORMAT(/,2X,'NBAY=',12,2X,'ANBAY=',E10.5,2X,
281 S'NBT=',12,2X,'ANBT=',E10.5)
282 IF(IE.GE.3)WRITE(6,777)NV,NTPB,WTPB,RD
283 777 FORMAT(/,2X,'NV=',12,2X,'NTPB=',16,2X,'WTPB=',E10.5,2X,
284 X'RD=',E10.5,/)
285 CALL HIDP(WTPB,DPTMX,NTPB,LT,NH,DI,HI,DPT,NPSE,IE)
286 C CALCULO DEL COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSF. DE CALOR
287 RIO=16.02/HI
288 UC=1.0/(RD+RIO+RDTC)
289 ULS=UC*16.02
290 ULL=1.0/(1.0/ULS-RDT)
291 WRITE(6,812)US,UC,RD,RIO,RDTC,HI,NH
292 812 FORMAT(/,10X,'US=',1PE10.4,'UC=',1PE10.4,'RD=',1PE10.4,
293 * //,10X,'RIO=',1PE12.4,'RDTC=',1PE10.4,'HI=',1PE12.4,
294 * 'NH=',15)
295 IF(NIT.GE.6)GO TO 300
296 IF(ABS(US-UD)/US)-0.04)300,300,19
297 19 US=UC
298 NIT=NIT+1
299 GO TO 30
300 C CAIDA DE PRESION DEL AIRE
301 300 DPH=0.41975E-07*GD*1.69373
302 PDR=ROATH(TPH,H)/0.075647
303 DPA=NH*DPH/PDR
304 IF(IE.GE.3)WRITE(6,804)DPH,PDR,DPA,DPAMX,DPAMN
305 804 FORMAT(///,2X,'DPH=',2X,E10.5,'PDR=',E10.5,2X,'DPA=',E10.5,2X
306 O'DPAMX=',E10.5,2X,'DPAMN=',E10.5,/)
307 IF(NIT.GE.6)GO TO 303

```

```

308 IF(DPA .GT. DPAMX)GO TO 85
309 IF(DPA .LT. DPAMN)GO TO 88
310 303 IF(TIRO .EQ. 1)GO TO 91
311 IF(TIRO .EQ. 2)GO TO 92
