

323817

A  
20



**UNIVERSIDAD ANAHUAC**

**ESCUELA DE INGENIERIA**

CON ESTUDIOS INCORPORADOS A LA UNAM

**ANTEPROYECTO DE UN INTERCAMBIADOR  
DE CALOR COMPACTO AGUA-AIRE,  
PARA CALEFACCION AMBIENTAL**

**T E S I S**

QUE PARA OBTENER EL TITULO DE :  
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA

PRESENTA

**CARLOTA DE LAS MERCEDES  
CAGIGAS CASTELLO TARREGA**

MEXICO, D.F.

1994

**TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN**



Universidad Nacional  
Autónoma de México



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

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

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

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

---

## CONTENIDO

OBJETIVO

PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

JUSTIFICACIONES

METODOLOGIA

ALCANCES

LIMITACIONES

HIPOTESIS

### PARTE I - T E O R I A

<b>CAPITULO I</b>	<b>INTRODUCCION</b>	<b>..1</b>
<b>CAPITULO II</b>	<b>PROCEDIMIENTO PARA EL DISEÑO TERMICO DE UN INTERCAMBIADOR COMPACTO</b>	
2.1	Introducción	..7
2.2	Procedimiento de diseño para un intercambiador compacto	..8
2.3	Variables de un intercambiador -- dimensionales y adimensionales	..9
2.4	Correlación de transferencia de calor	..17
2.5	Relaciones útiles para dimensionar un intercambiador	..19
2.6	Método para el cálculo global de transferencia de calor	..21

**CAPITULO III      DISEÑO MECANICO DE UN INTERCAMBIADOR  
COMPACTO**

3.1	Introducción	..28
3.2	Componentes básicos de un intercambiador compacto	..29
3.3	Caída de presión	..34
3.4	Tipos de fallas mecánicas en un intercambiador compacto	..38
3.5	Causas comunes de fallas	..42
3.6	Diseño de soportes	..44
3.7	Uniones y soldaduras	..45
3.8	Procesos básicos de fabricación	..49

**CAPITULO IV      METODOLOGIA DE SELECCION**

4.1	Introducción	..51
4.2	Determinación de factores	..52
	4.2.1 Arreglo general de tubos del intercambiador	
	4.2.1 Materiales	
	4.2.3 Criterios de selección de superficie	

**PARTE II - D I S E Ñ O**

**CAPITULO V      CALCULO TERMICO**

5.1	Introducción	..76
5.2	Especificación del problema	..77
	5.2.1 Selección de superficie	
	5.2.2 Condiciones de operación	
5.3	Análisis, procedimiento y optimización del intercambiador	..81
5.4	Diseño mecánico : caída de presión lado del aire	..89
5.5	Solución óptima para el caso considerado. Planos y especificaciones	..92

**CAPITULO VI      COSTOS DE PRODUCCION BASICOS      ..100**

**CAPITULO VII      CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES      ..106**

**APENDICE**

**INDICE GENERAL DE TABLAS**

**TABLAS DE REFERENCIA**

**INDICE GENERAL DE FIGURAS**

**BIBLIOGRAFIA**

---

## **SINOPSIS**

En este trabajo se plantean los elementos de diseño de una unidad de calefacción, compuesta por un intercambiador compacto agua-aire y un ventilador axial con el fin de transferir energía calorífica del agua al aire y elevar así la temperatura de este último para aplicación en recintos pequeños.

Para el diseño se estudiaron las especificaciones dimensionales, se consideró el tipo de materiales accesibles en México y su posible manufactura, la cual tal vez, no permita el diseño más eficiente, pero si lo suficientemente costeable para desarrollar el proyecto en el país.

También se consideraron los costos de importación, en la contingencia de poder importarlo pues, debido a ciertas características de tipo tributario, se dificulta la decisión de construirlo en el país o comprarlo en el extranjero. Esto llevó a interesantes resultados que implican una temática de gran actualidad :

El papel del ingeniero o del industrial en el Nuevo Tratado de Libre Comercio.

---

## **OBJETIVOS**

El objetivo de esta tesis es el de diseñar un intercambiador compacto agua-aire a bajas temperaturas con el fin de transferir energía calorífica del agua al aire y así elevar la temperatura de este último para aplicación doméstica. Dicho intercambiador forma parte, junto con un ventilador axial, de una unidad de calefacción ideado principalmente para el uso en un circuito de tipo solar.

Para ello esta tesis deberá resumir la vasta teoría que se ha desarrollado a partir de la era del intercambiador compacto y sus aplicaciones en el caso específico.

## **PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA**

Durante mucho tiempo se utilizaron grandes y pesados sistemas de calefacción muy costosos y con muchos desechos. La necesidad de calefactores pequeños y compactos se aunó a la del ahorro, reduciendo la potencia utilizada y esto llevó a la creación de calefactores de gas y eléctricos. Hoy en día, la idea de utilizar agua caliente como medio transportador de calor, acaba con los miedos a intoxicaciones y a costosos combustibles. Para crear un sistema lo suficientemente pequeño y eficiente para ajustarse a los requerimientos de un espacio familiar era indispensable la creación de intercambiadores ligeros y pequeños. No es sino hasta hace poco --- 19 años aproximadamente-- que se han podido desarrollar métodos de fabricación para una optimización racionalizada de un intercambiador, se experimentaron y desarrollaron características básicas que conducen a la era del Intercambiador Compacto.

Por lo anterior, el problema consiste en crear un anteproyecto, basado en la teoría y cálculos aquí descritos para el diseño de una unidad calefactora agua-aire de baja temperatura, que permita la posible construcción del equipo. Se buscará que todos los materiales y equipos sean de origen nacional y a pesar de que la mayoría de los datos y gráficos estén en función de materiales extranjeros, se tratará de adaptarlos a los requerimientos del país.



## JUSTIFICACIONES

Se pretende diseñar una unidad que contenga un intercambiador compacto de convección forzada a bajas temperaturas, lo que hace imposible la utilización de ciertos medios para calentar el agua y lograr altas temperaturas (altas transferencias). Este intercambiador está diseñado para utilizarse a bajas temperaturas a un máximo de efectividad, que conlleva a un ahorro de energía.

Este tipo de unidades se producen en E.U.A., así como en otros países del mundo; es por tanto, uno de los objetivos de esta tesis definir el costo de producción nacional, compararlo con el costo de importación y resumir las ventajas y desventajas de su fabricación nacional.

La idea de manejar agua como medio calefactor no es nueva. De hecho, muchas empresas comerciales utilizan este medio con el nombre de calefacción hidrónica, el cual consiste en hacer pasar agua (o vapor, según el caso) a altas temperaturas por un tubo aletado y así calentar el espacio deseado. Obviamente, el agua debe ser previamente calentada mediante el uso de costosos combustibles. Así, un intercambiador que, por medio de un ventilador y una adecuada distribución de serpentines y aletas, permita una transferencia de calor eficiente y confortable, requerirá un menor gasto de energía. A pesar de lo anterior existen muchos y muy variados calefactores, todos ellos con ventajas y desventajas, de acuerdo con el problema que se presente: de espacio, de costo, de control, etc. Las unidades calefactoras con agua como agente existen en gran cantidad de modelos y capacidades que varían desde 3 kW (aprox 10,000 BTU/hr) hasta 200 kW (aprox.700,000 BTU/hr), no sólo en función del tamaño físico, sino también por la diferencia de temperaturas con las que se diseña.

## **METODOLOGIA**

El planteamiento a seguir en esta tesis es claro y no busca ahondar en tratados de transferencia de calor. Siempre se buscará la explicación más clara y concisa que describa el comportamiento de la unidad. Se comenzará con una introducción donde se asientan los antecedentes y lo que se pretende. Posteriormente, una base teórica de diseño elemental, donde se tratarán las ecuaciones utilizadas en el cálculo del intercambiador. Cualquier desarrollo matemático de fórmulas, se referirá a la bibliografía. Una vez asentadas las bases teóricas del intercambiador y ventilador, se procederá a explicar los criterios de selección del intercambiador. Esta primera parte es de especial importancia, debido a que son muchas las variables de selección y diseño que están en juego.

Conociendo las bases teóricas de diseño y el por qué de la selección, se pasará a la segunda parte correspondiente al cálculo de parámetros para la comprobación de la efectividad de la unidad. En esta misma sección se incluirá un capítulo de costos de producción de una unidad de este tipo. Debido a la fluctuación de la economía, los costos se manejarán en dólares americanos, para poder mantener el mayor tiempo posible el estudio anterior.

Finalmente se concluye con un glosario y diferentes anexos que ayudarán a redondear la idea que se ha manejado a través de toda esta tesis.

## ALCANCES

Se desea lograr un anteproyecto que permita la ulterior construcción de una unidad calefatora con materiales de origen nacional y que transfiera energía calorífica de la manera más eficiente posible. La idea de manejar agua como medio calefactor no es nueva, pero se basa en un sistema que requiere que el fluido de trabajo (agua) se encuentre casi a punto de ebullición, lo cual es sumamente costoso. Así, un intercambiador, que por medio de una distribución adecuada de serpentines y aletas permita una transferencia de calor eficiente y confortable, requerirá un menor gasto de energía.

Además, la calefacción con agua como agente transportador reúne las condiciones más ventajosas para el uso doméstico: regulación central, higiénico y económico. Es ideal para usos de larga duración.

Cuando se utiliza un ventilador para forzar el aire sobre el arreglo de tubos, la transferencia aumenta. Una unidad de este tipo como la que trata esta tesis, transfiere calor al flujo de aire del agua caliente del arreglo de tubos aletados. Este tipo de calefacción se utiliza también en fábricas y bodegas, y son suspendidos en el techo y paredes. La colocación de la unidad se tratará posteriormente. El ventilador se suele montar en la parte trasera de la unidad, forzando el aire sobre el intercambiador, dirigiéndolo hacia arriba y hacia abajo por medio de cortinas direccionadoras llamadas "louvers".

El intercambiador suele ser de aleta de cobre o aluminio con tubos de cobre, acero o latón. Se utilizará el que mejor se adapte a los objetivos de esta tesis.

## **LIMITACIONES**

Esta tesis tiene algunas limitaciones que, debido a la utilización de tipo doméstico, requerirá de unidades de baja capacidad que sean pequeñas, compactas, ligeras y fáciles de instalar. Para ello, se requiere de un intercambiador de alta eficiencia con :

- 1) El uso de aletas
- 2) Pequeño diámetro hidráulico
- 3) Materiales con índices de conductividad térmica muy altos.

Otra limitación será el material y especificaciones que se pueden encontrar en México. Esto quiere decir que, posiblemente, se pudiera diseñar un equipo con mayor eficiencia, pero lo más probable es que no se adapte, ni al costo, ni a las especificaciones de los otros equipos involucrados, como podría ser la bomba requerida o las conexiones.

No se pretende construir el equipo, pero si se anexarán los planos, especificaciones y materiales para su ulterior construcción.

## HIPOTESIS

Es posible desarrollar tecnológicamente un intercambiador compacto de convección forzada a bajas temperaturas con materiales de origen nacional, que podría implicar un menor costo de manufactura y un fácil acceso para instalaciones de tipo solar.

Para comprobar la factibilidad de manufactura en México se comparará el costo del equipo de origen extranjero y nacional.

# PARTE I : BASES TEORICAS DE DISEÑO

## CAPITULO I - INTRODUCCION

### 1.1 INTRODUCCION

En el diseño de un intercambiador se requiere de muchos parámetros. Dos de ellos, los más importantes y de más consideración son:

- 1) La razón de Transferencia de Calor
- 2) El coeficiente de fricción

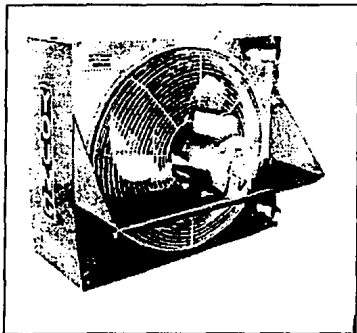
este último se transforma en la pérdida de energía mecánica y la consecuente ineficiencia en la transferencia de calor. Para un intercambiador que opera con fluidos de alta densidad, la pérdida por fricción es pequeña, en relación con la razón de transferencia de calor. Sin embargo, para casos de fluidos de baja densidad, como es el caso del aire, se suele necesitar gran energía mecánica para sobreponer la pérdida por fricción. Es interesante observar, que la mayoría de los sistemas térmicos tiene una equivalencia de 4 : 10 veces la energía mecánica del calor.

Se puede demostrar que, dado un número determinado de conductos, para el fluido de trabajo en un intercambiador, existe una mayor razón de transferencia de calor por unidad de área de superficie, cuando se aumenta la velocidad del flujo, pues varía casi al cubo de la velocidad. Este comportamiento, hace que el diseñador tenga que balancear la presión, para determinar las características finales del intercambiador.

En ciertas aplicaciones, la caída de presión tiende a ser grande y el diseñador puede disminuir la velocidad del flujo aumentando el número de conductos del fluido. Esto disminuirá también la razón de transferencia por unidad de área de superficie, pero sería mucho menor que la reducción de energía mecánica.

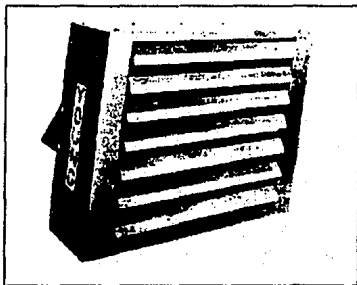
En los gases en particular el diseñador debe manejar bajas velocidades de flujo de masa, que conjuntamente con el bajo coeficiente de conductividad térmica

Figura 1- INTERCAMBIADOR DE CALOR COMERCIAL CALEFACTOR  
TIPO INDUSTRIAL MODELO "H" MARCA YOUNG INDUSTRIAL  
ORIGEN NORTEAMERICANO



A) VISTA POSTERIOR

B) VISTA FRONTAL  
(CORTINAS DIRECCIONADORAS)



de los gases da como resultado una baja transferencia. Debido a ello, en los intercambiadores en donde interviene algún gas, puede llegarse a requerir diez veces más área de superficie que algún otro intercambiador líquido-líquido, condensador o evaporador. Las grandes superficies se hicieron típicas de estos intercambiadores. Esto llevó a la construcción de intercambiadores, donde la densidad de área de superficie fuera muy alta. La densidad de área de superficie, implica la idea de una mayor área en un menor volúmen. A este tipo de superficies, debido a su escaso volúmen, se les llamó "superficies de transferencia de calor compactas". Algunos de estos tipos de superficies se describen en la figura 2.

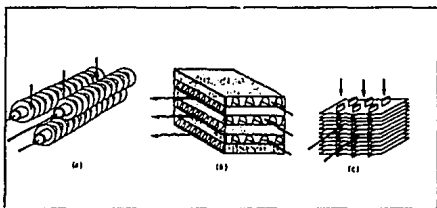


FIGURA 2 - EJEMPLO DE TÍPICOS DE SUPERFICIES PARA INTERCAMBIADORES COMPACTOS.

El modelo 2a que es, tal vez, el más simple y clásico de los arreglos para uso de dos flujos, fué usado durante mucho tiempo para fluidos de altas y bajas densidades. Este tipo de intercambiador, por su tamaño, provoca dificultades en la instalación de lugares reducidos. El tubo rara vez llega a medir más de 0.006 m. (0.25").

Un método sencillo para aumentar la densidad de superficie, sin la necesidad de aumentar el tamaño del tubo, es el de aumentar la superficie: es decir, aumentar



aletas. La ilustración 2b describe un tubo con aletas adheridas a la parte exterior del mismo. Este tipo de arreglo, se utiliza frecuentemente en intercambiadores líquido a gas, donde el óptimo diseño exige la máxima área en el lado del gas. Esto se debe a los bajos coeficientes de fricción, característicos de los fluidos de altas densidades, que conjuntamente con la alta conductividad térmica de los líquidos, da como resultado una alta transferencia por convección en cualquier diseño óptimo. Si se utilizasen las aletas del lado del líquido, la resistencia por conducción destruiría la ganancia obtenida.

La ilustración 2c, es otra versión popular de la anterior. En ella, se utilizan tubos aplanados; esto es muy común en los intercambiadores agua-aire por la poca resistencia aerodinámica que presentan los tubos aplanados y de aleta continua, cuyo nombre comercial en México es el de " Tubular " o modelo T. Es fácil observar que la geometría ideal para un intercambiador agua-aire es el del modelo presentado en la fig. 2c, además de ser uno de los arreglos más sencillos de conseguir en México. Sus características se tratarán más adelante.

Existen otros tipos de intercambiador que no interesan para fines de esta tesis, pero aparecen en el anexo.

También es claro que las superficies compactas de transferencia de alta efectividad se pueden fabricar con diferentes configuraciones geométricas y las más deseables son aquellas de geometría complicada, aunque no siempre es lo más costeable. La mayoría de las variables, como coeficientes de fricción y números adimensionales que se relacionan con el coeficiente de transferencia, son meramente experimentales, en función de los diferentes arreglos comerciales.

Muchos tipos de intercambiadores podrían suplir la misma función de otro, alternando las variables involucradas y considerando también el costo, volumen requerido y uso de tubos estándar. Para mayor economía los fabricantes adoptan líneas estándares de intercambiadores. Esto no quiere decir que puedan llegar a ser muy diferentes, no es igual un intercambiador de tubo y coraza utilizado por grandes buques, como enfriadores de aceite, que un pequeño intercambiador compacto de automóvil; sin embargo, un diseño conforme a líneas estándares economizará costos. El diseño completo de un intercambiador se descompone en tres fases:

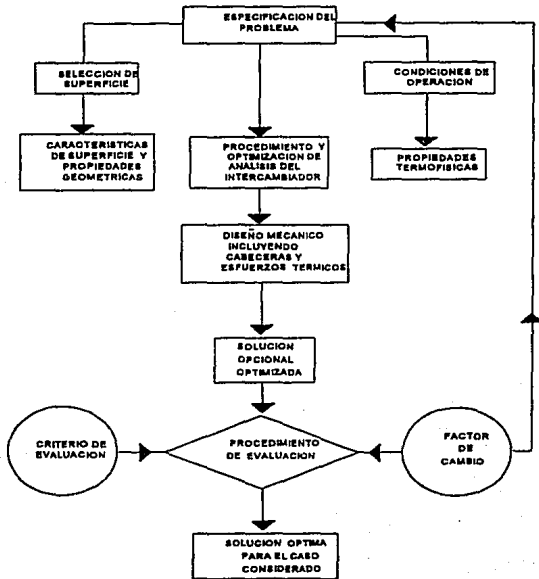
- 1) Diseño Térmico
- 2) Diseño Mecánico
- 3) Diseño para su Construcción

El Diseño Térmico, se ocupa de determinar el área de superficie necesaria para poder transferir calor a una velocidad específica, a determinados niveles dados de flujo, temperatura de fluidos y otros parámetros dinámicos.

El Diseño Mecánico, obliga a considerar temperaturas, presiones de operación, características de corrosión, expansión térmica, y esfuerzos térmicos.

El Diseño de Fabricación exige traducir las características, y dimensiones físicas, a una unidad de bajo costo; es preciso también hacer la selección de materiales y acabado así como los procedimientos específicos de fabricación.

FIGURA 3- PROCEDIMIENTO PARA EL ANALISIS DE UN INTERCAMBIADOR COMPACTO Y SU OPTIMIZACION



## CAPITULO II - PROCEDIMIENTO DE DISEÑO DE UN INTERCAMBIADOR COMPACTO

### 2.1 INTRODUCCION

Este capítulo resume la teoría referente al diseño térmico y de caída de presión de un intercambiador compacto. El diseñador utiliza esta teoría en conjunción con los datos y gráficas experimentales que se encuentran en el apéndice de esta tesis. Los detalles de la deducción de ciertas fórmulas son omitidas aquí por no ser el objetivo de esta tesis y se referirán a libros correspondientes por medio de la bibliografía indicada.

Existen 3 tipos de sistemas de intercambiadores en la teoría de transferencia de calor de manera general:

- 1) El convencional de "transferencia directa", en donde dos flujos intercambian energía térmica y son separados por una superficie de transferencia.
- 2) El tipo de "transferencia indirecta", el cual utiliza un fluido de trabajo entre dos fuentes.
- 3) El tipo de "flujo periódico", que se utiliza en ciertos precalentadores.

## 2.2 PROCEDIMIENTO PARA EL DISEÑO DE UN INTERCAMBIADOR

En la fig. 3 se muestra el procedimiento para el análisis de un intercambiador y su optimización.

En el diseño existen dos problemas:

- 1) Dados los datos de la geometría de flujo de los fluidos de trabajo y temperaturas de entrada, se encuentra la razón de calor transferido.
- 2) Dada la razón de transferencia de calor se calcula la geometría, los flujos de los fluidos de trabajo.

Es claro que el primer problema es el inverso del otro, ya que el primero trata el problema de efectividad y el segundo el del diseño, que son hasta cierto punto opuestos.

En la fig. 3 se muestra el procedimiento de diseño de manera esquemática. el procedimiento de diseño-teoría da como resultado un gran número de soluciones opcionales; estas soluciones y el criterio de selección sirven para obtener un procedimiento de evaluación que, en cierta medida, es totalmente cualitativo. Las limitaciones de peso, de espacio, etc. marcan fuerte competencia entre las diferentes soluciones. Si además, se toman en consideración la efectividad, el costo de caídas de presión y el costo de materiales, se hace una larga labor iterativa. El resultado de este proceso es un diseño óptimo. Se puede observar que la selección de superficie es la clave, puesto que incluye la razón de transferencia, factor de fricción, geometría escogida, etc.

### 2.3 VARIABLES DE UN INTERCAMBIADOR ----- DIMENSIONALES Y ADIMENSIONALES

Para un intercambiador convencional de 2 fluidos de trabajo los parámetros relacionados con la transferencia de calor son los siguientes:

- U - Coeficiente de Transferencia de Calor  
[BTU/(hr-°F-ft<sup>2</sup>) ] (W/m<sup>2</sup>-K)
- A - Area de superficie de transferencia referente a U  
[ ft<sup>2</sup> ] (m<sup>2</sup>)
- t<sub>ca</sub> - Temperatura de entrada del fluido caliente (°C, K) [°F, R]
- t<sub>cs</sub> - Temperatura de salida del fluido caliente (°C, K) [°F, R]
- t<sub>fa</sub> - Temperatura de entrada del fluido frío (°C, K) [°F, R]
- t<sub>fs</sub> - Temperatura de salida del fluido frío (°C, K) [°F, R]
- C<sub>c</sub> - Razón de capacidad del fluido caliente (W/K) [ BTU/hr-°F]
- C<sub>f</sub> - Razón de capacidad del fluido frío (W/K) [ BTU/hr-°F]

tipos de flujos - contraflujo, flujo paralelo, flujo cruzado y combinaciones de flujos básicos.

La interrelación de estos parámetros da la base para tener los aspectos de transferencia de calor del intercambiador. Cada variable es evidente por sí misma excepto U. Este término combina las relaciones de transferencia convectivas y conductivas de los fluidos, caliente o frío y se define con una ecuación similar a la Ley de Ohm:

$$\frac{dq}{dA} = U (t_c - t_f) \quad (1)$$

Es evidente que  $U$  es una conductancia térmica basada en el diferencial de temperatura y en la unidad de área de transferencia. El recíproco de  $U$ ,  $1/U$  es por tanto, la resistencia térmica que contiene los siguiente términos:

- 1) Componente de convección del lado caliente que incluye la inefectividad de transferencia de la superficie.
- 2) Componente de conducción a través de la pared.
- 3) Componente de convección del lado frío que incluye la inefectividad del área en este caso la aleta.
- 4) Factores de suciedad de ambos lados.

La ecuación de este circuito quedaría como una simple ecuación de suma de resistencias:

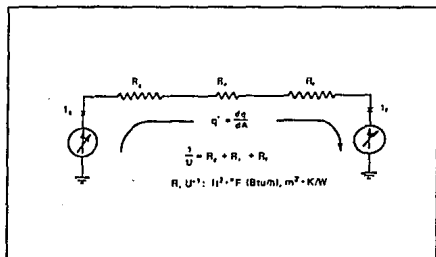


FIGURA 4- Circuito térmico que representa la ecuación del coeficiente de transferencia de calor.

Ecuaciones:

$$\frac{1}{U_c} = \frac{1}{\eta_{oc}h_c} + \frac{a}{\left(\frac{A_p}{A_c}\right)k} + \frac{1}{\left(\frac{A_p}{A_c}\right)\eta_{of}h_f} \quad (2)$$

$$\frac{1}{U_f} = \frac{1}{\eta_{of}h_f} + \frac{a}{\left(\frac{A_p}{A_f}\right)k} + \frac{1}{\left(\frac{A_p}{A_f}\right)\eta_{oc}h_c} \quad (3)$$

donde  $U_c$  está basado en el área del lado caliente y  $U_f$  en el lado frío.  $A_p$  indica el área de pared promedio,  $\eta_{oc}$  y  $\eta_{of}$  denotan la efectividad en el lado caliente y frío respectivamente del área total  $A_c$  y  $A_f$ . Todas las demás variables están definidas dentro de la nomenclatura.

$\eta_o$  denota la efectividad del área total del lado en que se indica. Es evidente que  $U_c A_c = U_f A_f$ .

La efectividad total de superficie es menor que la unidad cuando se utilizan aletas y es un promedio de la efectividad de la superficie, menos la infectividad de la aleta:

$$\eta_o = 1 - \frac{A_a}{A}(1 - \eta_f) \quad (4)$$

En la tabla 6 T6, dentro de la sección Tablas de Referencia, de los apéndices, se muestran las relaciones para determinadas geometrías; ahora se manejará la relación de aleta recta con sección de conducción constante.

$$\eta_f = \frac{\tanh ml}{ml} \quad (5)$$



donde

$$m = \sqrt{\frac{2h}{k\delta}} \quad (6)$$

Así, la ecuación de transferencia, Ec.1 debe ser combinada con la ecuación de balance de energía para relacionar las variables al principio del capítulo.

Las variables adimensionales permiten visualizar cierto significado físico de los parámetros. Las variables adimensionales que más se utilizan se enlistan a continuación en la figura 5.

Uno de los aspectos útiles del análisis adimensional es que proporciona una relación entre variables cuando la información acerca de un fenómeno es incompleta. Por otro lado, el análisis adimensional no permite reducir el número de variables conjuntando varias dentro un mismo número y así simplificando el cálculo y el número de ecuaciones en juego.

En esta tesis se manejarán básicamente cuatro números adimensionales cuyo significado físico se explica como sigue:

**NUMERO DE STANTON**- Parámetro que relaciona la conductancia con la velocidad del fluido. El número de Stanton se define en términos generales por medio de la siguiente ecuación:

$$St = \frac{h_x}{c_p \rho u_x} \quad (7)$$

que es la relación convencional utilizada en transferencia de calor. En la práctica el número de Stanton oscila entre 0.001 y 0.01.

**NUMERO DE NUSSELT**- Parámetro que indica la razón del gradiente de temperatura del fluido en contacto inmediato con la superficie. El número de Nusselt se define matemáticamente como

$$Nu = \frac{h_x x}{k} \quad (8)$$

Este número varía más ampliamente que el número de Stanton. Como se podrá observar, esto permite relacionar el coeficiente de conductividad y el coeficiente de convección por unidad de longitud. Esta relación indica qué proporción de la transferencia es por medios conductivos y qué tanto por medios convectivos.

**NUMERO DE REYNOLDS**- Parámetro adimensional que mide la importancia relativa de los esfuerzos cortantes inerciales y los de viscosidad. Matemáticamente se define como:

$$Re = \frac{u_m L}{\nu} = \frac{D_h G}{\mu} \quad (9)$$

el número de Reynolds también puede tener la siguiente forma:

$$Re = \frac{u_m}{u/L}$$

donde el numerador representa el esfuerzo cortante de inercia y el denominador el de viscosidad.

El número de Reynolds juega un papel importante en las fórmulas que representan el comportamiento hidrodinámico de los fluidos. Por ejemplo, el factor de fricción para flujo completamente desarrollado en tubería de pared lisa se representa por:

$$f = \frac{64}{Re}$$

para flujo laminar, y

$$f = 0.026 Re^{-1/4}$$

para flujo turbulento. Ref[5]

**NUMERO DE PRANDTL**- Parámetro adimensional que relaciona los espesores relativos de las capas límites hidrodinámicas y térmica. Matemáticamente se define como :

$$Pr = \frac{\frac{\mu}{\rho}}{\frac{k}{\rho C_p}} = \frac{C_p \mu}{k} \quad (10)$$

El número de Prandtl establece un vínculo entre el campo de velocidades y el campo de temperaturas. El número de Prandtl es también la razón de transporte de propiedades con respecto al momentum. Para la mayoría de los gases este número es del orden de la unidad, ya que el transporte de momentum es por medio molecular. Es importante mencionar que el número de Prandtl, así como el de Reynolds, tienen influencia sobre el número de Nusselt, quedando las siguientes relaciones prácticas:

Flujo laminar en placa plana:

$$Nu = 0.332 Re^{1/2} Pr^{1/3}$$

La analogía de Reynolds Colburn entre fricción y transferencia de calor es:

$$St_x Pr^{2/3} = \frac{f}{8} \quad (10a)$$

En todos los casos la cantidad  $x$  debe ser tomada como longitud de placa, o bien como diámetro, en el caso de cilindros o esferas.

**COEFICIENTE DE FRICCIÓN (f)** - Un número adimensional que aparece frecuentemente en estudios de transferencia de calor es el coeficiente de fricción  $f$  que se define como:

$$f = \frac{8\tau_o}{\rho u^2} \quad (11)$$

donde  $\tau_o$  es el esfuerzo cortante en la capa límite del fluido.

El factor de Fanning de fricción se define como:

$$f = \frac{2\tau_o}{\rho u^2} \quad (12)$$

siendo la mitad del anteriormente mencionado. Probablemente el factor de Fanning es el más utilizado y aparece en la tabla de Moody que representa la resistencia de un flujo permanente en un tubo. La abscisa es el número de Reynolds y el parámetro  $\epsilon/D$  es la razón de la rugosidad entre el diámetro del tubo.

FIGURA 5 - Grupos adimensionales más utilizados

SÍMBOLOS	NOMBRE	GRUPO
Bi	NUMERO DE BIOT	$\frac{h x}{k}$
Fo	NUMERO DE FOURIER	$\frac{k \omega}{C_p \rho L^2}$
Gz	NUMERO DE GAETZ	$\frac{w C_p}{k L}$
Gr	NUMERO DE GRASHOF	$\frac{g \beta L^3 \Delta t}{\nu^2}$
Nu	NUMERO DE NUSSLET	$\frac{h x}{k}$
Pe	NUMERO DE PECLET	Re Pr
Pr	NUMERO DE PRANDTL	$\frac{C_p \mu}{k}$
Re	NUMERO DE REYNOLDS	$\frac{D_o \rho G}{\mu}$
Sc	NUMERO DE SCHMIDT	$\frac{\nu}{D_f}$

## 2.4 CORRELACION DE TRANSFERENCIA DE CALOR Y FRICCION DEL FLUIDO.

Los datos para correlacionar la transferencia de calor y la fricción del fluido se encuentran determinados por dos variables principalmente:

$$j = St Pr^{2/3} \quad y \quad f \quad (13)$$

estas dos variables se encuentran en la gráfica relacionadas con el número de Reynolds (en base al radio hidráulico). Debido a que  $j$ ,  $f$  y  $Re$  son adimensionales, no importa el tamaño del radio hidráulico, siempre y cuando se mantenga cierta similitud en la geometría.

El factor  $j$  determina la relación entre la fricción del fluido y la transferencia de calor para flujo laminar. La variable  $f$  representa el factor de fricción. Este factor se muestra en la tabla T4 de la sección Tablas de Referencia del apéndice.

Este punto de vista puede ser un tanto arbitrario, ya que existen muchas y muy variadas geometrías; para ello existen varias gráficas obtenidas por métodos experimentales, ya que es difícil encontrar una fórmula o método numérico que las abarque a todas de un modo preciso. Para mayor análisis, Kays y London [1], han resumido una gran cantidad de gráficas en un sólo libro de superficies compactas más utilizadas.

Para comparar la eficiencia de dos arreglos se han utilizado las variables anteriormente descritas, para establecer la razón de eficiencia:

$$\frac{j}{f} \quad (14)$$

En los intercambiadores compactos, debido a su alta densidad de superficie, el diámetro hidráulico es muy pequeño. En estas condiciones, utilizar gases (de baja densidad), implica en la operación un gran costo por la caída de presión, a menos que la velocidad del flujo en los canales sea baja.

Esto lleva a manejar un número de Reynolds que varíe en un intervalo entre 500-1500. Usualmente el punto de operación es en la región de transición entre el flujo laminar y el turbulento. Además, como el diámetro hidráulico es pequeño, el número de Reynolds se hace menor. Como resultado se obtiene una superficie muy compacta, operando en régimen laminar.

Se puede suponer, que la aleta se comporta como un placa plana con flujo en régimen laminar. Para este caso se ha deducido una fórmula que relaciona la fricción del fluido y la transferencia de calor en un placa plana:

$$j = St Pr^{2/3} = \frac{f}{8} \quad (15)$$

Para obtener datos más precisos es necesario obtener el factor por medio de métodos experimentales, esta es una buena aproximación.

El coeficiente de transferencia puede así determinarse. Esta relación entre la fricción del fluido y la transferencia de calor se llama "analogía de Reynolds". Además de esta, existen muchas otras relaciones experimentales estudiadas por varios autores, pero para fines de esta tesis basta sólo con mencionar aquellos que manejen un flujo laminar completamente desarrollado. Nu y f son independientes de Re cuando se trata de un flujo laminar completamente desarrollado.

Entre otras es posible encontrar la siguiente relación útil:

$$j_h = \frac{h}{C_p G \rho} \left( \frac{C_p \mu}{k} \right)^{2/3}$$

donde el término:

$$\frac{h}{C_p \rho G}$$

es el número de Stanton, y se relaciona así el número de Nusselt al producto del número de Reynolds y al de Prandtl. Esto se demuestra de la siguiente manera:

$$St = \frac{Nu}{Pr Re} = \frac{4d_h h/k}{4D_h g/\mu (C_p/k)} = \frac{h}{C_p G} \quad (16)$$

Al producto del número de Reynolds y el número de Prandtl se le conoce como número de Peclet.

Por medio de estas ecuaciones es posible relacionar con las gráficas experimentales conociendo el coeficiente de transferencia de calor h, el cual es la variable indispensable para el cálculo de cualquier medio convectivo.

## 2.5 RELACIONES UTILES PARA DIMENSIONAR UN INTERCAMBIADOR

Para poder diseñar un intercambiador compacto aplicando las ecuaciones básicas de transferencia de calor se requiere de ciertas relaciones geométricas. Estos factores geométricos de diseño se necesitan como resultado de la importancia de la densidad de superficie del intercambiador compacto y esta en función de cada uno de los lados del intercambiador completo. En la fig. 6 se puede apreciar una descripción de cada uno de los factores que aquí aparecen:

$$r_h = L \left( \frac{A_c}{A} \right) \quad (17a)$$

$$\sigma = \frac{A_c}{A_{fr}} = \frac{A r_h}{L A_{fr}} = \frac{A r_h}{V} = v r_h \quad (17b)$$

$$\alpha = \frac{A}{V} = \frac{A}{L A_{fr}} = \frac{\sigma}{r_h} \quad (17c)$$

$$A = \alpha L A_{fr} \quad (17d)$$

$$V = W D H \quad (17e)$$

$$A_{cc} = (\sigma A_{fr})_c = \left( \frac{A r_h}{L} \right)_c \quad (17f)$$

A partir de lo anterior, el procedimiento para dimensionar el panel es iterativo, como lo indica la fig. 3 y lo hace muy conveniente para el uso del computador.



FIGURA 6 - Factores geométricos de un intercambiador de calor compacto

FACTOR Y SIMBOLO	DESCRIPCION Y COMENTARIOS
A	<u>Área total de transferencia de calor</u> de un lado
$A_c$	<u>Área de flujo libre de un lado del intercambiador</u> . Para distinguir entre el lado frío y caliente se utilizan los subíndices f y c respectiva y adicionalmente.
$A_{fr}$	<u>Área frontal de un lado del intercambiador</u> . Es el producto del ancho y la altura del intercambiador o bien del espesor y la altura según la referencia.
$r_h$	<u>Radio Hidráulico</u> . Transferencia de calor y fricción del fluido están relacionados por medio del radio hidráulico que es la razón entre el área de flujo y el perímetro húmedo.
L	<u>Longitud de lado del flujo del intercambiador</u> . Nótese que este factor siempre concierne a un sólo lado del intercambiador, aunque se presentan dos lados, y esta ambigüedad se previene especificando el ancho, la profundidad y la altura.
V	<u>Volúmen total del intercambiador</u> . Este se aplica a ambos lados del intercambiador y es el producto HDW
W	<u>Ancho del intercambiador</u>
H	<u>Alto del intercambiador</u>
D	<u>Profundidad del intercambiador</u>
$\sigma$	<u>Razón de área total de superficie de un sólo lado del intercambiador</u> , entre el volúmen total de ambos lados del intercambiador.
$\sigma$	<u>Razón de área de flujo libre</u> entre área frontal de un sólo lado del intercambiador.

## 2.6 METODOS PARA EL CALCULO GLOBAL DE TRANSFERENCIA DEL SISTEMA

Existen dos métodos que se explican a continuación para el análisis de un intercambiador de calor:

- 1) Método de Temperatura Media Logarítmica
- 2) Método de Efectividad NTU

El propósito de este inciso, es el de, demostrar primero qué relación existe, paso a paso, entre ambos métodos, y segundo presentar argumentos para utilizar éste último.