312 85 DPAL=DPAMNX
313 US=UC
314 NIT=NIT+1
315 SDK=GDI*(DPAL/DPA)**0.57143
316 GO TO 30
317 88 DPAL=DPAMN
318 NIT=NIT+1
319 US=UC
320 BDK=GDI*(DPAL/DPA)**0.57143
321 GO TO 30
322 91 TDV=TE1
323 TIRO(1)='FOR'
324 TIRO(2)='CIDO'
325 GO TO 195
326 92 TDV=TE2
327 TIRO(1)='FCR'
328 TIRO(2)='ZADO'
329 195 ROV=ROATH(TDV,H)
330 NBTP=NBAY
331 NBTB=1
332 NBP=1
333 NBS=1
334 DR=RDV/0.074934
335 C VOLUMEN DE AIRE
336 ACFM=WAIR/(4.51*DR)
337 C VOLUMEN DE AIRE POR VENTILADOR
338 ADFPMV=ADFM/NV
339 C PLOT AREA
340 PLOTA=ANCHOT*LT
341 C AREA MININA DEL VENTILADOR
342 FAPF=0.4*PLOTA/NV
343 C DIAMETRO DEL VENTILADOR
344 FD=SQRT(FAPF/0.7850)
345 C VELOCIDAD DEL VENTILADOR
346 FAV=ACFMP/(60.0*FAPF)
347 C VELOCIDAD PRESION
348 DPV=FAV**2*RDV/334.88
349 PS=DPA+DPV
350 C AIR HP
351 AHP=ACFMPV*(DPA+DPV)/6346.0
352 C POTENCIA POR VENTILADOR
353 BHPPV=AHP/0.70
354 HPN=BHPPV
355 C POTENCIA TOTAL RECUPERADA
356 TBHP=BHPPV*NV
357 WRITE(6,701)//,NTT,WAIR,NTPH
358 701 FORMAT(/,2X,'AT=',E10.5,2X,'NTPH=',16,
359 12X,'WAIR=',E10.5,2X,'NTPH=',16)
360 WRITE(6,702) NH,AFA,GD,ANCHOT
361 702 FORMAT(/,2X,'NR=',15,2X,'AFA=',E10.5

```

```