1) Método de Temperatura Media Logarítmica- Este método consiste en calcular la transferencia de calor por medio de la siguiente ecuación:

$$q = U A \Delta T_m$$

donde:

$\Delta T_m$ - Diferencia de temperatura media a través del intercambiador.

Este  $\Delta T_m$  se puede expresar matemáticamente como :

$$\Delta T_m = \frac{(T_{cs} - T_{fs}) - (T_{ce} - T_{fe})}{\ln \frac{(T_{cs} - T_{fe})}{(T_{ce} - T_{fs})}} \quad (18)$$

Para flujo paralelo.

Para mayor información en cuanto al desarrollo de la fórmula anterior, el lector puede consultar la referencia [7]. La derivación de esta fórmula considera que los calores específicos, tanto del aire como del agua, no varían con la temperatura y que son constantes a lo largo del intercambiador.

En el caso de tener cualquier flujo, ya sea paralelo o no, se utiliza un factor  $F$  de corrección, quedando la ecuación como sigue:

$$Q = U A F \Delta T_m \quad (19)$$

En el apéndice se muestra la configuración de flujo con diferentes factores de corrección para la ecuación anterior.

Dadas las temperaturas de entrada y salida de cada flujo, por medio de los parámetros adimensionales  $P$  y  $R$  que aparecen en la gráfica (a veces aparece como  $Z$  y  $X$  en otros textos), se puede calcular fácilmente el flujo de calor, área de la superficie o bien, el coeficiente de transferencia de calor. Este método es muy usado en el cálculo de intercambiadores de coraza y tubo (shell and tube), en donde cada diámetro de coraza contiene un número dado de tubos, pasos e incluso las longitudes de tubo específicas. En la fig. 7 se muestra este tipo de intercambiador.

2) Método de Efectividad (NTU)- El caso de intercambiadores compactos es diferente a los de coraza y tubo. Los intercambiadores compactos tienen una alta densidad de superficie, que para hacerlos más eficientes, forzosamente se aumenta el volumen del mismo. El método  $\epsilon$ -NTU usa tres parámetros adimensionales NTU (number of transfer units),  $R$  y  $\epsilon$ . El número de unidades de transferencia NTU se define matemáticamente como:

$$NTU = \frac{U A}{C_{\min}} \quad (20)$$

Como se podrá observar el valor de NTU por sí mismo, sólo tiene un vago sentido físico y se conoce sólo como un "factor de tamaño". El segundo parámetro es  $R$  que se define como la razón de capacidades y se expresa como:

$$R = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \quad (21)$$

donde  $C$  es la razón de capacidad y se define como:

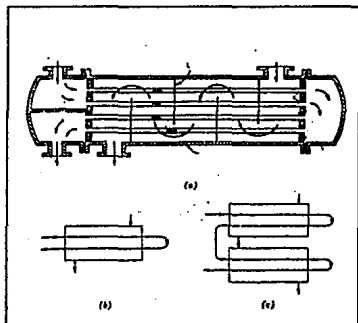
$$C = \dot{m} C_p \quad (22)$$

finalmente se tiene la efectividad que se define como:

$$\epsilon = \frac{\text{Transferencia de calor realizada}}{\text{Transferencia de calor máxima posible}}$$

FIGURA 7 - Intercambiador de Coraza y Tubo

- (a) , (b) Coraza de un paso y paso de dos tubos  
(c) Doble coraza y paso de cuatro tubos



Determinando la ecuación de la energía para cada uno de los tipos de configuración de flujo, se puede conocer la ecuación que se definió anteriormente.

En el caso de flujo cruzado con ambos flujos sin mezclar la solución se obtiene en la forma de series infinitas, utilizando transformadas de Laplace. La ecuación para  $\epsilon$  en este caso particular queda como:

$$\epsilon = 1 - \exp \left[ \frac{\exp (NUT R n) - 1}{R n} \right] \quad \text{donde} \quad n = NTU^{-0.22} \quad (24)$$

que para mayor facilidad se encuentra graficada en la tabla 7 del apéndice final de esta tesis. Como se podrá observar el método  $\epsilon$ -NTU es inadecuado cuando se tienen que hacer evaluaciones preliminares del sistema donde el coeficiente  $U$  se considera conocido y constante (como en el caso de intercambiadores compactos) y la superficie  $A$  se puede controlar aumentando o disminuyendo sin afectar a  $U$ . Con este método también se puede analizar la transferencia sin necesidad de conocer ambas temperaturas de salida. En los intercambiadores de flujo cruzado, cada fluido se divide en un gran número de pasajes separados a lo largo del intercambiador sin cruzarse, la efectividad se basa en la mezcla media de temperatura de los fluidos a la salida.

Así las ventajas a favor de este último método serán:

- 1) La efectividad  $\epsilon$  es un parámetro que tiene significado termodinámico como factor de eficiencia.
- 2) El método  $\epsilon$ -NTU simplifica el álgebra necesaria para predecir el comportamiento de arreglos complejos.
- 3) Se necesitan más iteraciones en el método de temperatura media logarítmica para llegar a un resultado satisfactorio.
- 4) El método  $\epsilon$ -NTU es ideal cuando no se conoce el balance de energía del sistema.

En la fig. 8 se muestra el enfoque de ambos métodos para el caso de conocer variables como  $U$ ,  $C_1$ ,  $C_2$ , temperaturas de salidas y área dadas o por determinar según el caso.

FIGURA 8- Comparación efectiva para atacar un problema dado entre ambos métodos de cálculo (continua)

---

**VARIABLES PARA DOS DIFERENTES PROBLEMAS:**

**PROBLEMA A** - Conocidos  $U$ ,  $C_p$ ,  $C_s$ , y las temperaturas de entrada y salida,  
Determinar el área  $A$  necesaria para la transferencia.

**PROBLEMA B** - Conocidos  $A$ ,  $U$ ,  $C_p$ ,  $C_s$ , y las temperaturas de entrada,  
Determinar las temperaturas de salida.

---

FIGURA 8B- Comparación efectiva para un problema dado entre ambos métodos de cálculo.

PROBLEMA A

METODO $\epsilon$ -NTU	METODO DE $\Delta T_m$
<p>1. Calcular <math>\epsilon</math> de las temperaturas terminales dadas. También calcular <math>C_{min}/C_{max}</math>.</p> <p>2. Utilizar la curva <math>\epsilon</math>-NTU para un arreglo de flujo determinado para poder evaluar NTU.</p> <p>3. Calcular A de:</p> $A = NTU \frac{C_{min}}{U}$	<p>1. Calcular X y Z de las temperaturas dadas.</p> <p>2. Usar la curva del factor <math>F(X, Z)</math> para el arreglo de flujo determinado para obtener F.</p> <p>3. Calcular <math>\Delta T_m</math> de las temperaturas de entrada y salida.</p> <p>4. Calcular A de :</p> $A = \frac{q}{U F \Delta T_m}$

## PROBLEMA B

METODO $\epsilon$ -NTU	METODO DE $\Delta T_m$
<p>1. Calcular NTU de la información dada. También calcular <math>C_{min}/C_{max}</math>.</p> <p>2. Utilizar la curva <math>\epsilon</math>-NTU dado un arreglo de flujo determinado y dado <math>C_{min}/C_{max}</math>.</p> <p>3. Calcular q de :</p> $q = C_{min} (t_{ce} - t_{fe}) \epsilon$ <p>y las temperaturas de salida y entrada con</p> $(t_{fe} - t_{fo}) C_f = q$ $(t_{fe} - t_{ce}) C_c = q$	<ol style="list-style-type: none"><li>1. Calcular z de <math>z = C_f/C_c</math>.</li><li>2. Suponer que las temperaturas de salida para evaluar X aproximadamente.</li><li>3. Obtener el factor F de la curva apropiada.</li><li>4. Evaluar <math>\Delta T_m</math> aproximadamente.</li><li>5. Determinar q aproximadamente de la ecuación media logarítmica.</li><li>6. Calcular las temperaturas de salida y entrada y compararlas con las supuestas en el paso 2.</li><li>7. Repetir hasta que sean parecidas las temperaturas.</li></ol>



## CAPITULO III - DISEÑO MECANICO DE UN INTERCAMBIADOR COMPACTO

### **3.1 INTRODUCCION**

El diseño mecánico implica la consideración de todos los esfuerzos normales y cortantes a los que están sometido el material. A estos esfuerzos se les llamará esfuerzos termodinámicos y se les podrá asociar con los siguientes elementos y fenómenos físicos típicos de un intercambiador compacto :

- 1) Componentes básicos de un intercambiador compacto
- 2) Soportes
- 3) Uniones y acoplamientos
- 4) Fallas (tipos y causas)
- 5) Caída de presión

### 3.2 COMPONENTES BASICOS DE UN INTERCAMBIADOR COMPACTO

Los componentes básicos de un intercambiador compacto son:

- A) aletas
- B) arreglo de tubos
- C) cabeceras
- D) tanques

#### A) ALETAS

El principio de todo intercambiador, es la transferencia de calor entre fluidos (agua-aire), que no sería práctico económicamente hablando, si no existiera el tubo aletado. La mayoría de los tubos de un intercambiador varían entre 0.625" (16 mm) de diámetro hasta 2.9" (51 mm). Pueden ser tanto redondos como alargados. Más adelante se explicarán las ventajas y desventajas de ambos casos. Las aletas tienen un intervalo de variación de densidad de 7 a 11 aletas/in. La altura de las aletas puede ser de 0.25 a 0.75 in ( 6 a 19.0 mm)

Las aletas pueden ser de diversos materiales aunque los seleccionados deben tener una alta conductividad térmica  $k$ , un costo razonable y deben soportar los esfuerzos a que se someterán, tanto térmicos, como los del medio en que se encuentren. Los materiales más utilizados son el aluminio y el cobre, pero existen otros como el acero, el acero inoxidable, y el acero galvanizado. Las aletas se hacen con cinta del material utilizado, por medio de troqueladoras con los dados de acuerdo al arreglo seleccionado. Así, la cinta sale perforada y dependiendo del arreglo se coloca en el intercambiador. En la tabla de la figura 9, se muestran las clasificaciones de las aletas más usadas en el intercambiador de calor compacto, cómo se designan y los medios disponibles.

## B) ARREGLOS DE TUBOS

Un arreglo de tubos consiste en una cantidad de tubos aletados conectados a una cabecera metálica. El arreglo de tubo puede ser de dos tipos:

- i) alternado
- ii) en línea

En la fig. 10 se muestra un ejemplo de estos tipos de arreglos.

El arreglo en línea, como también se verá posteriormente, da una razón de transferencia mucho menor por lo que no se utiliza frecuentemente. Las cabeceras sirven para distribuir el flujo de una manera uniforme, separar el flujo adecuado para cada tubo y evitar cualquier deformación térmica, al sostener el arreglo de tubos, tanto por arriba como por abajo. La cantidad de opciones para construir cabeceras casi es infinita.

Por otra parte, la cantidad de hileras de tubos en dirección normal al flujo de aire, varía entre 3 y 7 para tubos aletados aquí en México. El número óptimo de hileras para un caso dado está en función de una gran cantidad de variables, como son: el coeficiente total de transferencia de calor  $U$ , el costo (consumo del ventilador) y la diferencia media logarítmica de temperaturas.

## C) CABECERAS

La cabecera es un dispositivo troquelado que sostiene de una manera homogénea y rígida, el banco total de tubos. La cabecera es troquelada de un golpe con el diseño ya seleccionado de arreglo de tubos. En la fig. 11, aparece uno de los cientos de tipos de cabeceras.

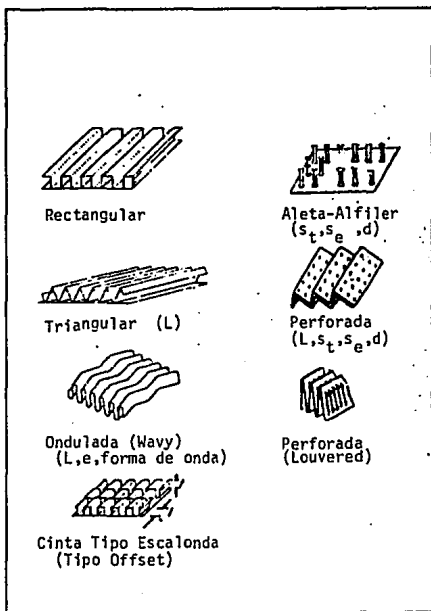


FIGURA 9 - Configuración de algunas de las aletas más utilizadas en intercambiadores compactos.

Profundidad del Panel	Filas de Tubos
1 1/4"	2
2 1/4"	3
3 1/4"	4
4 1/4"	5
5 1/4"	6

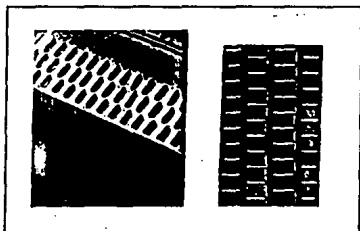


FIGURA 10- Diferentes arreglos de tubos para aletas específicas.

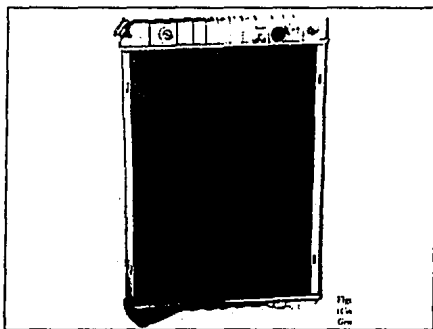


FIGURA 11- Intercambiador tipo con tanques y tomas.

La función de las cabeceras en un intercambiador de calor, es servir de base para el tanque y recibir las puntas de los tubos, y para dar cuerpo la panel o al conjunto de tubos.

Los materiales de los que están contruidos deben ser resistentes a esfuerzos tales como las vibraciones, deben tener buen grado de elasticidad y no sufrir ataques químicos por los fluidos utilizados.

Se debe hacer notar, que las dilataciones o contracciones que sufren los materiales de construcción por cambios de temperaturas deben ser muy parecidas o iguales, para evitar fallas en las soldaduras. Todas las diferencias en este sentido son absorbidas por la soldadura de estaño que se utilice.

Las cabeceras pueden estar hechas de distintos materiales, pero el más utilizado es el latón, y los tubos se sueldan a ella mediante el método de soldadura por inmersión. Las aletas y los tubos se ensamblan en máquinas especiales. El panel ya ensamblado se sumerge en un banco de fundente derretido y en un baño de soldadura líquida que contiene aproximadamente el 7.5% de silicón. Este silicón reduce el punto de fusión de la soldadura al 50% por debajo del punto de fusión del cobre. Después, se somete a calentamiento en un horno donde el tiempo es imprescindible para evitar los esfuerzos térmicos. Un choque térmico implica tener esfuerzos de normales (tensión) de hasta 215 MPa [31,180 psi]. Esto lleva a tener diferentes fallas en la estructura del intercambiador.

#### D) TANQUES

Los tanques son un dispositivo mediante el cual se puede conectar el intercambiador a un flujo de fluido transportador y para su salida. También regula el flujo de una manera constante.

El tanque está soldado, atornillado o sujeto, según sea el caso, dependiendo de la presión y flujo del fluido de trabajo. El tanque también evita cualquier tipo de corrosión galvánica que pueda presentarse al conectarlo a una toma de tipo plástico.

### 3.3 CAIDA DE PRESION

Una vez que la transferencia de calor y el tamaño térmico del intercambiador se ajustan, se debe calcular la caída de presión de ambos fluidos de trabajo.

En el intercambiador líquido-líquido, no es realmente importante, porque los requerimientos de bombeo son fáciles de manejar por ser alta su densidad. Para gases, el coeficiente de fricción por unidad de masa es mucho mayor debido a su baja densidad. Por ello para el diseñador, la fricción es casi tan importante como la transferencia. Como ya se vió anteriormente, todas las gráficas están en función del coeficiente de fricción, y el cálculo de éstas está basado en relaciones empíricas. Obviamente, la caída de presión se debe calcular para poder manejar los flujos y la presión adecuada.

En la fig.12 se muestra esquemáticamente el corte seccional del panel, donde se puede apreciar el tipo fricción a la que se ve sometido el aire, tanto por aletas como por tubos.

La instalación típica de un Intercambiador compacto involucra cierta caída de presión a la entrada y a la salida del intercambiador que se definen con los coeficientes  $K_e$  y  $K_o$  que son funciones de las contracciones y expansiones de la geometría del panel. Kays, ref[1], presenta varias gráficas para el cálculo de este coeficiente en función de los arreglos.

Con estos coeficientes bien definidos y con la ecuación de balance momento aplicada al panel, la relación de caída de presión es:

$$\frac{\Delta P}{P_1} = \underbrace{\left(\frac{G^2}{2g_c}\right) \left(\frac{v_1}{P_1}\right)}_{\text{Efecto Entrada}} (K_c + 1 - \sigma^2) + \underbrace{2\left(\frac{v_2}{v_1} - 1\right)}_{\text{Aceleración del flujo}} + \underbrace{f\left(\frac{A}{A_c}\right) \left(\frac{v_m}{v_1}\right)}_{\text{Fricción del Panel}} - \underbrace{(1 - \sigma^2 - K_o)}_{\text{Efecto de Salida}} \left(\frac{v_2}{v_1}\right) \quad (25)$$

Sin embargo, para el caso en que el flujo es normal al banco de tubos, los efectos de salida y entrada quedan incluidos en el factor de presión, quedando la ecuación (25) como sigue:

$$\frac{\Delta P}{P_1} = \left( \frac{G^2}{2g_c} \right) \left( \frac{v_1}{P_1} \right) \left[ (1 + \sigma^2) \left( \frac{v_2}{v_1} - 1 \right) + f \left( \frac{A}{A_c} \right) \left( \frac{v_m}{v_1} \right) \right] \quad (26)$$

Aceleración  
del flujo

Fricción del  
Panel

Es importante hacer notar que  $A/A_c = L/r_h$ , entonces, de acuerdo a lo anterior, la ecuación queda como:

$$\left( \frac{G^2}{2g_c} \right) \left( \frac{v_1}{P_1} \right) = \left( \frac{V_c^2}{2g_c} \right) = \left( \frac{\text{CARGA DINAMICA}}{\text{CARGA ESTATICA}} \right) \quad (27)$$

Finalmente el volúmen específico medio se define como:

$$v_m = \frac{1}{A} \int_0^A v \, dA \quad (28)$$

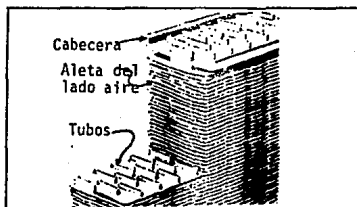


FIGURA 12- Corte seccional de un Intercambiador



ECUACION PARA EL CALCULO DE VELOCIDAD DEL FLUIDO A TRAVES DEL ARREGLO DE TUBOS

En ocasiones, el problema de diseño especifica tanto la caída de presión, como el comportamiento térmico de la unidad. Para ello existe una ecuación que relaciona la velocidad del fluido a través del banco de tubos en los parámetros anteriores, con el fin de obtener un tamaño aproximado del panel.

La ecuación aproximada es:

$$\frac{V_1^2 / 2g_c}{P_1 / \rho_1} = \left( \frac{\Delta P / P}{NTU} \right)_{lado} \left( \frac{\rho_m}{\rho_1} \right) \left( \frac{St}{f} \right) \eta_o \quad (29)$$

En este caso el diseñador puede determinar la caída de presión  $\Delta P/P$  en cada lado del intercambiador y el NTU necesario para cada lado por medio de la siguiente relación:

$$NTU_{(lado)} = \left[ \eta_o \left( \frac{L}{I_h} \right) St \right]_{(lado)} \quad (30)$$

que a su vez se relaciona con el número de unidades totales de transferencia de calor. La razón  $St/f$  contiene las características de superficie para un fluido dado y va a ser determinante (para un número de Prandtl dado), para seleccionar la superficie adecuada y de mayor eficiencia.

En la fig. 13 aparecen unas gráficas de estas características en función del número de Reynolds para diferentes geometrías de superficie.

Lo importante en los anterior es que :

- 1) Existe un intervalo de variación muy pequeño entre  $St/f$  para el mismo intervalo de número de Reynolds.
- 2) Existe un intervalo seis veces mayor que entre las superficies que son marcadamente diferentes.

De esta manera se puede estimar la magnitud de  $St/f$  para utilizarse en la ecuación final con el fin de calcular la velocidad del flujo en el panel. De la primera aproximación de velocidad del flujo, el número de Reynolds puede ser evaluado de una mejor forma para la segunda aproximación de  $St/f$  en un cálculo iterativo.

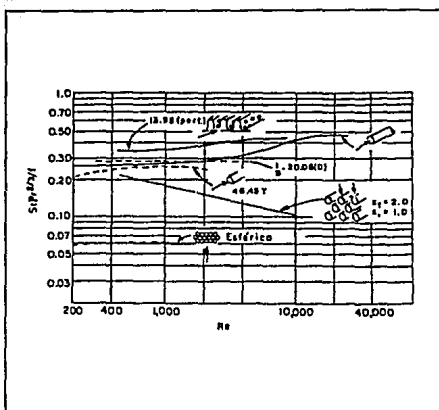


FIGURA 13 -Gráficas características de geometrías de superficie de diferente tipo de aletas.

### 3.4 TIPOS DE FALLAS MECANICAS EN UN INTERCAMBIADOR COMPACTO.

Para poder definir las bases para mejorar el diseño de un intercambiador de calor es necesario también entender algo del diseño tecnológico utilizado actualmente en la industria. Esto incluye no sólo saber qué es lo que falla y en dónde, sino también el cómo y el por qué de los mismos. Los diseñadores asocian la construcción del intercambiador con los tipos de falla que aparecen en la utilización normal.

Las fallas más comunes en un Intercambiador compacto son las que aparecen la fig.14. En esta tabla los tipos de fallas se separan en dos grupos básicamente:

- 1) Pérdida del fluido transportador.
- 2) Pérdida de la capacidad de transferencia de calor.

En el segundo tipo, la pérdida del fluido transportador no se considera. Esta tabla también muestra el mecanismo de falla responsable en cada tipo de falla. Ambos tipos de fallas disminuyen de manera considerable la eficiencia del equipo, pero se puede decir que la experiencia general ha demostrado que las fallas mecánicas más comunes que conducen a las pérdidas anteriormente citadas son:

- Fractura de tubos
- Fractura de la soldadura entre tubos y cabeceras
- Bloqueo de tubos
- Corrosión en general

Para poder relacionar las fallas con los mecanismos que las ocasionan, se requiere estudiar los esfuerzos a los que está sometido internamente un intercambiador. Se han encontrado esfuerzos relativamente altos en las cabeceras, tanto del lado entrante del fluido, como del saliente. Se han encontrado esfuerzos más altos en la unión de cabecera/tanque. Por otra parte, en los tubos en general se ha encontrado poco esfuerzo.

Lo anterior no concuerda con la tabla de la fig. 14, donde la experiencia demuestra que la mayor incidencia se encuentra en la falla de tubos.

Para entender las condiciones que afectan a cada una de las fallas se debe identificar el mecanismo de falla que se encuentra involucrado. Las diferentes condiciones de servicio, las cargas fluctuantes, las elevadas temperaturas y el medio agresivo al que se exponga, hacen con el tiempo que las fallas sean sorprendentes. La dependencia natural a los estragos del tiempo sugiere los siguientes cuatro mecanismos de fallas:

**Punto de fluencia en la deformación-** La deformación por alcanzar el punto de fluencia empieza a ser preocupante por arriba de la mitad de la temperatura del punto de fusión del material [Kelvin (K)]. Para soldadura de plomo puro (como se verá posteriormente), esta temperatura es de 250°C y decrece a menos de -20 °C cuando se tiene un cierto contenido de estaño en la soldadura al 50%. Los intercambiadores operan a veces a 115°C por períodos largos. Por tanto, cualquier junta soldada, con no muy altos esfuerzos, se acercará peligrosamente al punto de fluencia.

**Falla por fatiga-** Los esfuerzos fluctuantes pueden llevar a una falla por fatiga si la frecuencia o el nivel de esfuerzos es alto. La importancia del intervalo actual que soporta el intercambiador estará en función de las características del material. Los cambios fuertes y las elevadas temperaturas aceleran el mecanismo de fatiga. En un intercambiador tanto la presión como la temperatura varían con el ciclo de operación. Esto ocasiona esfuerzos fluctuantes que conllevan a la fatiga del material.

**Corrosión por esfuerzos-** Cuando el metal se expone a esfuerzos o a un medio corrosivo, las fracturas en el material se propagan a una velocidad mucho más alta que en un medio no corrosivo y sin esfuerzos constantes.

El aluminio es sumamente susceptible a fracturas rápidas por esfuerzos (SCC- Stress Corrosion Cracking) en presencia de algún ion de cloro (Cl) y es propenso a al SCC en varios medios.

Los latones presentan también SCC en presencia de amoníaco o componentes semejantes y pueden presentar SCC en muchos otros medios.

El mantenimiento del fluido de transferencia (agua, amoníaco, etc.) es esencial, en particular con sistemas de aluminio, para poder inhibir la acción del SCC.

**Corrosión-** La corrosión en los intercambiadores de calor se presenta en diferentes formas. Aquella basada en soldadura de plomo tiene una "floración" de corrosión. Es decir, que la corrosión o producto de la corrosión se presenta en la parte corroída. Esta susceptibilidad a la corrosión aumenta cuanto mayor sea el contenido de plomo en los materiales y con el esfuerzo en la junta soldada. La frecuencia de carga también tiene efectos, como el de sellar tubos y debilitar las juntas de soldadura. Los tubos de aluminio son objeto de corrosión por no usar en el fluido transportador algún inhibidor adecuado. Algunos expertos han demostrado que existe una corrosión galvánica que aparece al crearse una diferencia de potencial entre diferentes materiales en una junta soldada especialmente con el latón. En un intercambiador expuesto al medio ambiente, el aire salinizado puede ocasionar deterioro en las aletas, tubos y cabecera.

**Combinación de mecanismo de falla-** Los mecanismos discutidos anteriormente se unen y conllevan a una fractura o falla que ocurre más rápido que si el mecanismo actuara sólo. Especialmente fallas de deformación por fluencia/fatiga ocurren, porque la deformación por fluencia reduce la resistencia a la fatiga del material porque produce micro-fisuras que se propagan fácilmente con una carga cíclica. Las fallas por corrosión-fatiga ocurren cuando la corrosión por esfuerzo ocasiona micro-fisuras y reduce la resistencia del material a la propagación de la falla o fisura. Además alguna carga cíclica aumenta esta propagación. La corrosión en general tiene un efecto "aceleratorio" en todos los mecanismos de falla.

## TUBO/ CABECERA

Pérdida de fluido	Deformación por fluencia	Falla por Fatiga	Corrosión de la soldadura	Corrosión interna	Corrosión por sales	Corrosión por esfuerzo
Fractura en la soldadura de tubo y cabecera	X	X	X			
Fractura del tubo		X	X	X		X
Fractura de la cabecera		X		X		X
Fractura en el tanque				X		X

## CAIDA EN LA CAPACIDAD CALORIFICA

Tubos bloqueados			X			
Aletas sueltas		X				
Corrosión en general					X	

FIGURA 14- Tipos de fallas y mecanismos en un intercambiador compacto.

### 3.5 CAUSAS COMUNES DE FALLA

Para entender las causas de las fallas se debe considerar la construcción del intercambiador así como las condiciones de operación.

**Cargas Térmicas-** A muchos intercambiadores compactos, con el fin de aumentar su rigidez, se les adhiere un soporte que está unido al tanque o bien a la cabecera. Este soporte al estar alejado de los tubos, está sometido a diferentes cargas térmicas, quedando más frío en un calefactor. Tales soportes generalmente están hechos de acero. El acero tiene un módulo de elasticidad de 200 GPa y un coeficiente de dilatación de  $18.4 \times 10^{-6} \text{ m/}^\circ\text{C}$ . Bajo operación, el acero se dilata menos que los tubos de latón, dado que debe de tener una menor temperatura y un coeficiente de dilatación menor. Si los tubos y el soporte están firmemente unidos al tanque y cabecera, entonces, estos fuerzan a la cabecera a doblarse hacia un lado. Esto además implica tener grandes cargas de tensión en los soportes laterales y grandes cargas de compresión en las juntas soldadas de los tubos cerca de los soportes y en los tubos mismos. También se inducen serios esfuerzos en las cabeceras. Estas cargas (térmicas) varían con las condiciones de operación que son en los extremos: el sobrecalentamiento y el repentino apagado de la unidad.

Los esfuerzos inducidos en la cabecera y en la junta soldada de cabecera/tubo y a los tubos, contribuyen a muchas fallas debido a las cargas térmicas; estas aparecen en fig. 14.

**Falla en la soldadura tubo/cabecera-** Altos esfuerzos cíclicos y los cambios de temperatura aceleran la deformación por fluencia, corrosión en la soldadura y fatiga en la junta soldada.

**Fractura en tubos y cabecera-** Altos esfuerzos cíclicos contribuyen a la falla por fatiga y por la presencia de un medio corrosivo aceleran los esfuerzos de corrosión.

**Bloque de tubos-** Los altos esfuerzos aceleran la existencia de producto de corrosión (oxidación) en la junta soldada tubo/cabecera.

**Cargas de presión-** Las altas presiones en general, inducen esfuerzos que tienden a doblar al tubo en los lados planos del mismo. Este esfuerzo es proporcional al cuadrado del ancho del tubo en el lado de pared plana y es directamente proporcional a la presión. Una muestra de este esfuerzo es la tendencia del tubo a redondearse bajo presión. Dentro del panel (arreglo de tubos), los tubos están parcialmente sostenidos por las aletas. Las aletas suelen terminar algunos centímetros antes de las cabeceras para permitir el soldado de la misma por medio de soldadura autógena. La distancia puede ser de hasta 20mm. En esta parte el tubo no tiene un soporte externo y la expansión de los tubos dentro del panel tiende a tener este efecto desde el centro hacia las orillas del canal. La expansión del tubo central, transmitido a través del arreglo de aletas, desplaza el tubo adyacente ligeramente. Este movimiento, más la expansión del tubo se transmite a través de las aletas al siguiente tubo, y así sucesivamente. Esto produce un esfuerzo cortante en los tubos y aumenta su magnitud hacia las orillas del panel. Las orillas no se mueven debido al soporte lateral. La expansión total del área central es absorbida por unos pocos tubos, adyacentes al soporte lateral. Estos esfuerzos, inducidos por la presión del sistema son cíclicos y varían a lo largo de la operación normal desde el "apagado" repentino hasta la presión normal de trabajo y el "apagado" otra vez.

Los esfuerzos inducidos en un intercambiador debido a las cargas de presión, contribuye a las fallas de la fig. 14.

**Fractura de la soldadura tubo/cabecera-** Esfuerzos cíclicos por la expansión del panel ocasiona fatiga.

**Falla en el tubo-** Los esfuerzos cíclicos extremos y los cambios de temperatura ocasionan fatiga y fluencia en el material de soldadura de tubo.

**Aletas sueltas-** La expansión cíclica ocasiona fatiga en el material de soldadura entre la aleta y el tubo.

**Corrosión-** Otros factores de la fig.14 que ocasionan fallas son la corrosión interior y la corrosión por salinidad. La primera en el lado del fluido se puede controlar mediante inhibidores agregados al fluido de trabajo. Sin embargo, estos inhibidores pierden efecto y puede aparecer cierta floración en los tubos que acelera las fallas discutidas anteriormente en los materiales del intercambiador. La corrosión del interior también contribuye a tener fracturas en la soldadura tubo/cabecera y al bloqueo de tubos porque el producto de la misma tapa al tubo y debilita las juntas.



La corrosión por salinidad ocurre sólo externamente cuando se expone a un medio ambiente agresivo. Esta última afecta las aletas de tal manera que no es posible mantener la operación normal.

### 3.6 DISEÑO DE SOPORTES

De acuerdo a lo anterior, se ha mostrado que los soportes laterales, pueden ocasionar esfuerzos interiores en los materiales. Existen varios tipos de soporte que aparecen en la fig. 15.

Ciertos estudios han llevado a la conclusión de que algunos soportes probablemente ocasionan esfuerzos térmicos en los tubos cercanos a los soportes. Los expertos sugieren dos posibilidades para el diseño con tanques de plástico:

- 1) Un soporte lateral con una unión que permita un deslizamiento a lo largo de su eje.
- 2) Un soporte que no este unido a los tanque o cabeceras como el caso de la fig. 15 (a) y (b).

Estos autores también han observado que al menos el soporte (f) no sería adecuado para un intercambiador de latón-cobre, aunque si para un intercambiador de aluminio. Esto previene una flexión lateral de los tubos.

La fig. 16 muestra un soporte cuyo diseño permite la expansión térmica a lo largo de su eje y además permite un soporte posterior a los tubos. Como se muestra también en la fig. 16 es común usar sujetador y barras para intercambiadores grandes.

### 3.7 UNIONES Y SOLDADURA

La mayoría de los intercambiadores de calor de este tipo se utilizan tubos soldados. Esto último ofrece una tecnología avanzada en máquinas soldadoras de alta velocidad, además tiene un reducido costo, porque se requiere de menos latón y no hay necesidad de estañar la superficie contra la corrosión.

Este tipo de intercambiador está unido por soldadura plomo-estaño. El contenido de estaño de esta soldadura se ha reducido gradualmente para tener costos más bajos.

Se han hecho programas para estudiar el apropiado uso de composiciones con alto contenido de plomo y poco estaño. El trabajo se concentra en el estudio de soldadura con niveles de plomo entre 90 y 100%. Se han hecho varios análisis de tensión de los cuales se hablará poco.

Se suelen utilizar fundentes con cloruro de zinc y amoniaco así como el fundente comercial basado en bromuro.

Las pruebas llevadas a cabo demostraron que :

1) Los análisis de esfuerzos a tensión, para tres temperaturas de procesamiento para seis aleaciones de soldadura, mostraron una máxima resistencia a la fractura con 98% Pb-2%Sn. Esto se confirmó al hacer el mismo estudio a una temperatura de 120°C [aprox. 250°F]. Pruebas de resistencia al esfuerzo a temperatura ambiente, demuestran que a mayor contenido de plomo en la soldadura, menor será el tiempo de operación bajo las mismas condiciones.

2) Pruebas de corrosión utilizando procedimiento de la ASTM inducen a pensar que una mayor cantidad de plomo no afecta significativamente en la corrosión de la soldadura.

3) La factibilidad de hacer intercambiadores compactos con un mayor contenido de plomo se ha estudiado haciendo pruebas de capilaridad. Los intercambiadores soldados con aleaciones de 98% de plomo y más requieren de una temperatura de proceso más alta para producir la suficiente penetración equivalente a las aleaciones de 95Pb-Sn.

4) El desarrollo de cierta porosidad en las juntas aumenta, dependiendo del fundente utilizado, por lo que es trascendental para la soldadura al alto plomo.

5) Para aumentar el nivel de soldadura del Intercambiador se deberá utilizar y controlar el fundente apropiado en el proceso.

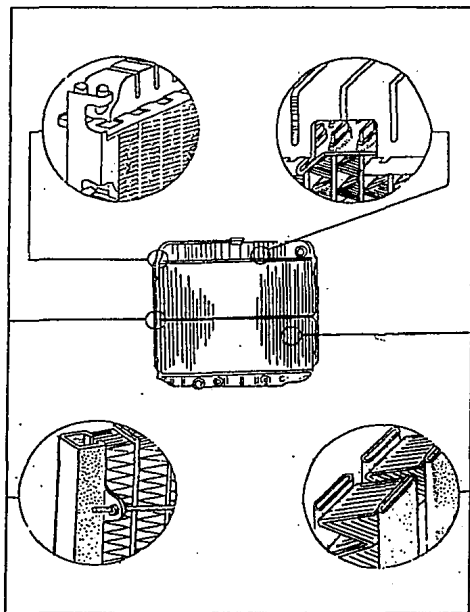


FIGURA 15 -Diferentes tipos de soporte utilizados en un intercambiador compacto.

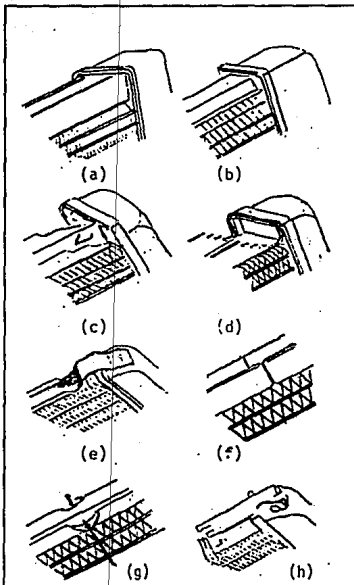


FIGURA 16- Soporte ideal para un intercambiador agua-aire de latón-cobre.

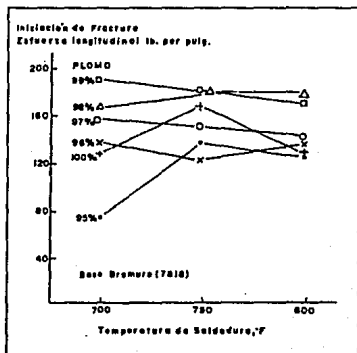
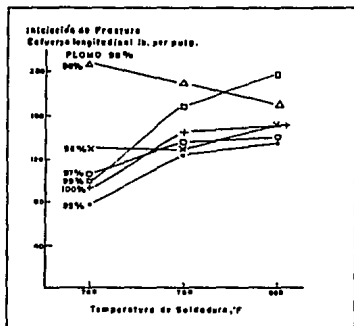


FIGURA 17 - Gráficas que muestran el esfuerzo máximo a la tensión de juntas soldadas con fundente base cloruro de zinc-aluminio (arriba) y fundente base bromuro (abajo).