362 12X,'GD=',E10.5,2X,'ANCHOT=',E10.5)
363 WRITE(6,703)NBAY,NBT,ANBT,NV
364 703 FORMAT(/,2X,'NBAY=',I2,2X,'NBT=',I1,2X
365 1'ANBT=',E10.5,2X,'NV=',I2)
366 WRITE(6,704)NTPB,ACFM,ACFMPV,FD
367 704 FORMAT(/,2X,'NTPB=',I6,2X,'ACFM=',E10.5,3X,
368 1'ACFMPV=',E10.5,3X,'FD=',E10.5)
369 WRITE(6,705)FAV,DPV,AHP,BHPPV,TBHP
370 705 FORMAT(/,2X,'FAV=',E10.5,2X,'DPV=',E10.5,2X,
371 1'AHP=',E10.5,2X,'BHPPV=',E10.5,2X,'TBHP=',E10.5)
372 C COSTOS
373 NHMX=NH
374 IF(NH .GE. 8)NHMX=8
375 B1=EACOST(LT,DO,NHMX,NTT,TE)
376 B2=COPA(TBHP,PTR,B1,CAP,CMANT,AMORT,IE)
377 CINST=7.60*B1/100.0
378 COPER=B2
379 C COSTOS ADITIVOS
380 HP1=RVCOST(BHPPV)
381 HOSMO=HP1
382 WRITE(6,707)HOSMO
383 707 FORMAT(/,2X, 'HOSMO=',F14.2)
384 HP2=EMCOST(PPM,BHPPV)
385 FAELE=HP2
386 WRITE(6,708)RPM,FAELE
387 708 FORMAT(/,2X, 'RPM=',F14.2,10X,'FAELE=',F14.2)
388 C COSTO TOTAL
389 CINV=B1+FAELE+HOSMO
390 COSTAL=COPEN+CAMNT+CAP+CINST
391 WRITE(6,706)B1,B2,COSTAL
392 706 FORMAT(/,2X,'B1=',F14.2,10X,'B2=',F14.2,/,
393 1 2X, 'COSTAL=',F14.2)
394 RETURN
395 END PROGRAM

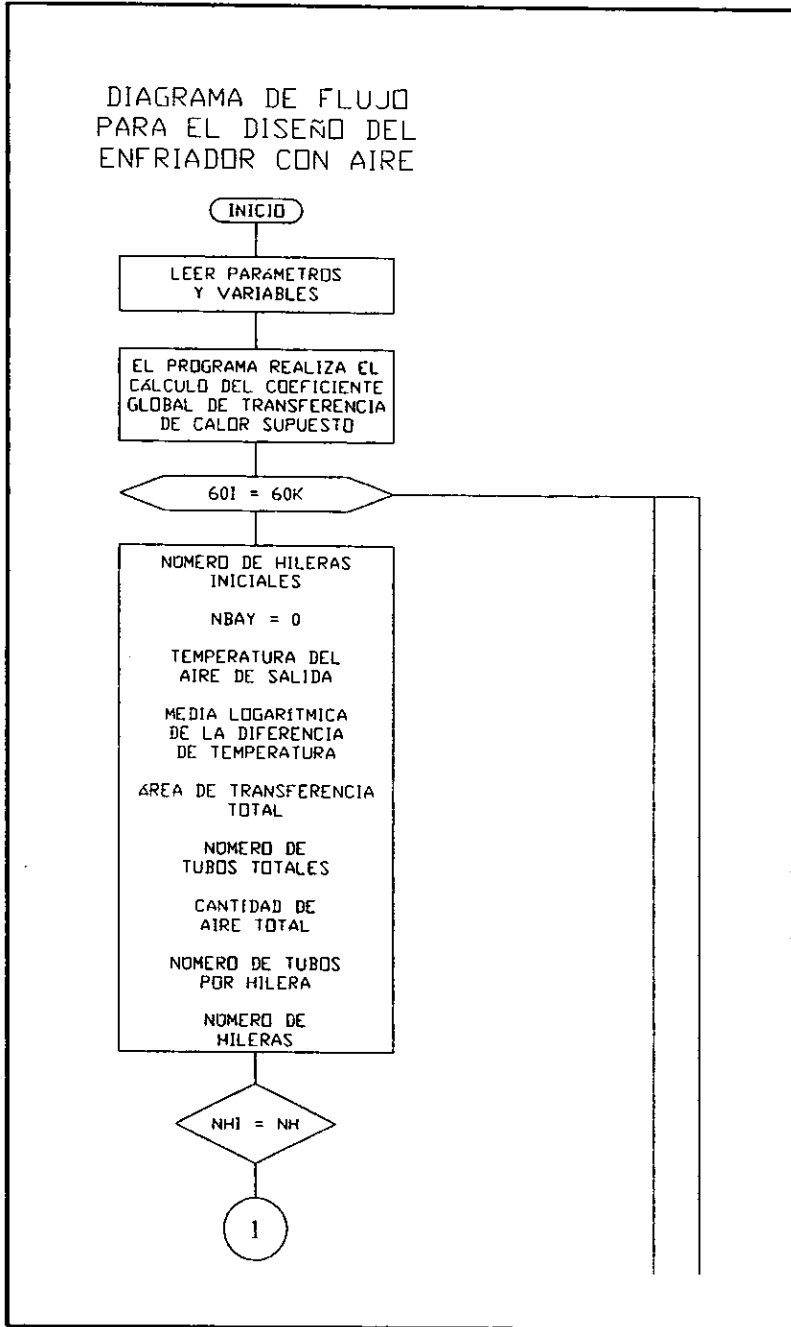
```

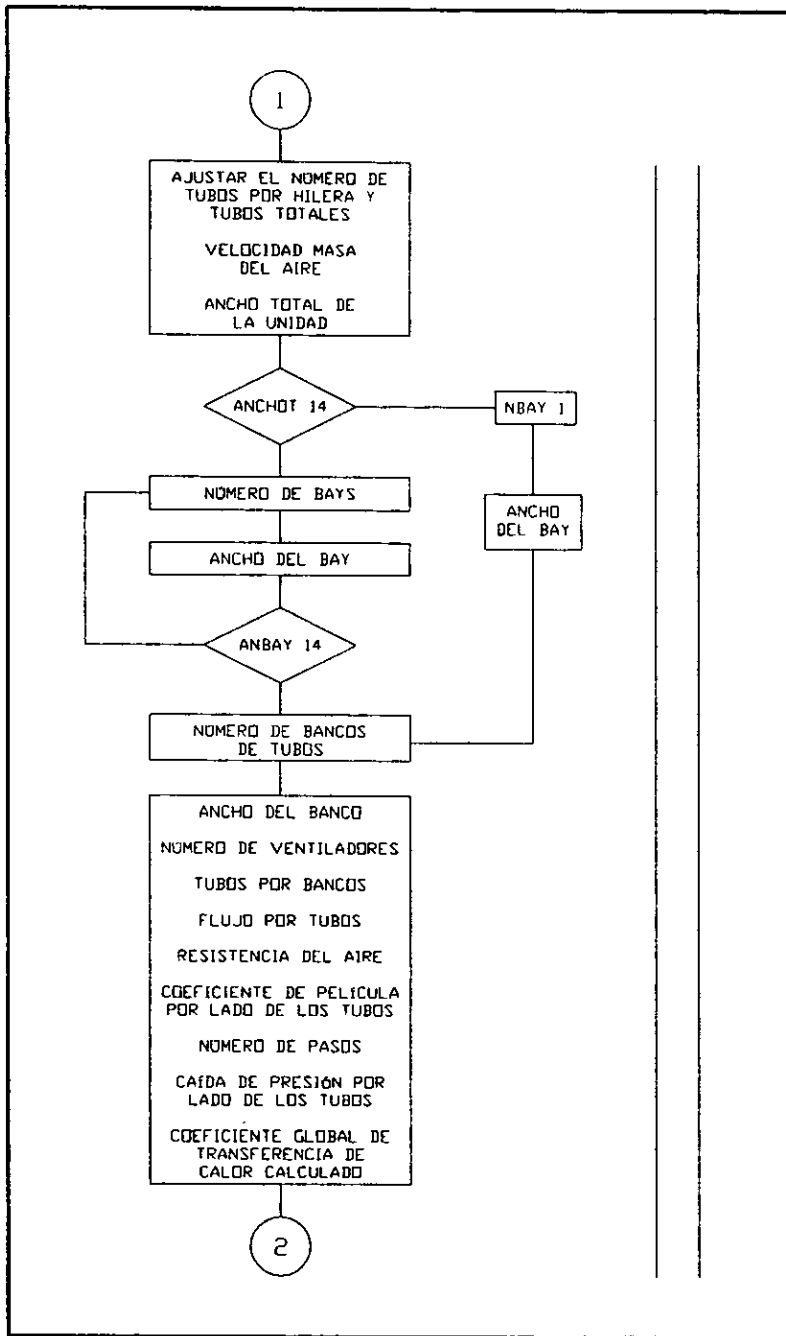
NOMENCLATURA.

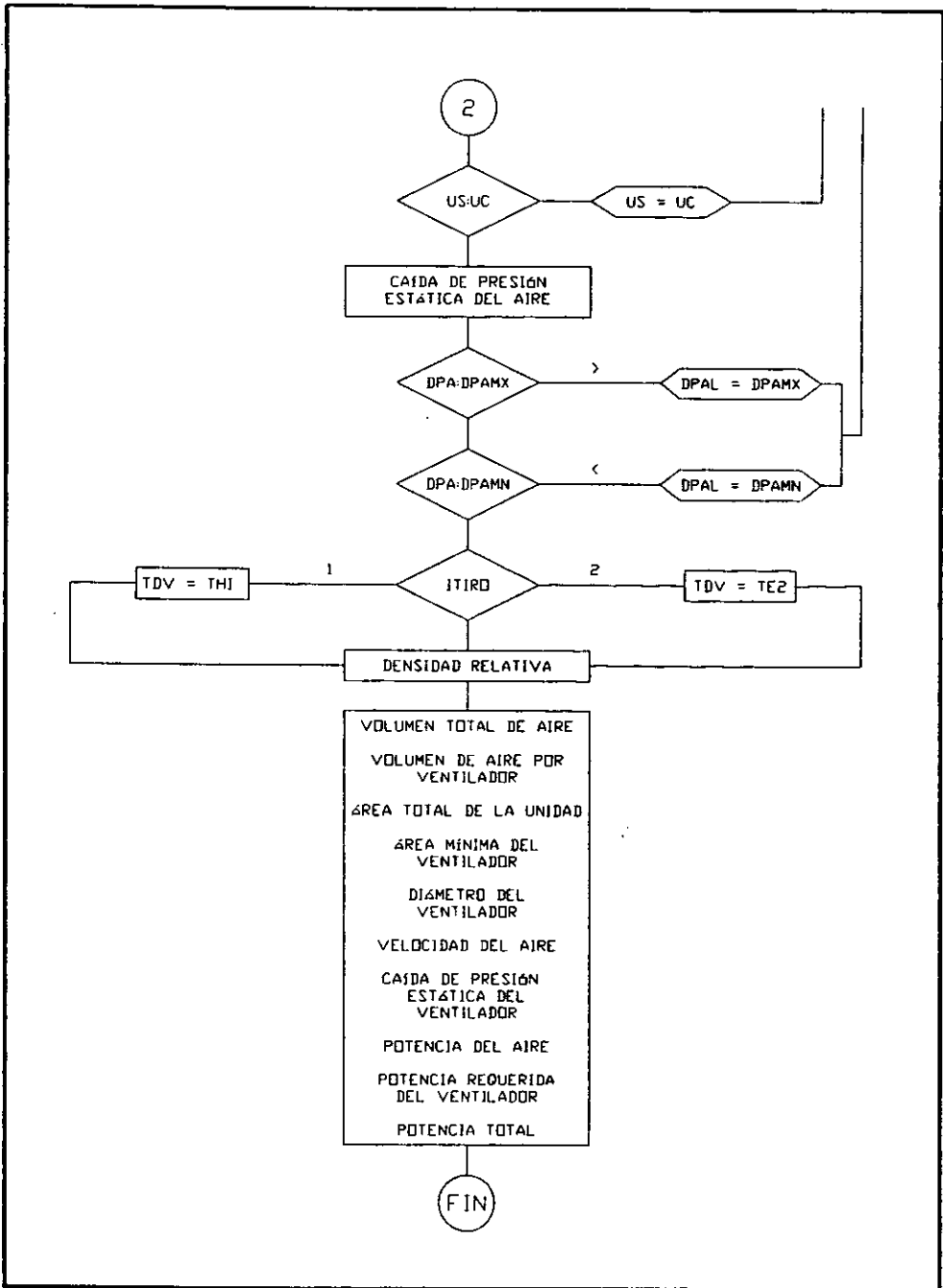
ACFM = Volumen de aire (pies³/min)
ACFMPV = Volumen de aire por ventilador (pies³/min)
AFA = Área libre neta (pies²)
AFT = Área de flujo total (pies²)
AHT = Potencia del aire (HP)
ANCHOT = Ancho de la unidad (pies)
AT = Área total del haz de tubos (pies²)
BHPPV = Potencia por ventilador (HP)
CLT1,2 = Calor específico de entrada, salida (BTU/lb °F)
DMLT = Media logarítmica diferencial de temperatura (°F)
DO = Diámetro exterior del tubo (plg.)
DPA = Caída de presión del aire (plg. agua)
DPH = Caída de presión por hilera (plg. agua)
DPL = Caída de presión por tubos (lb/plg²)
DR = Densidad relativa
DPR = Caída de presión por retornos (lb/plg²)
DPAMN = Caída de presión estática mínima (plg. agua)

DPAMX	= Caída de presión estática máxima (plg. agua)
T	= Caída de presión total (lb/plg ²)
DPV	= Caída de presión estática del ventilador (plg. agua)
F	= Factor de fricción
FAPF	= Área mínima del ventilador (pies ²)
FAV	= Velocidad del aire (pies/s)
FD	= Diámetro del ventilador (pies)
GOI	= Velocidad másica (lb/h pies ²)
GT	= Velocidad másica por tubos (lb/h pies ²)
H	= Altura sobre nivel del mar (pies)