### 3.8 PROCESO BASICO DE FABRICACION

El proceso básico de fabricación de un intercambiador es sencillo pero laborioso. Los pasos en cada proceso de maquinado son los siguientes:

A) **Máquina troqueladora de aletas**- Las máquinas estándar pueden producir aletas para un intercambiador de hasta seis hileras con posibilidad de una séptima. Estas máquinas troquelan de un golpe la cinta de cobre con un ancho de 50.8 a 308.4 mm [2" a 12"], dependiendo del tipo de máquina que se esté utilizando. En el apéndice se puede observar las mismas dependiendo del dado del troquel utilizado. La cinta troquelada suele salir a una velocidad de 20 m/min. Las especificaciones de la cinta de cobre también son variables dependiendo el requerimiento de la máquina. Para mayor información consultar la ref.[14].

B) **Máquina formadora de tubos**- Esta máquina tiene varias etapas a seguir. En la primera, limpia la cinta de latón, y la cubre de fundente y la pre-estaña, enfría y lava, en la segunda etapa, forma los tubos y los sella, endereza y alimenta a la tercera etapa que corta el tubo a la medida pre-establecida.

La materia prima (bobina de cinta de latón) se mantiene en una cabina, que automáticamente detecta cuando la bobina se ha acabado.

La forma general del tubo es rectangular con un amplio radio en las orillas que también da resistencia física al intercambiador una vez formado.

El fin del estañado es el de formar un sello en la parte superior del tubo. Este sello da resistencia mecánica al tubo y evita fugas posteriores. El estañado sella el tubo en una mínima parte del mismo .

C) **Mesa de ensamblado**- El tamaño estándar de esta mesa es de 914.4mm [36"] x 762 mm [30"] con ajustador para cualquier ancho de panel. Existen varios tamaños para los diferentes pesos. La mesa se ajusta a 6,7,8,9,10,11 e inclusive a 13 sep/in.

D) **Máquina prensadora de cabeceras**- Estas máquinas pueden variar mucho, una de otra. En ella se coloca la cabecera dentro del arreglo de tubos. Una vez colocada la cabecera por medio de un avellanador o "abridor" de tubos se expanden dentro de la cabecera, que ya se encuentra previamente troquelada y estañada.

**E) Horno de soldado-** Una vez armados los separadores y los tubos en la mesa de ensamblado y una vez colocada la cabecera, se sujeta de momento con estribos. En la cubeta de fundente líquido se sumerge durante unos segundos. Posteriormente se introduce en un tanque de soldura fundida conectando los tubos a una manguera de aire a presión, con el fin de que la soldadura no bloquee los tubos. El tanque de fundente y el de soldadura contienen una placa precalentadora con controlador de profundidad de inmersión, así como un drenador de materiales no soldables.

Una vez estañado el total del intercambiador se hornea por cierto tiempo. Es requerible un reloj preciso con señal indicadora sonora y visual cuando se hornea en un ciclo completo. Un panel de 7.5 kg. aproximadamente se debe hornear unos 3 o 4 minutos. Para cargar y descargar el panel existen unos rieles de entrada y salida.

El tiempo y la temperatura de cocimiento son de suma importancia, ya que es en este momento que se establecen los esfuerzos térmicos del panel mismo. En la fig. 17 se muestra las diferentes cantidades de plomo en la soldadura, dadas diferentes clases de fundentes.

**F) Tabla de encuadrar-** En esta mesa se hacen pruebas donde el intercambiador debe permanecer perfectamente recto. No se permite ninguna deformación ya que cualquiera de ellas puede provocar alguna falla de las anteriormente vistas.

Es importante hacer notar que todo lo aquí descrito puede variar considerablemente, de acuerdo al modelo de intercambiador y la compañía que lo produzca.

## CAPÍTULO IV - METODOLOGIA DE SELECCION

### 4.1 INTRODUCCION

Como ya se mencionó, existen dos tipos de problemas en el diseño de un intercambiador: determinar las razones o parámetros de flujo y dimensionar al mismo intercambiador. En el primero la geometría y el tamaño de éste son completamente especificados, las razones de flujo y temperatura de salida y entrada son conocidas. El objetivo es, entonces, calcular la efectividad térmica y la caída de presión de estos flujos.

En el segundo problema de diseño (dimensionar) el intercambiador de calor requiere que se especifiquen los límites de caída de presión, temperatura, transferencia de calor, y NTU. Por lo tanto, un problema de diseño para dimensionar es bastante más complejo que uno donde se tiene que calcular la efectividad del intercambiador.

Muchas selecciones se tienen que hacer antes de comenzar a calcular. Esto incluye la selección de :

- A) Arreglo de tubos.
- B) Materiales (tomando en consideración las temperaturas manejadas y la corrosión).
- C) Geometría de la aleta y grosor de la misma (considerando las presiones)
- D) El tipo de geometría de superficie, espaciamiento de aleta y altura. Las condiciones de suciedad también determinan las diferencias en los espaciamientos de las aletas. La altura de las aletas está determinada por la eficiencia que se desea de la misma.
- E) Area Frontal del intercambiador de calor- Esta decisión es clave para establecer el número de Reynolds para cada flujo. Las caídas de presión son directamente dependientes de esta decisión.



De las especificaciones anteriores, no se puede seguir una solución paso a paso. El elemento crucial para el problema de diseño es la selección de la geometría de superficie a partir de la cual el intercambiador podrá ser calculado. El segundo elemento crucial es la selección del flujo de área frontal (o bien una velocidad del flujo) en donde se calcula la caída de presión. Una vez determinada la geometría de la superficie y las velocidades de flujo, los cálculos para el diseño térmico son relativamente directos.

En este capítulo se justificarán el uso de los parámetros que utilizarán en el cálculo. Todas estas variables tienen una infinidad de combinaciones y aquí se determina el por qué.

## 4.2 DETERMINACION DE FACTORES

### 4.2.1 Arreglo General de los Tubos del Intercambiador Compacto

El arreglo de tubos se refiere a la disposición que tenga el banco con respecto al flujo normal de aire.

Las características de transferencia de calor en bancos de tubos alternados y en línea fueron estudiados por Grimson ref [1].

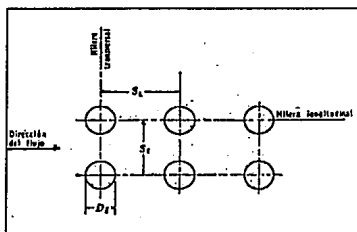
El arreglo es importante para el cálculo posterior, ya que el número de Reynolds aplicado se basa en la velocidad máxima que ocurre en el banco de los tubos, esto es, la velocidad a través del área mínima de flujo. Esta área dependerá del arreglo de tubos en el banco. En la fig. 18 se muestran este tipo de bancos.

En la tabla T12 del apéndice aparece la correlación de Grimson para Transferencia de Calor en banco de tubos paralelos y normal al flujo de aire con respecto de diámetro del tubo.

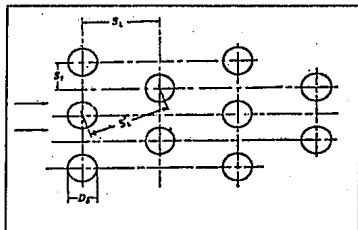
Con esta relación, y conociendo las condiciones de velocidad del aire se puede calcular el número de Reynolds, y de ahí el coeficiente de calor que se obtendría para un intercambiador de diez hileras de tubos.

Aplicando el factor de la tabla T-12 se puede determinar el número de hileras requerido.

FIGURA 18- Tipos de Arreglos de Tubos en Convección Externa



A) Arreglo de tubos en línea



B) Arreglo de tubos escalonado

En general las ecuaciones disponibles para el cálculo de coeficiente de transferencia de calor en flujo sobre bancos de tubos, está basado sobre datos experimentales, porque el patrón de flujo es demasiado complejo para ser tratado analíticamente. Los experimentos, han probado que el flujo sobre bancos de tubos alternados, la transición del flujo laminar en flujo turbulento es más gradual que el flujo a través de tubo; en ambos casos la transición de flujo laminar a turbulento principia en un número de Reynolds alrededor de 2000 y es completamente turbulento alrededor de 5000.

La velocidad que se usa para calcular el número de Reynolds para flujo sobre un haz de tubos, se basa en el área mínima libre disponible para el flujo, sin importar si esta área mínima ocurre transversal o diagonal a las aberturas. Para un arreglo de tubos en línea (figura 18) el área mínima libre del flujo por unidad de longitud de tubo  $A_{min}$  es siempre:

$$A_{min} = S_t - D_o \quad (31)$$

donde  $S_t$  es la distancia entre centros de los tubos en hileras longitudinales adyacentes (medida perpendicular a la dirección del flujo) o paso transversal.

Para arreglo escalonado (staggered), el área mínima libre de flujo puede ocurrir, como en el caso anterior, ya sea entre tubos adyacentes de una hilera o si  $S_L/S_t$  es tan pequeño que:

$$\sqrt{S_t^2 + S_L^2} < S_t + \left(\frac{D_o}{2}\right) \quad (32)$$

entre tubos diagonales opuestos. En el último caso, la velocidad máxima  $V_{max}$  es:

$$\frac{S_t}{\sqrt{S_t^2 + S_L^2} - D_o} \quad (33)$$

veces la velocidad libre de flujo. El símbolo  $S_L$ , indica la distancia de centro a centro entre hileras transversales adyacentes de tubos o caños, medida en la dirección del flujo y se llama paso longitudinal. Para tomar en cuenta el efecto de la disposición de los tubos, sobre el coeficiente de transferencia de calor, es conveniente escribir una ecuación adimensional de relación, ya sea en la forma:

$$\frac{h D_o}{k} = 0.333 C_h \left( \frac{G_{max} D_o}{\mu} \right)^{mc} Pr \quad (34)$$

donde  $h$  es el coeficiente de transferencia de calor para un haz de tubos de diez o más hileras transversales,  $G_{max}$  es la rapidez de flujo de masa,  $C_h$  y  $m_c$  son coeficientes empíricos, cuyo valor depende de la disposición de los tubos.

Se ha encontrado una ecuación que relaciona los datos en el dominio del flujo laminar ( $Re < 200$ ) y el dominio del flujo de transición ( $200 < Re < 6000$ ), mientras que la ec. 34 se usa en caso de flujo turbulento. Los datos experimentales para el aceite, en flujo laminar y de transición, con varias disposiciones diferentes de tubos, han sido obtenido en un programa de investigación promovido por la división de Transferencia de Calor ASME ref [13]. Los resultados promedio de este estudio se muestran en la figura 19, donde la serie de curvas de la parte superior, representan los datos de rozamiento que ya se han visto anteriormente. La ordenada para las curvas de la parte inferior de la figura 19, es el factor  $j$  (o de Colburn) sin dimensiones y la abscisa, es el número de Reynolds. Los tubos mostrados en los modelos 1 y 4 se dispusieron escalonados en triángulos equiláteros, en el modelo 3 los tubos se dispusieron en línea formando cuadrados. El diámetro exterior de cada tubo fué de 9.5 mm [3/8"]; la razón o paso/diámetro, para cada modelo, se muestra en cada una de las curvas del figura 19. Una inspección de las curvas muestra, que para un número de Reynolds de 200, los datos experimentales comienzan a desviarse marcadamente de las líneas rectas que representan los datos en la región viscosa. Para un número de Reynolds de alrededor de 5000, se aproximan entre sí y se supone que para altos valores del número de Reynolds el flujo es turbulento. Se notará que la forma de las curvas en la zona de transición, para tubos en línea o escalonados, es diferente. Para las curvas de los tubos en línea, hay una región hundida, semejante a la que se observa en el flujo de un tubo y que no se presenta en las curvas para tubos escalonados. Se piensa que el flujo en canales libres entre las estelas de un arreglo de tubos escalonados, la turbulencia principia a la salida, gradualmente se pone en movimiento corriente arriba, conforme el flujo se incrementa y finalmente se dispersa en todo el haz de tubos. Estas observaciones generales, se aplican solamente al flujo transversal simple y pueden no ser ciertas para disposiciones con desviadores de flujo (turbuladores), donde todavía no se han efectuado experimentos similares.

Se ha investigado el efecto sobre el coeficiente de transferencia de calor del número de hileras transversales de tubos con arreglos de tubos en línea formando cuadrados, que tienen uno, dos, cuatro, seis, ocho y diez hileras de tubos de 9.5 mm [3/8"], con una razón de paso/diámetro de 1.25. Se encontró, que para un número de Reynolds dado, el coeficiente promedio de transferencia de calor para una sola hilera de tubos es 50% mayor que para diez hileras. Para la disposición de arreglo de tubos usada, la variación del coeficiente de transferencia de calor con  $N$ , número de hileras de tubos en la dirección del flujo, puede generalizarse por medio de la ecuación:

$$\frac{j_N \text{ hileras}}{j_{10} \text{ hileras}} = \left(\frac{10}{N}\right)^{0.18} \quad (35)$$

cuando el flujo es laminar. En la figura 19 se muestran los resultados para diez hileras de tubos y puede combinarse con la anterior ecuación para predecir el coeficiente promedio de transferencia de calor para números de Reynolds menores a 1,000 cuando el número de hileras de tubos es menor de diez. Se sugiere que para más de diez hileras de tubos no se aplique ninguna corrección al valor de  $h$ .

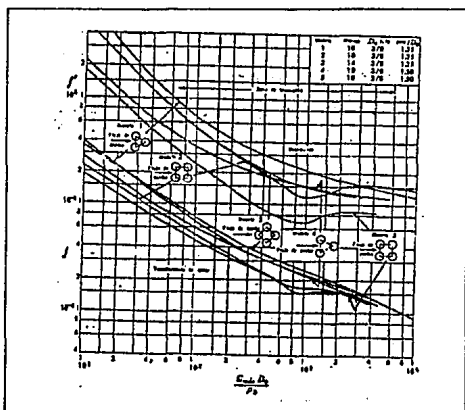


FIGURA 19- Datos de rozamiento promedio y de la transferencia de calor promedio para flujo sobre cinco arreglos diferentes de haces de tubos de 9.5 mm [3/8"] de diámetro exterior, régimen laminar y de transición

Kays y London ref [1] también efectuaron experimentos con aire fluyendo sobre banco de tubos 6.35 y 9.5 mm [1/4" y 3/8"] dispuestos en varias formas. Concluyeron que en el dominio de la transición, los resultados que obtuvieron, concuerdan bastante bien con aquellos que se muestran en la figura 19 para geometrías similares.

En la figura 20 se muestra la variación del coeficiente promedio de transferencia de calor de un haz de tubos con el número de hileras transversales, para flujo turbulento

razón	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
tubos escalonados	0.88	0.75	0.83	0.89	0.92	0.95	0.97	0.98	0.99	1.0
tubo en línea	0.64	0.8	0.87	0.8	0.92	0.94	0.96	0.98	0.99	1.0

FIGURA 20-Variación del coeficiente de transferencia de calor para N hileras transversales a h en flujo turbulento.

En el diseño y selección de un intercambiador de calor comercial estacionario, como el que se trata aquí, deben considerarse la potencia necesaria y el costo inicial de la unidad. Los resultados obtenidos demuestran que el paso más pequeño posible en cada dirección da como resultado la menor potencia necesaria para una rapidez de transferencia de calor especificada. Puesto que los valores más pequeños del paso permiten usar también una carcasa más pequeña, el costo de la unidad se reduce cuando los tubos se empaquetan muy juntos. Hay pequeña diferencia en el comportamiento entre arreglos en línea y escalonado, pero el primero es más fácil de limpiar.

Como se puede apreciar, de acuerdo a las condiciones a las que están sometidos este intercambiador, no se manejarán situaciones de alta suciedad, por lo que, a pesar de que es más fácil limpiar, la compactibilidad y el bajo costo son de mayor importancia.

#### \* CRITERIO UTILIZADO

De lo anterior se deduce que se seleccionará un arreglo de tubos alternado con un bajo número de hileras. El menor ancho existente en México es de 6.35 mm [1/4"] con un total de hileras mínima de 3. La Asociación de Fabricantes de Intercambiadores de Calor, recomienda que la distancia centro a centro, de espaciamiento mínimo entre tubos, deberá ser 1.25 veces el diámetro exterior del tubo y cuando el paso de los tubos esté en ángulo recto, se proporcionará una separación mínima de 6.35 mm [1/4"].

La forma del tubo se refiere a la dimensión y forma física del tubo. Estos pueden ser de dos formas normalmente:

- 1) Circular (cilíndrico)
- 2) Aplanado (rectangular)

En la siguiente figura aparecen ambos tipos con un flujo a través de aire.

En la figura 21 se muestran ambos tipos de tubo bajo un flujo de aire a una velocidad  $u$ . En ella se puede ver claramente como el flujo, contacta un mayor área en el tubo aplanado con una consecuente disminución del área muestra (sin contacto).

#### \*CRITERIO UTILIZADO

De acuerdo a lo anterior y al estudio del flujo a través de un banco, se puede concluir que el flujo de aire a utilizarse como variable, manejarla un número de Reynolds relativamente bajo, por lo que en este aspecto se podría seleccionar un tubo aplanado o circular indistintamente, pero dado que la tecnología actual ha avanzado en este sentido, el tubo aplanado permite mayor resistencia física al intercambiador (resistencia mecánica) que, aunque no se utilice en condiciones desfavorables, sí se prefiere para evitar fallas. El tubo circular tiene una gran resistencia a la presión ocasionada por el fluido transportador pero ya que no se manejarán altas presiones de trabajo así que no será necesario considerarle.

El arreglo de flujo se refiere a la forma que toman los fluidos involucrados en el intercambiador.

De acuerdo a lo anteriormente descrito en la Parte I, la diferencia de temperatura media logarítmica es la diferencia de temperatura en uno de los extremos del intercambiador de calor ,menos la diferencia de temperatura en el otro extremo.

La ecuación de transferencia de calor toma entonces la forma:

$$q = U A \Delta T_M \quad (36)$$

pero si el intercambiador es diferente a uno de doble tubo de donde se partió para establecer la anterior ecuación, entonces se tendrá que utilizar un factor de corrección F.

Examinando detenidamente los tipos estándar de arreglo de flujo, se puede determinar la eficiencia térmica para un caso dado de temperatura de entrada y salida. Existen básicamente 3 tipos de arreglo de flujo:

- 1) Flujo encontrado
- 2) Flujo paralelo (parallel flow)
- 3) Flujo cruzado (cross flow)

En la figura 21 siguiente se muestra un ejemplo de cada una de las configuraciones mencionadas anteriormente.

**Flujo encontrado-** Es aquel en que ambos fluidos fluyen paralelos uno a otro, con direcciones opuestas. Este método es uno de los más efectivos cuando se requiere forzar una temperatura determinada. Tiene el grave defecto que se necesita mucho volumen para su acción.