HIT	= Coeficiente de película interna (BTU/h pies ² °F)
KLT1,2	= Conductividad térmica de entrada, salida (BTU/h pie °F)
NBAY	= Número de bays
NBT	= Número de bancos de tubos.
NHI	= Número de hileras
NNU	= Número de Nusselt
NP	= Número de pasos por tubos
NTPB	= Número de tubos por bays
NTPH	= Número de tubos por hilera
NTT	= Número de tubos totales
NV	= Número de ventiladores
PDR	= Densidad relativa promedio
PLOTA	= Área total de la unidad (pies ²)
QTR	= Carga térmica (BTU/h)
RDTCT	= Factor de ensuciamiento total (h pies ² °F/BTU)
RE	= Número de Reynolds
RIO	= Resistencia del aire (h pies ² °F/BTU)
SLT1, 2	= Gravedad específica de entrada y salida del fluido
TBHP	= Potencia total (HP)
TE1, 2	= Temperatura de entrada, salida del aire (°F)
UC	= Coeficiente global calculado (h pies ² °F/BTU)
US	= Coeficiente global supuesto (h pies ² °F/BTU)
VLT1, 2	= Viscosidad del fluido (cp)
VPT	= Velocidad por tubos (pies/s)
WAIR	= Flujo del aire total (lb/h)
WTT	= Cantidad de flujo a enfriar (lb/h)
WTPB	= Flujo total por bay (lb/h)

DIAGRAMA DE FLUJO
PARA EL DISEÑO DEL
ENFRIADOR CON AIRE







Apéndice E.
Factores de suciedad.

Factores de suciedad de diversos fluidos de proceso⁽¹⁸⁾, r_{foul} [m² °K/W]

Agua de mar	0.0001	Vapor de escape	
Agua destilada	0.0001	(con aceite)	0.0002
Agua de enfriamiento	0.0001	Vapores refrigerantes	
Aceites (industriales):		(condensado de compresores	
Combustóleo	0.0009	reciprocantes)	0.0004
Aceite de recirculación		Vapores superiores en condensadores	
limpio	0.0002	enfriados por agua:	
Aceites para maquinarias		De la torre de burbujeo	
y transformadores	0.0002	(condensador final)	0.0002
Aceites vegetales	0.0005	Del tanque flash	0.007
Gases, vapores (industriales)		Cortes intermedios:	
Gas de hornos de coque,		Aceite	0.0002
gas manufacturado	0.0018	Para agua	0.0004
Líquidos (industriales)		Fondos residuales,	
Orgánicos	0.0002	menos de 20 °API	0.0009
Líquidos refrigerantes,		Fondos residuales,	
calefacción, enfriadores o		más de 20 °API	0.0004
evaporantes	0.0002	Estabilizador de gasolina natural:	
Unidades de destilación		Alimento	0.0001
atmosférica:		Vapores superiores	0.0001
Fondos residuales, menos		Enfriadores de producto	
de 25 °API	0.0009	e intercambiadores	0.0001
Fondos residuales, de		Calderetas de producto	0.0002
25 °API o más	0.0004	Unidades de eliminación de HS ₂ :	
Gases de escape de		Para vapores superiores	0.0002
máquinas Diesel	0.0018	Caldereta	0.0003
Vapores orgánicos	0.0001		
Vapor (sin aceite)	0.00		
Vapores de alcohol	0.00		

Unidades de Cracking.

Alimento gas-oil:	
Menos de 260 °C	0.0004
Más de 260 °C	0.0005
Alimento de nafta:	
Menos de 260 °C	0.0004
Más de 260 °C	0.0007
Separador de vapores del separador, tanque flash y vaporizador)	0.0011

Unidades de destilación
atmosférica:

Vapores superiores sin tratar	0.0002
Vapores superiores tratados	0.0005
Cortes intermedios	0.0002

Unidades de destilación al vacío:

Vapores superiores a aceite:	
De la torre de burbujeo (condensador parcial)	0.0002
Del tanque flash (sin reflujo apreciable)	0.0005
Aceite delgado	0.0004
Vapores superiores	0.0002
Gasolina	0.00001

Desbutanizador, despropanizador,
despentanizador y unidades de
alquilación:

Alimento	0.0002
Vapores superiores	0.0002
Enfriadores de producto	0.0002
Calderetas de producto	0.0004
Alimento del reactor	0.0004

Unidades de tratamiento de

lubricantes:	
Alimento de aceite solvente	0.0004
Vapores superiores	0.0002
Aceite refinado	0.0002

Bibliografía

1. Bosnjakovic, F., VDI-Forschungsheft 432, Deutscher Ing. Verlag, Dusseldorf, 1953. Band 17.
2. Bosnjakovic, F., Quersinnig gekoppelte Wärmeaustauscher CIT, 25, Nr. 11, 1953.
3. Boyko, L. D. & Kruzhiin, G. N., "Heat transfer conditions with steam condensing in tubes connected en parallel", *Gas Thermal Eng.*, 12(5), 74, 1965.
4. Boyko, L. D. & Kruzhiin, G. N., "Heat transfer and hydraulic resistance during condensation of steam in a horizontal tube and in a bundle of tubes", *Int. J. Heat Mass Transfer*, 10(3), 361, 1967.
5. Briggs & Young, "Convection heat transfer and pressure drop of air flowing across triangular pitch of tubes", *Chemical Engineering Progress Symposium Series*, Volume 59, No. 41, 1963.
6. Brown, Robert, "A procedure for preliminary estimates", *Chem. Eng. March*, 27; 1978.
7. Claxton, Coolier & Ward, "HTFS correlations for two phase pressure drop and void fraction", *HTFS Design Report Numbers 15 (AERE - R 6454) and 28 (AERE - R 7162)*, 1972..