**Flujo paralelo-** Es aquel en que ambos flujos fluyen paralelos uno a otro con la misma dirección. Este es posiblemente la forma menos efectiva de las configuraciones de flujo. La principal limitación es que la salida del flujo perdido es más frío (menos caliente) debe estar por debajo de la temperatura de salida del fluido más caliente. Esto es un grave inconveniente cuando:

- 1) La diferencia de temperatura no es tan considerable.
- 2) No es posible recuperar en ciertos casos (calentadores de aceite, aire) el calor perdido.



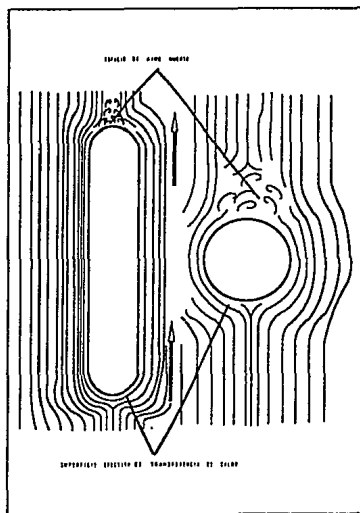


FIGURA 21- Esquema comparativo de un flujo sobre un tubo plano y sobre un tubo redondo

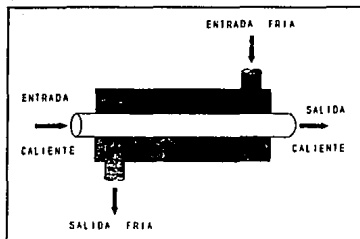


FIGURA 22- Diagrama de flujo encontrado

Pero antes de desechar este tipo de arreglo de flujo se debe considerar lo siguiente:

- 1) El flujo paralelo produce la temperatura más uniforme a lo largo del tubo entre la entrada de fluido caliente y la salida del fluido menos caliente, además de minimizar el esfuerzo cortante de dilatación.
- 2) La temperatura de pared más alta es aún menor que la del flujo encontrado, eliminando ciertos casos indeseables como suciedad de minerales, la selección de determinado material es especial, etc.

**Flujo Cruzado** - En este tipo ambos fluidos fluyen en ángulo recto, uno respecto al otro. Esquemáticamente los intercambiadores de flujo cruzado se representan como

a continuación se indica. Su eficiencia se encuentra entre el de flujo encontrado y el paralelo, pero por razones prácticas, se utiliza más, ya que son más sencillos de construir que los otros dos.

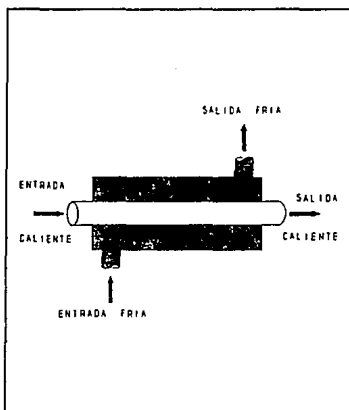


FIGURA 23- Diagrama de flujo paralelo (parallel flow)

El flujo cruzado tiene cierto tipo de variaciones, de los cuales se distinguen dos extremos:

- 1) Fluido mezclado
- 2) Fluido sin mezclar

Cuando el fluido está mezclado, implica que todo el fluido en un plano normal al flujo, tiene la misma temperatura, aunque esta temperatura sí cambia en dirección del flujo. Fluido sin mezclar significa que la diferencia de temperatura dentro del mismo fluido existe, sin embargo, cuando el fluido está sin mezclar la temperatura terminal de cada canal es la misma que cuando se mezcla.

En la figura 25 se muestran los tres posibles casos de mezclado para flujo cruzado.

Con el fin de demostrar más claramente la eficiencia térmica de cada uno de los arreglos, se puede hacer una comparación de eficiencias térmicas de los mismos, dando un ejemplo de los parámetros claramente especificados.

Se considera un fluido que se "enfía" de  $400^{\circ}\text{C}$  a  $200^{\circ}\text{C}$  por medio de otro fluido que se caliente de  $100^{\circ}\text{C}$  a  $200^{\circ}\text{C}$ .

Fluido Caliente		Fluido menos Caliente	
$T_1 = 400$	200	$t_2 = 200$	$T_f$
$T_2 = 200$	100	$t_1 = 100$	$T_e$
$T_1 - T_2 = 200$		$t_2 - t_1 = 100$	

$$R = \frac{200}{100} = 2$$

$$P(S) = \frac{100}{300} = 0.3333$$

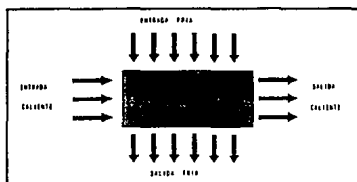


FIGURA 24- Diagrama de flujo cruzado

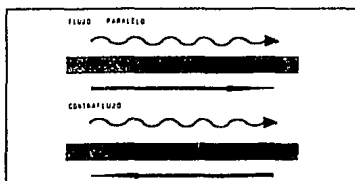


FIGURA 25- Casos de flujos mezclados

---

---

Flujo cruzado	1.00
Flujo cruzado (fluido mezclado y otro sin mezclar en 2 pasos en serie)	0.98
Flujo cruzado (ambos fluidos sin mezclar)	0.90
Flujo cruzado (un fluido mezclado y otro sin mezclar)	0.87
Flujo paralelo	0.70

---

FIGURA 26- Factor de corrección para cada tipo de arreglo de flujo.

De lo anterior se puede deducir lo siguiente:

- 1) Que la presencia de un flujo paralelo decrece la utilización del potencial térmico para la transferencia de calor de un arreglo determinado.
- 2) Utilizar una combinación de flujo mezclado decrece también la utilización.

## \* CRITERIO UTILIZADO

Dadas las configuraciones que existen, se puede concluir que el flujo cruzado con ambos fluidos sin mezclar es el ideal para un intercambiador agua-aire de este tipo. Esto es porque a pesar de que el flujo cruzado no ofrezca la máxima ventaja térmica, permite compactar el área de transferencia, aumentando el área de superficie por unidad de volumen. Esto redundará en un intercambiador más compacto y la eficiencia perdida se puede recuperar en la selección de geometría de superficie. La utilización de fluido sin mezclar trata de aumentar un poco la utilización del potencial térmico para transferencia de calor.

### 4.2.2 Materiales

Para la selección de materiales, tanto de tubo como de aleta existen variables que hay que tomar en consideración:

- Conductividad térmica
- Costo
- Costo de operación
- Tendencia de corrosión
- Resistencia a la diferencia de potencial
- Tendencia a fugas
- Tendencia de ruptura por vibración y fatiga
- Facilidad de obtención en el mercado
- Maleabilidad
- Soldabilidad

Con estas variaciones es difícil decidir qué parámetro es el más importante.

Debido a esto, se prefiere exponer las ventajas y desventajas de un intercambiador ya construido de cobre-latón y otro de aluminio. Obviamente, no serán los mismos valores de tamaño y forma del que aquí se considera. De cualquier manera, este estudio elaborado por SAE es sumamente interesante y representativo. Durante 10 años, ha existido una serie de cambios en los intercambiadores compactos de tubo y aleta; en un principio, estos eran con aletas de cobre, tubos, y tanques de latón. Y sin embargo, hace pocos años, se extendió el uso del intercambiador de aletas y tubo de aluminio. Un uso, muy generalizado de este tipo de intercambiador ha sido el radiador de automóvil. El 70% de los

carros europeos, y el 5% de los japoneses utilizan radiador de aluminio. Después de lo anterior, se puede pensar que el intercambiador de cobre-latón no es el más eficiente que existe.

El uso de intercambiadores de aluminio, está motivado por el hecho de poder reducir el peso y el costo. Si se redujese el ancho del material de cobre-latón para reducir el peso, conjuntamente con un aumento de presión y de temperatura, significaría grandes cargas de esfuerzos. Por tanto, una vida de larga operación es de suma importancia. Corrosión y fallas por fatiga son las principales razones de problemas mecánicos. Los intercambiadores de cobre-latón, han establecido marcas por tiempos largos de duración. Las estadísticas informan que del 64.8% de estos intercambiadores, el 26.5% se reparan, y sólo el 8.7% se reemplaza. [Ref. 17]

A continuación se muestran algunas causas más comunes de fallas en intercambiadores de aluminio:

-- Ensamble de tubo: la unión mecánica, (expansión de tubos dentro de la aleta), del intercambiador de aluminio, presenta las siguientes tres fallas comunes.

- A) Tubo suelto/unión a la cabecera.
- B) Fuga en tubos/cabecera
- C) Corrosión en general.

Los tubos sueltos se deben al daño por colisión, pero la mayoría de los casos no se pueden reparar, debido a que los sellos epóxicos de los que suele estar elaborada, no se pueden reponer.

La fuga en tubos/cabecera, ocurre de repente, perdiéndose casi todo el fluido de trabajo.

El aluminio es especialmente susceptible a corrosión salina; la corrosión en aletas también es irreparable.



El experimento de SAE fué controlado en las siguientes condiciones de trabajo: se consideró una muestra de 350mm por 350mm, con un espesor determinado por el tamaño del tubo. El espesor será variable, y estará en función del número de hileras que se manejan. También se consideró una carga de aire de 10 m/s con la misma carga térmica. La tabla a continuación muestra los parámetros físicos que se requieren para su comparación (figura 27)

El coeficiente total de transferencia de calor requerido es:

$$U = 1,000 \frac{W}{m^2 \cdot C}$$

con una efectividad  $\epsilon = 0.33333$ . Los cálculos realizados por la SAE llevan a los resultado que se muestran en la figura 28.

La columna  $W_s/A_{fr}$ , es el peso ajustado entre el área frontal, y se calcula multiplicando por la relación real y requerida de número de transferencia de calor (NTU).

Esta figura (figura 28) muestra que el peso del intercambiador de aluminio, a pesar de ser un material mucho más ligero, es mayor con respecto al cobre.

La caída de presión es también mayor para un intercambiador de aluminio, debido a las siguientes razones:

- 1) El ancho de la pared del tubo de aluminio es mayor y ocasiona un mayor bloqueo de flujo de aire, que en un tubo de latón.
- 2) Las aletas de aluminio son más anchas y ofrecen una mayor resistencia al flujo de aire para el mismo paso de aleta.

Debido a esto, parece que una alta densidad de aleta, en intercambiador de cobre latón, es más práctica o factible que en un radiador de aluminio.

De acuerdo a la figura 28, dada una carga térmica, y una caída de presión determinadas, es posible diseñar un intercambiador de cobre-latón, con una área frontal más reducida que uno de aluminio.

Por lo tanto, las ventajas que ofrece un intercambiador de aluminio eran anteriormente: costo y peso, pero ahora ya no parecen tan absolutas como antes.

El peso de un intercambiador cobre-latón, se puede reducir material con menor grosor. El rolador de cinta es un impedimento para reducir el grosor de la lámina de cobre o latón, pero existen ciertos avances en materia de conformado de materiales que permiten esa opción.

Se ha estudiado el balance costo-beneficio, y se ha llegado a la solución que el grosor óptimo de aleta sea entre 25 y 38 mm.

Debido a que un material más delgado, llevaría a un desgaste más rápido, es necesario disponer de una protección a la corrosión apropiada con el uso de algunos agentes resistentes a la misma, como lo son silicón, o bien el uso de aletas de material anticorrosivo. En este último caso, se recomienda material que contenga:

0.003 % Pb Plomo

0.03 % Sn Estaño

y que tenga un conductividad térmica :

$k = 96 \%$

del cobre puro.

Con ello, se logra un 50% mayor resistencia a la corrosión debido a medios salinos agresivos.

Por otro lado, es necesario reducir el peso del intercambiador, ya que esto implica un menor costo, y es necesario que el espacimientto entre aletas sea mayor, resultando con esto en una menor caída de presión. Estas ventajas se pueden transformar en una disminución considerable del ancho del intercambiador, (número de hileras, de tubos en el intercambiador), o bien reducir el área frontal del mismo ( $A_f$ ).

**•CRITERIO UTILIZADO**

De todo lo anterior se puede resumir lo siguiente:

- 1.- A menor peso de intercambiador mayor reducción del costo. Se ha demostrado, que el intercambiador de calor con una reducción en el grosor del material, puede ser tan eficiente o más que un intercambiador de aluminio ( $\epsilon$ , NTU y caída de presión), pesando menos y con una consiguiente reducción de costos.
- 2.- A pesar de que no se ha manejado aún el concepto del costo del aluminio, y el cobre-latón, es lógico que a menor material menor costo. La reducción en el material de cobre-latón es significativo, como para competir con el costo del aluminio.
- 3.- En el mismo paso de aletas, el intercambiador de aluminio, ofrece una mayor resistencia al flujo de aire, requiriéndose así mayor potencia en el ventilador.

Los intercambiadores de calor cobre-latón, ofrecen las siguientes ventajas:

- A) Una mayor resistencia mecánica. Por sus características de dureza y maleabilidad, el cobre-latón permite una mayor resistencia.
- B) Reducción de procesos de fabricación como son: la eliminación de los sellos cabeza/tubo, al eliminar estos, también se evita la corrosión, y reducción en el estañado (proceso costoso).
- C) Mayor resistencia a la corrosión. En el caso de los intercambiadores de calor, la corrosión en aletas es irremediable.

De todo esto, tal vez lo más importante de mencionar sea que el impedimento más significativo para el uso del Intercambiador cobre-latón es que la tecnología de rolado no es muy avanzada en México y por lo tanto no ofrece seguridad en sus tolerancias.

En México el material que se puede encontrar comercialmente en forma de cinta tiene las siguientes dimensiones mínimas de espesor:

		Tolerancia
Cinta de cobre	0.1143 mm [0.0045"]	5%
Cinta de latón	0.1524 mm [0.006"]	10%

que no siempre son reales. Sin embargo, debido a que el intercambiador se encuentra en estado estacionario, no requerirá de procesos de precisión, además de que la maquinaria para lo anterior se puede calcular para tolerancias mayores.

Por tanto, los materiales que se utilizarán son:

Aletas de cobre

Tubo de latón

Cabecera de latón

Soldadura de estaño-plomo

FIGURA 27 - Diferentes características para ambos tipos de intercambiadores.

Características físicas	Material	n/m	hileras	ancho	largo del tubo	profundidad del tubo	Ancho de pared	Ancho de Aleta	Paso del louver	Peso del tubo
Muestra A	cobre/latón	2.16	2	376.7	415.82	8.12	0.1016	0.0381	1.018	10.31
Muestra B	aluminio	2.78	1	284.85	418.1	24.82	0.381	0.1016	1.27	12.97

Todas las medidas se encuentran en milímetros

Características físicas	Material	FPM	hileras	ancho	largo del tubo	profundidad del tubo	Ancho de pared	Ancho de Aleta	Paso del louver	Peso del tubo
Muestra A	cobre/latón	427	2	14 5/8	18 1/4	23/64	0.004	0.0015	0.04	13/32
Muestra B	aluminio	551	1	11 7/32	18 1/8	0.88	0.018	0.004	0.05	0.511

Todas las medidas se encuentran en pulgadas

FIGURA 28- Características de operación de ambos intercambiadores y diferencia entre unidades de transferencia y efectividad.

Características de operación	$q/A_s - T_s$ W/m <sup>2</sup> · °C	$\epsilon$	NTU	W/A <sub>s</sub> kg/m <sup>3</sup>	P <sub>s</sub> Pa
Muestra A	3,350	0.279	0.351	10,068	225
Muestra B	4,350	0.363	0.497	8,645	7,704

## 4.3 Criterios de Selección de Superficie

## FACTOR DE SELECCION OPTIMA

La geometría de la superficie, debe ser seleccionada para cada fluido antes de que se puede empezar a diseñar un intercambiador. Esta selección dependerá de los factores de diseño mecánico y el comportamiento térmico, pues se desea una geometría de superficie que considere el costo, tamaño y caída de presión. Se han determinado varios factores de selección óptima para permitir una adecuada comparación entre características de diferentes geometrías. Estos métodos comparan el comportamiento térmico basado en la potencia requerida por la caída de presión y fricción de dos superficies dadas. Esto se logra poniendo al coeficiente de transferencia  $h$ , en función de  $j, f, Re$  y  $D_h$ .

$$h = \frac{C_p \mu}{Pr^{2/3}} \left( \frac{j Re}{D_h} \right) \quad (37)$$

$$\frac{P}{A} = \frac{\mu^3}{2\rho^2} f \left( \frac{Re^3}{D_h^3} \right) \quad (38)$$

donde:

$$D_h = 4 r_h$$

Es importante hacer notar que para bajos números de Reynolds, es decir, para flujos laminares,  $j$  y  $f$  son independientes del número de Reynolds pero tiene amplia relación con la geometría de la aleta.

Tomando en consideración tres casos, que de acuerdo a la selección anterior serían los elegidos, se puede graficar este factor de selección óptima.

El comportamiento térmico de varias superficies se puede determinar graficando:

$$j \frac{Re}{D_h} \quad vs. \quad f \frac{Re^3}{D_h^3} \quad (39)$$

que compara el coeficiente de transferencia de calor para iguales caídas de presión por unidad de área. En caso de que:

$$k \propto f \frac{Re^3}{D_h^3} \quad (40)$$

sea igual para ambas superficies, la superficie que tenga el valor de

$$k \propto j \frac{Re}{D_h} \quad (41)$$

requerirá de menor área de transferencia de calor para una igual efectividad térmica.

Existe un tercer factor de selección que se basa en el volumen:

Si se multiplica las ecuaciones de factor de bondad por  $hA/V$  entonces, para una

$$h = \frac{C_p \mu}{Pr^{2/3}} j \left( \frac{Re}{D_h} \right) \quad (42)$$

$$\frac{P}{A} = \frac{\mu^3}{2\rho^2} f \left( \frac{Re^3}{D_h^3} \right) \quad (43)$$

igual caída de presión por unidad de área se puede comparar el volumen del intercambiador para la misma efectividad.

La aplicación de estas ecuaciones se encuentra en la tabla 13-T13, de donde se muestra la eficiencia de dos superficies obtenidas en la Ref [1] para el mismo diámetro hidráulico.

En la gráfica la cinta de tipo cuadrado (Offset Strip), Ref. [1], rinde coeficientes de transferencia mucho más altos para igualdad de relación  $P/A$ . Pero a medida que el número de Reynolds se reduce (asociado a flujo laminar) esta aleta pierde algunas ventajas.

El cuarto factor, más realista, especifica una comparación en base a un flujo másico y a una caída de presión del mismo. Entonces para la razón  $j/f$

$$\frac{j}{f} = \frac{v^2 P r^{2/3}}{2 C_p} \left( \frac{A}{P} \right) \left( \frac{Re}{D_h} \right) \quad (44)$$

O bien sustituyendo

$$Re = \frac{D_h m}{A_c} \quad (45)$$

se tiene que

$$\frac{j}{f} = \frac{v^2 P r^{2/3}}{2 C_p} \left( \frac{hA}{P} \right) \left( \frac{Re^2}{D_h^2} \right) \quad (46)$$

Otra ventaja, es que provee de una referencia dimensional, es decir, el área a utilizar.



## PARTE II : DISEÑO

### CAPITULO V - CALCULO Y DISEÑO

#### 5.1 INTRODUCCION

En este capítulo se desarrolla el razonamiento matemático que determina la actuación del intercambiador de calor para las condiciones que se especifican a continuación. El procedimiento esta completamente de acuerdo con el proceso iterativo de diseño que aparece en el capítulo 2.2 y que volverá a aparecer en este capítulo.

El cálculo se basa en las condiciones de operación mínimas requeridas. Por medio del computador, estos cálculos se repiten cientos de veces iterativamente para obtener finalmente la tabla de operación del intercambiador compacto a diferentes temperaturas y flujo de agua.

Para lograr un cálculo cierto, se mantienen algunos parámetros constantes como son:

- ++ El flujo volumétrico del aire
- ++ La temperatura de entrada del aire (mínima)
- ++ La temperatura de salida del aire (mínima requerida para confort).
- ++ Presión del flujo de agua
- ++ Mínima caída de presión del aire a través del intercambiador compacto.

Al final del capítulo se encontrarán las especificaciones para la bomba de agua y el ventilador requeridos para el adecuado funcionamiento de la unidad.

## 5.2 ESPECIFICACIONES DEL PROBLEMA

## 5.2.1. Selección de la Superficie

A continuación se procederá de acuerdo con la metodología de selección vista en el capítulo IV para establecer los parámetro de superficie.

## PARAMETRO FIJOS

Tipo Panel ..... 9.1-0.737-S

Características de la superficie (lado Aire) Tabla 4

	Sistema SI	Sistema Inglés
Radio hidráulico	$r_{ha} = (0.00105 \text{ m})$	$r_{ha} = 0.00345 \text{ ft}$
Area tot. transferencia/ volumen	$\sigma_a = 224 \text{ ft}^2/\text{ft}^3$	
Area aleta/área total	$\sigma_t = 0.813$	
Area flujo libre/ área frontal	$\sigma_a = 0.788$	
Ancho de aleta	$\delta = 10.16 \times 10^{-6} \text{ m.}$	$\delta = 0.004 \text{ in.}$
Material	Cobre (Cu)	Cobre (Cu)
Conductividad térmica	$k = 384.25 \text{ W/m-K}$	$k = 223 \text{ Btu/h-ft-}^\circ\text{F}$
Largo de aleta	$L_a = 0.005715 \text{ m}$	$L_a = 0.225 \text{ in}$

Características de la superficie (lado Agua) Plano 2

Dimensión exterior del tubo	$0.0187 \times 0.00254 = 4.738 \times 10^{-5} \text{ m}^2$	$0.737 \times 0.1 = 0.0737 \text{ in}^2 = 0.00051 \text{ ft}^2$
Dimensión interior del tubo	$0.0187 \times 0.00203 = 3.69 \times 10^{-5} \text{ m}^2$	$0.737 \times 0.08 = 0.05736 \text{ in}^2 = 0.00039 \text{ ft}^2$
Area frontal del tubo	$A_{fr} = 2.8 \times 10^{-4} \text{ m}^2$	$A_{fr} = 0.003014 \text{ ft}^2$
Radio hidráulico	$r_h = 9.33 \times 10^{-4} \text{ m}$	$r_h = 3.06 \times 10^{-3} \text{ ft}$
Area total de transferencia agua/volumen		$a_w = 43.3 \text{ ft}^2/\text{ft}^3$
Area de flujo libre	$A_{fl} = 9.33 \times 10^{-4} \text{ m}^2$	$A_{fl} = 0.000389 \text{ ft}^2$
Area de flujo libre/ área frontal	$\sigma = 0.129$	
Número de hileras	3	
Perímetro	0.038709 m	1.524 in = 0.0106 ft
Area interior	0.00141 m <sup>2</sup>	0.0559 in <sup>2</sup> = (3.89x10 <sup>2</sup> ft <sup>2</sup> )

## 5.2.2 CONDICIONES DE OPERACION

En este inciso se resumen las condiciones de operación que se han propuesto. Desde luego, se deben considerar varios parámetros fijos para poder hacer un cálculo dimensional del intercambiador compacto. Para ello, se consideran temperaturas de salida que sean confortables de acuerdo con las tablas de aire acondicionado y refrigeración.

También hay que considerar que las temperaturas de salidas tendrán una media logarítmica que posteriormente se calculará.

### PARAMETROS VARIABLES

#### Condiciones del Agua (W)

Temperatura de Entrada  $T_{we} = 140^{\circ} F = 60^{\circ} C$  (mínimo)  
Flujo de Agua (máscico)  $\dot{m} = 1.25 \times 10^{-4} m^3/s = 0.12355 \text{ kg/s}$   
 $= 1.56 \times 10^{-4} m^3/s = 0.1542 \text{ kg/s}$   
 $= 1.84 \times 10^{-4} m^3/s = 0.1898 \text{ kg/s}$

#### Sistema Inglés:

$[\dot{m}] = 2.0 \text{ gal/min} = 984.63 \text{ lb/hr}$   
 $[ ] = 2.5 \text{ gal/min} = 1,230.7 \text{ lb/hr}$   
 $[ ] = 3.0 \text{ gal/min} = 1,476.84 \text{ lb/hr}$

Condiciones de Aire (aire)

Temperatura de Entrada

$T_{e,a} = 60^{\circ}\text{F} = 15.5^{\circ}\text{C}$

Temperatura de Salida (var)

$T_{s,a} = 116.9^{\circ}\text{F} = 47.0^{\circ}\text{C}$

Flujo de aire (var)

$\dot{m} = 0.08 \text{ m}^3/\text{s} = 9.5 \times 10^{-2} \text{ kg/s}$

$= 0.151 \text{ m}^3/\text{s} = 17.95 \times 10^{-4} \text{ kg/s}$

$= 0.223 \text{ m}^3/\text{s} = 26.15 \times 10^{-2} \text{ kg/s}$

Sistema inglés:

$[\dot{m}] = 169.80 \text{ cfm} = 777.99 \text{ lb/hr}$

$[ ] = 320.30 \text{ cfm} = 1,467.54 \text{ lb/hr}$

$[ ] = 470.80 \text{ cfm} = 2157.11 \text{ lb/hr}$

## Dimensiones del Panel (plano 3) (sugeridas inicialmente)

Alto (H)	0.381 m [15" = 1.25 ft]
Ancho (W)	0.0571 m [2.25" = 0.1875 ft]
Largo (L)	0.4062 m [6" = 1.333 ft]

Por tanto, las áreas y volúmenes del intercambiador compacto serán:

Area frontal del aire

$A_{f,a} = 0.381 \times 0.405 \text{ m} = 0.1544 \text{ m}^2$

$[ ] = 1.25 \times 1.33 \text{ ft} = 1.6625 \text{ ft}^2$

Area frontal del agua

$A_{f,w} = 0.405 \times 0.054 \text{ m} = 0.02321 \text{ m}^2$

$[ ] = 1.33 \times 0.18 = 0.2499 \text{ ft}^2$

Volúmen Total

$V = 0.381 \times 0.405 \times 0.057 \text{ m}$

$= 0.008849 \text{ m}^3$

$[ ] = 1.25 \times 1.33 \times 0.1875$

$[ ] = 0.3125 \text{ ft}^3$

### 5.3 ANALISIS, PROCEDIMIENTO Y OPTIMIZACION DEL INTERCAMBIADOR

A continuación se muestran todos los detalles del cálculo del diseño básicamente térmico. Para el cálculo se deben suponer varios parámetros para poder comprobar después si la suposición es correcta en el proceso iterativo, como se ve en el esquema de diseño del capítulo III. Por lo anterior, lo aquí mostrado es el resumen de varios procesos de diseño.

Inicialmente se estima una temperatura de salida del aire de:

$$T_{as} = 32.2 \text{ } ^\circ\text{C (90 } ^\circ\text{F)}$$

ya que de acuerdo a la ref. [9] al mezclarse con aire menos caliente dará como resultado una temperatura más confortable. La temperatura de salida del agua también es estimada en :

$$T_{wa} = 38.8 \text{ } ^\circ\text{C (102 } ^\circ\text{F)}$$

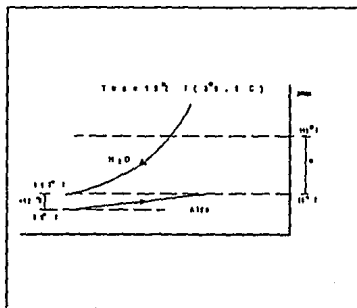


Figura 28 - Diferencial de temperaturas

De la figura anterior se obtienen las propiedades térmicas y las temperaturas promedio y media logarítmica. Esto se debe a que la diferencia de temperatura del aire no es lo suficientemente significativa, como para que al obtener un promedio exista un error grave. Sin embargo, la diferencia de temperatura de entrada y salida del agua si es de importancia. La temperatura media logarítmica (TLM) se utiliza debido a los efectos de entrada, cambios notables en la viscosidad del fluido y conductividad térmica del mismo. Además, en el intercambiador de calor, la temperatura no se comporta de manera lineal como aparece en la figura.

Diferencia de temperaturas

$$\text{Temperatura de Confort } T_a = \frac{15.55 + 32.22}{2} = 23.8^{\circ}\text{C} (75^{\circ}\text{F})$$

$$(\text{TLM}) \quad T_w = 23.8^{\circ}\text{C} + \frac{10 - 5.55}{\ln \frac{10}{5.55}} = 48.8^{\circ}\text{C} (120.88^{\circ}\text{F})$$

#### Propiedades de los Fluidos a Temperaturas dadas

#### Propiedades del aire @ 23.8°C (75°F) (296.95 K) (Tabla 2)

$$\begin{aligned} \mu &= 1.792 \times 10^{-5} \text{ Pa}\cdot\text{s} \quad [4.44 \times 10^{-2} \text{ lb/hr}\cdot\text{ft}] \\ C_p &= 1.0456 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K} \quad [0.24 \text{ Btu/lb}_m\cdot^{\circ}\text{F}] \\ Pr &= 0.7114 \\ \rho &= 1.18888 \text{ kg/m}^3 \quad [0.0742 \text{ lb}_m/\text{ft}^3] \end{aligned}$$

De acuerdo con la ref [9] la humedad reconocida para el confort es de

$$H_w = 0.1353 \text{ lb/lb air seco}$$

los factores de corrección aparecen en la tabla 8 del índice quedando

$$X_{gw} = 1.1$$

por lo que el calor específico varía

$$C_p = 1.004 (1.1) = 1.104 \text{ kJ/kg} \quad [0.264 \text{ Btu/lb}_m \cdot ^\circ\text{F}]$$

Propiedades del Agua 48.8 °C (120°F)  
(de la tabla 9)

$$\begin{aligned} \mu &= 5.5897 \times 10^{-4} \text{ Pa}\cdot\text{s} & [1.352 \text{ lb}_m/\text{hr}\cdot\text{ft}] \text{C} \\ C_p &= 4.180 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K} & [0.999 \text{ Btu/lb}_m\cdot^\circ\text{F}] \\ Pr &= 3.65 \\ \rho &= 988.47 \text{ kg/m}^3 & [61.708 \text{ lb}_m/\text{ft}^3] \\ k &= 0.6387 \text{ W/m}\cdot\text{K} & [0.3693 \text{ Btu/hr}\cdot\text{ft}\cdot^\circ\text{F}] \end{aligned}$$

### Cálculo del Número de Reynolds y Stanton

Lado del aire

$$G = \frac{\dot{m}_a}{A_{fr} \sigma_a} = \frac{26.15 \times 10^{-2}}{0.1544 (0.788)} = 2.1471 \quad \frac{\text{kg}}{\text{m}^2\cdot\text{s}}$$

$$Re = \frac{4 x_{ha} G}{\mu} = \frac{4 (2.1471) (0.00105)}{1.762 \times 10^{-5}} = 511.77$$

Por tanto de acuerdo a las tablas 4a y 4b se tiene que :

$$j = St Pr^{2/3} = 0.01508$$

$$f = 0.05245$$

$$j/f = 0.2875$$



El número de Stanton. es por tanto:

$$St = \frac{0.01508}{0.7969} = 0.0189$$

Lado Agua

$$G = \frac{m_w}{A_{fv} \sigma_w} = \frac{0.12355}{0.2321(0.129)} = 41.264 \frac{kg}{m^2-s} \quad [30,543.40 \text{ lb/hr-ft}^2]$$

$$Re = \frac{4r_h G}{\mu_w} = \frac{4(9.33 \times 10^{-4})(41.264)}{5.5897 \times 10^{-4}} = 276.51$$

Para el flujo laminar como éste donde  $Re < 2000$  se tiene que el número de Nusselt es constante de acuerdo a la tabla 5 (factor de fricción para flujo laminar)

Nu	6.6
Re - f	20.9
f	0.101

### Coefficiente de Transferencia de Calor

Lado del Aire

$$\begin{aligned} h_a &= St G C_p \\ &= (0.0189)(2.1471)(1.00456) \\ &= 4.07 \times 10^{-2} \text{ kW/m}^2 \cdot \text{°C} \quad [7.47 \text{ Btu/hr-ft}^2 \cdot \text{°F}] \end{aligned}$$

Lado agua

$$h_w = \frac{Nu k}{4r_{hw}} = \frac{6.6(0.6387)}{4(9.33 \times 10^{-4})} = 1.129 \frac{kW}{m^2 \cdot \text{°C}} \quad [199.13 \text{ Btu/hr-ft}^2 \cdot \text{°F}]$$

Efectividad de la Aleta

Este cálculo se facilita si se determina el lado de la superficie de contacto (lado aire). De la ec. 6 se tiene:

$$m = \sqrt{\frac{2h}{\delta k}} = \sqrt{\frac{2(40.7)}{223(10.16 \times 10^{-5})}} = 45.66 \text{ m}^{-1}$$

$$m l = 45.66 \text{ m}^{-1} (0.00571 \text{ m}) = 0.2607$$

además, para el valor de  $ml$  corresponde una efectividad de acuerdo a la tabla T6 que es aproximadamente:

$$\eta_f \approx 0.98$$

Efectividad Total de la Superficie

De acuerdo a la ec. 4, la efectividad total de la superficie quedará definida como:

$$\eta_{oa} = 1 - \frac{A_{fx}}{A_c} (1 - \eta_f)$$

$$\eta_{oa} = 1 - 0.813 (1 - 0.98)$$

$$\eta_{oa} = 0.98274$$

Coefficiente Total de Transferencia de Calor U

(cálculo con referencia al aire)

De acuerdo con la ecuación 3 que define el coeficiente total de transferencia de calor y considerando la delgadez de la pared, se elimina el coeficiente correspondiente, quedando como sigue:

$$\frac{1}{U_a} = \frac{1}{\eta_{ca} h_a} + \frac{1}{\frac{\alpha_w}{\alpha_a} h_w}$$

Transferencia del aire      transferencia del agua

$$\frac{1}{U_a} = \frac{1}{0.9837 (40.7)} + \frac{1}{\frac{43.3}{224} (1,129.53)}$$

$$\frac{1}{U_a} = 24.97 + 4.58 = 29.55 \frac{m^2 \cdot K}{kW}$$

Por tanto:

$$U_a = 33.83 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \quad [6.17 \text{ Btu/hr-ft}^2 \cdot \text{°F}]$$

Razón de Capacidades

$$C_a = \dot{m}_a \times c_{pa} = 0.2615 (1.00456) = 0.2626 \frac{kW}{\text{°C}} \quad [517.7 \text{ Btu/hr-°F}]$$

$$C_w = \dot{m}_w \times c_{pw} = 0.12355 (4.18) = 0.5164 \frac{kW}{\text{°C}} \quad [983.64 \text{ Btu/hr-°F}]$$

Así se considerará la capacidad del aire como la menor y se denominará  $C_{\min}$  y a la del agua(w) como  $C_{\max}$ .

Por tanto la razón de capacidades será:

$$\frac{C_{\min}}{C_{\max}} = \frac{0.2626}{0.5164} = 0.5085$$

### Número de Unidades de Transferencia

De acuerdo con la ecuación 20 se tiene que

$$NTU = \frac{U_a A_a}{C_{\min}}$$

pero de acuerdo con las relaciones geométricas del área total del aire queda como:

$$A_a = L A_{tr} = \sigma_a V$$

$$\begin{aligned} A_a &= 224 (0.3125) \\ &= 6.5032 \text{ m}^2 [70 \text{ ft}^2] \end{aligned}$$

Así,

$$\frac{U_a A_a}{C_{\min}} = \frac{33.83 (6.50)}{262.6} = 0.834$$

En la tabla T10 se muestran las relaciones NTU y razón de capacidades y se obtiene la efectividad que queda como sigue:

$$\epsilon_{\min} = 0.49$$

Esta efectividad es la mitad de la capacidad del equipo, considerando las condiciones extremas de trabajo tanto de flujo de agua como de aire.

Para la verificación del cálculo extremo, se compara el cálculo inicial (supuesto) de temperaturas con el que se obtendrá a partir de la efectividad.

$$\epsilon = \frac{C_c}{C_{\min}} \left( \frac{T_{as} - T_{ae}}{T_{we} - T_{ae}} \right)$$

donde

$$C_c = C_{\min}$$

$$\begin{aligned} T_{as} &= \epsilon (T_{we} - T_{ae}) + T_{ae} \\ &= 0.49 (60 - 15.550) + 15.55 \\ &= 37.3 \text{ } ^\circ\text{C} \quad [99.20 \text{ } ^\circ\text{F}] \end{aligned}$$

Comparando el parámetro supuesto

Supuesto .....	$T_{as} = 32.2 \text{ } ^\circ\text{C} [116.7 \text{ } ^\circ\text{F}]$	porcentaje { 13%
Real .....	$T_{as} = 37.3 \text{ } ^\circ\text{C} [99.2 \text{ } ^\circ\text{F}]$	

Este porcentaje es pequeño por lo que los valores calculado de las temperaturas de salida tanto del aire como del agua son los suficientemente cercanos a los asumidos al principio de este calculo. Por lo tanto no se requiere repetir los cálculos con los nuevos valores. Las propiedades térmicas no diferirán mucho de aquellas utilizadas en el primer intento.

El calor máximo será

$$q_{\max} = C_a (T_{we} - T_{ae})$$

Así,

$$\begin{aligned} q_{\max} &= 11.67 \text{ kW} \\ &= 41,416 \text{ Btu /hr} \end{aligned}$$

Por tanto el calor por unidad de área será:

$$\frac{q}{A} = 33.83 (60 - 15.55) = 1.5 \frac{\text{kW}}{\text{m}^2} \quad [493.60 \text{ Btu/hr-ft}^2]$$

## 5.4 Diseño Mecánico

Este capítulo mostrará los cálculos mecánicos del intercambiador, conociendo como cálculos mecánicos todos aquellos que impliquen esfuerzos del material, ejercidos por los cambios térmicos en el mismo, o bien aquellos que impliquen una caída de presión en alguno de los fluidos que se manejan.