8. Cook, E. M., "Air-Cooler Heat Exchangers", *Chem. Eng.*, Apr. 25, 1977.
9. Dehne, M. F. "Air cooled overhead condensers", *Chem. Eng. Prog.*, 65, 71, 51, 1969.
10. Ganapathy., "Charts simplify spiral finned-tube calculations", *Chem. Eng.*, Apr. 25, 1977.
11. Ganapathy, V., "Process-design criteria", *Chem. Eng.*, March 27, 1978.
12. Ganapathy, V., "Determining inside heat transfer of common gases and liquids", *Plant Engrg.*, May 12, 1977.
13. Glass, Jhon, "Specifying and rating fans", *Chem. Eng.*, March 27, 1978.
14. Heeren, M. & Holly, L. *Proc. Am. Power Conf.*, 32, 579, 1970.
15. Henry, J. R. & Farrant, P. E. "Effect of two-phase maldistribution on the performance of air cooled condenser", 21st ASME-AIChE Nat. Heat Transfer Conf., Seattle 1983.
16. Hewitt, G. F., Guy, A. R. & Marsland (1982), Heat transfer equipment, *A User Guide on Process Integration for the Efficient Use of Energy*, Institution of Chemical Engineering, Rugby, England, 1982.
17. Hewitt, G. F., Shires, G. L., & Bott, T. R. "Process Heat Transfer", CRC Press, 1993.
18. Kern, D. Q. "Procesos de transferencia de calor". Compañía Editorial Continental. México, 1991.
19. Kern, D. Q., & Kraus, A. D. "Extended Surface Heat Transfer", McGraw-Hill, New York, 1972.
20. Larinoff, W. E., Moles, W. E. & Reichhelm, R. "Design and specification of air-cooled steam condensers", *Chem. Eng. March* 22, 1978.
21. Lemer, J. E., "Simplified air cooler estimating", *Hydrocarbon Processing*, Feb. 1972
22. Mikheev, M. A. *Heat Transfer Fundamentals*. Gosenergoizdat Moscow, 1956.
23. Monroe, R. C. "Consider variable pitch fans", *Hydrocarbon Processing*, Dec. 1980.

24. Monroe, R. C. "Energy -saving fans". *Chemical Engineering Progress* (dec. 1983) pp 28-32.
25. Paikert, P. "Air-cooled heat exchangers", *Handbook of Heat Exchanger Design*. Hemisphere Publishing, New York, 1990. Chap. 3.8.
26. Pignotti, A. & Cordero, G. O., "Mean temperature difference charts for air coolers", *Trans. ASME, Journal of Heat Transfer*, 105, 592-7, 1983.
27. Rozenman, T. & Pundyk, J., "Effect of unequal heat loads on the performance of air cooled condensers", *AIChE Symp. Ser.*, 70(138), 178, 1974.
28. Rozenman, T. & Pundyk, J., "Reducing Solidification in Air-cooled Heat Exchangers", *Chemical Engineering Progress.*, Vol. 70, No. 10, 1974.
29. Rubin, F. L. "Power requirements are lower for air-cooled heat exchangers with variable-pitch fan blades". *Oil and Gas Journal* (11-oct.-1982) pp. 165-167.
30. Saunders, E. A. "*Heat Exchangers. Selection, design and Construction*". Longman Group U.K. Limited, London 1968.
31. Schrey, H. G. & Kern, J., "The tube row effect in gas cooled condensers", *Int. J. Heat Mass Transfer*, 24(2), 335, 1981.
32. Taborek, J., *Heat Exchanger Design Handbook*, Vol. 1, Section 1.5. Hemisphere Publishing Corp, 1983.
33. Vázquez Coutiño, *Introducción a la síntesis de redes de cambiadores de calor*, Tesis UNAM, 1985
34. Weierman, C., "Correlations ease the selection of finned tubes", *Oil & Gas J.*, Sept. 6, 1976.
35. Young, E. H. & Ward, D. J. *Refrig. Eng.*, vol. 29, no. 11, 1957