También se deben considerar los cálculos de los fluidos que se manejan: agua y aire. Ambos fluidos están sujetos a una presión ejercida por una bomba en el caso del agua y un ventilador en el del aire. Ninguno de ellos es suministrado en el sistema que abarca esta tesis, pero se debe considerar las posibles opciones que aparecen a continuación, para un mejor funcionamiento del intercambiador.

### 5.4.1 Cálculo de la Caída de Presión del Aire

Aquí se calculará la razón de caída de presión por fricción a la entrada del flujo de aire que cruza el intercambiador compacto.

El aire se encuentra en las condiciones siguientes:

$$T_m = 23.8 \text{ }^\circ\text{C} \text{ (296,95 K) [75}^\circ\text{F]}$$

---

#### Propiedades del aire a 297 K

$\mu$	$= 1.8373 \times 10^{-6} \text{ Pa}\cdot\text{s}$	$[4.44 \times 10^{-2} \text{ lb}_m/\text{hr}]$
$C_p$	$= 1.0046 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$	$[0.24 \text{ Btu/lb}_m \cdot ^\circ\text{F}]$
$Pr$	$= 0.7114$	
$\rho$	$= 1.188 \text{ kg/m}^3$	$[0.072 \text{ lb}_m/\text{ft}^3]$

---

Por las características de superficie se tiene que:

$$\sigma_s = 0.788 \quad \text{y} \quad r_{hs} = 0.0015 \text{ m. (0.00345 ft.)}$$

$$R_s = 511.77$$

y ya calculada

$$h = 4.07 \times 10^{-2} \text{ kW/m}^2 \cdot \text{°C} \quad [7.47 \text{ Btu / hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot \text{°F}]$$

Las características del ventilador de acuerdo a la especificaciones que aparecen al final del capítulo se pueden resumir en :

Flujo másico de aire m <sup>3</sup> /hr [m <sup>3</sup> /s]	Presión Estática Pa [mm de c.a] man.	Presión Dinámica Pa [mm de c.a] man.	Velocidad del aire m/s
100	706.32 [7.2]	19.26	0.325
800	510.12 [5.2]	4.28	2.65
1680	0	0	5.62

En este caso se puede demostrar que para tales velocidades el fluido (aire) trabaja como incompresible por lo que podemos utilizar la ecuación de Bernoulli aplicada y la ecuación de momentum despreciando los efectos de entrada y salida de acuerdo a la ecuación (26) y se tiene que:

$$\frac{\Delta P}{P_1} = \frac{G^2}{2g} \frac{v_1}{P_1} \left[ (1 + \sigma^2) \left( \frac{v_2}{v_1} - 1 \right) + f \frac{A}{A_c} \left( \frac{v_m}{v_1} \right) \right]$$

pero como es un fluido incompresible

$$v_2 = v_1$$

entonces:

$$\frac{\Delta P}{P_1} = f \frac{G^2}{2g_c} \frac{v_1}{P_1} \left( \frac{A}{A_c} \right)$$

$$v_m = v_1$$

Podemos considerar que además si definimos la relación de áreas con respecto al radio hidráulico según la ecuación 17f, la ecuación (26) quedará como:

$$\frac{A}{A_c} = \frac{L}{r_h}$$

$$\frac{\Delta P}{P_1} = \frac{G^2}{2g} \frac{v_1}{P_1} \left[ f \frac{L}{r_h} \right]$$

En lado del aire

$$\frac{\Delta P}{P_1} = \frac{(2.1471)^2}{2(1.22)(101,370.6)} [0.05245(54.38)] = 5.31 \times 10^{-5}$$

donde:

$$L/r_h = 0.0571 / 0.00105 = 54.38$$

$$G = 2.1471 \text{ kg/m}^2\text{-s [lb/hr-ft}^2\text{]}$$

$$f = 0.0524$$

$$Re = 511.77$$

Así obtenemos la relación de caída de presión en porcentaje y el cambio de presión:

$$\frac{\Delta P}{P_1} = 5.31 \times 10^{-5} = 0.05\%$$

$$\Delta P = 5.38 \text{ Pa [} 7.80 \times 10^{-4} \text{ Psi]}$$

lo cual cumple con el requisito de que la caída de presión no puede ser más de 75 Pa.



## 5.5 SOLUCION FINAL OPTIMA PARA EL CASO CONSIDERADO

A continuación se encuentran los planos y especificaciones para la solución final óptima, para el caso del intercambiador compacto anteriormente descrito y calculado.

En la primera parte se encuentran los siguientes :

Plano 1 - Panel del intercambiador de calor compacto.

Plano 2 - Plano del intercambiador de calor con un posible arreglo de cabeceras, tanques y soportes.

Plano 3 - Plano en detalle del tubo y corte seccional del mismo.

Plano 4 - Diagrama del ventilador sugerido.

En la segunda parte se encuentran las hojas de especificación de material para la construcción del mismo, siendo como sigue:

- Especificaciones de aleta
- Especificaciones de tubo de latón
- Especificaciones de cabeceras de latón

**ESPECIFICACIONES DE TUBO DE LATON**

Todos los materiales bajo estas especificaciones deberán ser de acuerdo a las propiedades químicas y físicas de A.S.T.M., excepto lo que se indique.

Especificaciones B-249-81 / B-36-74

Este material es para ser usado para tubos en el panel de un intercambiador compacto.

MATERIAL: Cinta de aleación LA 65/35 No. C26000

TEMPLADO: Rolado a templado medio-duro.

**REQUERIMIENTO DE PRUEBA DE ESFUERZO A LA TENSION**

Resistencia a fluencia	330,948 - 379,211 kPa	[48,000 - 55,000 PSI]
Alargamiento	13%	

GROSOR: la tolerancia en el grosor deber ser del 100% del inventario (stock).

Tamaño Nominal	- 0.0001524m	[0.006"]
Rango de preferencia	- $1.60 \times 10^{-4}$ / $1.44 \times 10^{-4}$ m	[0.0063/0.0057"]
Rango permitido	- $1.62 \times 10^{-4}$ / $1.42 \times 10^{-4}$ m	[0.0064/0.0056"]

CURVATURA: que no exceda 3.157 mm en 1.82 m [1/8" en 6 ft].

### ESPECIFICACIONES DE ALETAS

Todos los materiales deberán estar bajo las normas A.S.T.M. C116000, de acuerdo con las propiedades químicas y físicas, excepto lo que se indique.

Norma B-249-81

MATERIAL : Cinta de Cobre Electrolítico Cu-99  
TEMPLADO: Suave

#### REQUERIMIENTOS DE PRUBA AL ESFUERZO DE TENSION

Resistencia a la fluencia 27,580 - 68,950 kPa [44,000- 10,000 PSI]  
Alargamiento en 50 mm [2"] 55%

GROSOR- La tolerancia al grosor es del 100% del inventario (stock)

	Tamaño nominal	Tolerancia requerida
Calibre 18	0.1143 mm [0.0045 "]	5%

**ESPECIFICACIONES DE LAS CABECERAS**

Todos los materiales deberán estar de acuerdo con las propiedades químicas y físicas que indiquen las normas A.S.T.M., excepto lo que se indique.

Norma B-249-81 / B36-74

MATERIAL: Lámina de latón LA 70/30 No. Aleación cobre 260  
 TEMPLADO: Duro

**REQUERIMIENTO DE PRUEBA DE ESFUERZO A LA TENSION**

Resistencia a la Tensión	510,212 - 448,160 kPa	[74,000/ 65,000 PSI]
Resistencia a la fluencia	406,790 kPa	[59,000 PSI]
Alargamiento	7%	

GROSOR- La tolerancia al grosor será como sigue:

Calibre - 10

Tamaño Nominal	Rango de Preferencia
3.175 mm [0.125 "]	3.4925/2.857 mm [0.1375/0.1125"]

Tamaño de Hoja  
( metros )

0.61 x 2.44  
 0.61 x 1.22  
 0.30 x 1.83

**ESPECIFICACIONES DEL VENTILADOR**

Modelo: Ventilador Axial Femette PMBF

**Datos del Motor**

Tipo McMillan 4M-407	Potencia efectiva de Placa W	A la potencia de placa		
		Velocidad RPM	Corriente Amp	Tensión Volts
50 cps	64.5	1280	0.97	115
60 cps	72	1380	0.95	115

Nota- Motor corriente alterna monofásica.

**Construcción**

El ventilador está constituido de una pared de lámina con rejilla protectora, un rodete y un motor. Está provisto de un cordón eléctrico con enchufe, que solamente debe conectarse al contacto de la pared puesta a tierra.

El motor es monofásico, 4 polos, arranque de polo sombreado, totalmente cerrado.

**Capacidad**

Flujo de Aire m <sup>3</sup> /hr	Presión estática mm c.a.	Demanda de potencia del rodete W	RPM
1680	0	72	1300
800	5.2 (50.99 Pa [m])		
100	7.2 (70.6104 Pa [m])		

**Material y Acabado**

**Pared-** Lámina de acero esmaltado en colores azul claro, crema, verde horizonte y gris metálico.

**Rodete-** Material Plástico en color blanco.

**NOTA-** El ventilador puede funcionar indistintamente como ventilador y como extractor, invirtiendo el abanico y el sentido de rotación del motor. Las instrucciones sobre el montaje y mantenimiento contienen indicaciones al respecto.

---

**P L A N O S**

---





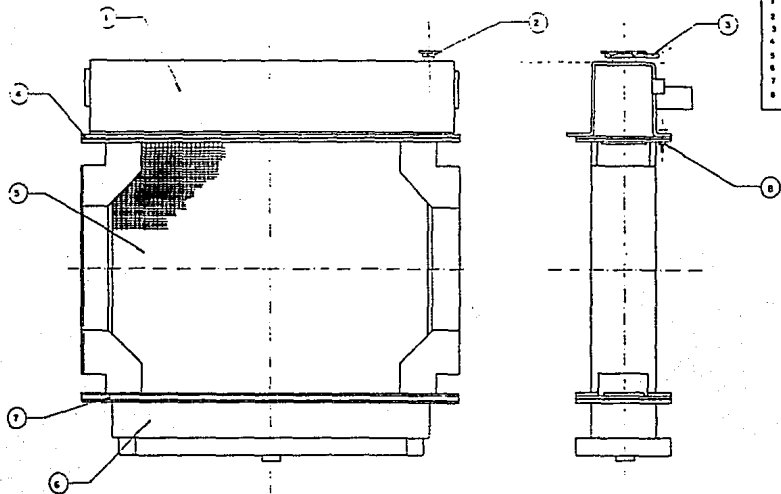
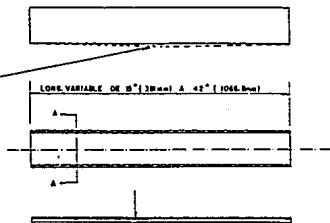


TABLA DE PARTES		
Nº	CANT.	DESCRIPCION
1	1	CAPEZAL SUPERIOR
2	1	EDULETE CIMCO DE RADADOR 40x40
3	1	TUBO LC COMAC DE 5/8" Ø x 100
4	2	EMPAQUE
5	1	PANEL
6	1	CAPEZAL INFERIOR
7	4	SOLERA
8	20	TORNILLO ERAGONAL DE 5/16" Ø x 100

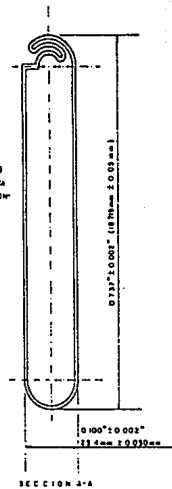
ESCALA: S/E	UNIVERSIDAD ANAHUAC ESCUELA DE INGENIERIA	TECIS PROFESIONAL
ACOT. S/A	ENSAMBLADO	REP: 150 0-120
		No. 02

NO DEBE EXCEDER 0.01"  
0.25mm EN 24" (609.6mm)



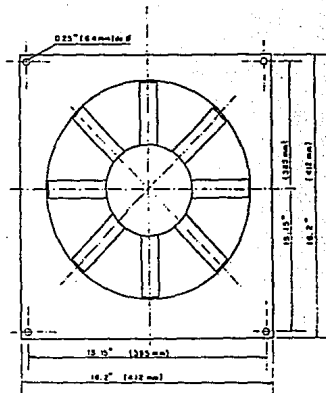
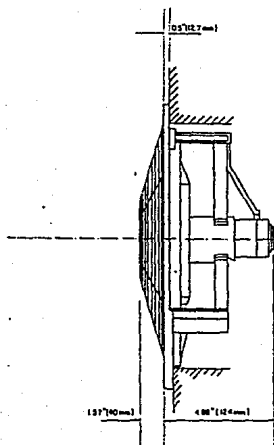
SOLDADURA  
0.0008" (0.02 mm)

NOTA: LADOS PLANOS  
HASTA 0.003" (0.07mm)  
CONYEXO NO SE ACEPTA  
POR NINGUN MOTIVO CON-  
CIMIDAD



SECCION A-A

ESCALA: 5/8	UNIVERSIDAD ANAHUAC ESCUELA DE INGENIERIA	FESIS PROFESIONAL
ACOT. PLS (mm)		REF: ISO 8-182
	<b>CORTE SECCIONAL DEL TUBO</b>	<b>No. 03</b>



ESCALA: S/E	UNIVERSIDAD ANAHUAC ESCUELA DE INGENIERIA	TESTE PROFESIONAL
ACOT: PLG (mm)	FMBF-1-031 "Femmete"	REP:130 B-12P
		No. 04

## CAPITULO VI - COSTOS BASICOS

En este capítulo se pretende obtener los costos básicos de producción del intercambiador compacto y compararlos con los costos de un intercambiador importado y traído para su venta en México, lo que implica la consideración de impuestos de importación.

Sin embargo, hacer un análisis más completo de este tipo puede ser motivo de otra tesis. Tan sólo se pretende saber si es costeable o no realizar este proyecto en México y con materiales mexicanos, o admitir, apoyado en la nueva iniciativa de Ley sobre el Tratado de Libre Comercio México-Estados Unidos y Canada, la posible importación de equipo a menor costo.

Por lo anterior este estudio sólo abarca los factores económicos más importantes que influyen en el precio.

Con respecto al costo del producto, el cálculo se hará considerando básicamente tres rubros:

- Costo por manos de obra directa y el costo de tiempo-máquina.
- Costo de materiales
- Costos indirectos: impuestos, fletes, etc.

Costo de mano de obra y costo de tiempo-máquina -- En intercambiadores de calor compactos y su construcción, en México, debido al nivel "artesanal" de su construcción se suele utilizar un factor general que incluye la mano de obra y el costo de tiempo-máquina. Este factor es un porcentaje del total de material empleado y es frecuentemente utilizado para obtener el precio de un intercambiador para motores y plantas estacionarias. Este factor es de  $f = 0.35$ , que es aproximadamente el 30% del costo del material.

Costo de materiales -- La mayoría de los materiales ya vienen casi en tamaño de doblado y ensamblaje. El costo del material es posiblemente más alto. Cabe mencionarse que para el material, que es latón y cobre principalmente, sólo se tienen dos fuentes de obtención: lusa y Nacobre, lo que les permite mantener un monopolio, manejando el precio del cobre y el latón a su antojo. El precio se maneja en dólares al tipo de cambio del día de la cotización. Esto es con el fin de mantener vigente este estudio el mayor tiempo posible. Aunque también el dólar tiene algunas fluctuaciones.

## COSTO DE MATERIAL

PARTE	CANTIDAD	PRECIO/KG ( Dlls )	COSTO ( Dlls. )
Cabecera (lámina de latón)	7.72 lb ( 3.5 kg)	\$ 4.32	\$ 15.12
Tubos (cinta de latón)	5.95 lb ( 2.7 kg)	\$ 4.06	\$ 10.98
Aletas (cinta de cobre)	7.115 lb ( 3.23 kg)	\$ 5.27	\$ 17.03
Soporte Lateral (fleje de acero)	1.74 lb ( 0.8 kg)	\$ 1.10	\$ 0.84
Tanques (lámina de acero)	4.4 lb ( 2.05 kg)	\$ 2.25	\$ 4.53
Soldadura Pb-Sn	3.01 lb ( 1.37 kg)	\$ 5.32	\$ 7.28
Accesorios	2.0 lb ( 0.908 kg)	-----	\$ 5.00
<b>T O T A L</b>	<b>31.93 lb ( 14.5 kg)</b>		<b>\$ 60.78</b>

NOTA : Costo en Dólares Americanos

Costos indirectos- Como costo indirecto, se tomarán los impuestos nacionales que son el impuesto al valor agregado (IVA) y en el caso del intercambiador importado se le sumarán los gastos de importación y el impuesto al valor agregado.

**COSTO TOTAL DEL INTERCAMBIADOR FABRICADO EN MEXICO**  
( incluye ventilador recomendado. Ver plano 4 )

Costo del material	\$ 60.78
Costo de mano de obra y tiempo máquina	\$ 20.26
Costo del ventilador recomendado	\$ 45.00
Impuesto I.V.A 15%	\$ 18.90
<b>COSTO TOTAL DEL EQUIPO</b>	<b><u>\$ 144.94</u></b>

Nota: Precio en dólares americanos.

**COSTO TOTAL DEL EQUIPO DE IMPORTACION**

Costo del equipo con las mismas especificaciones o similares incluyendo al ventilador.

Costo del proveedor FOB Racine, Wisconsin, E.U.A.	\$ 96.00
Flete Wisconsin-Laredo	\$ 8.00
Flete Laredo-México	\$ 5.50
Arancel No. 8419.50.03 Impuesto de importación 15% Ad Valorem	\$ 14.40
Impuesto IVA 15%	\$ 16.56
Impuesto Aduanal 6/1000	\$ 0.87
Comisión Agencia Aduanal 5%	\$ 6.66
<b>Costo Total del Equipo</b>	<b>\$ 147.99</b>

Nota : Precio en dólares americanos

Como se podrá apreciar, el costo de un equipo importado es aproximadamente 6% más alto. Dado que la diferencia es tan pequeña, se pueden hacer interesantes observaciones al respecto, mismas que serán soportadas posteriormente por las conclusiones del siguiente capítulo:

-- La diferencia en costo es realmente pequeña, suficiente para que el simple hecho de conseguir un mejor precio por parte del proveedor permita obtener una ventaja competitiva con respecto al intercambiador hecho en México.

-- En el factor de mano de obra y tiempo-máquina se incluye de alguna manera los gastos adicionales, como son IMSS, impuestos sobre activos, pero no se incluyen totalmente todos los impuestos que se pagarían a la Secretaría de Hacienda y Crédito Público, lo cual posiblemente incrementaría los costos aun más.

-- Con ambas consideraciones, posiblemente, se encontraría una igualdad de situaciones, y tal vez la balanza se incline un poco hacia la importación pero:

¿ Es posible que el tratado de Libre Comercio permita reducir fracciones arancelarias y problemas de importación?

¿ Deberá el empresario mexicano volver más eficiente sus líneas de producción con el fin de abaratar costos ?

Como dato adicional, es interesante saber que en ocasiones el precio del cobre y del latón es aproximadamente 40% más bajo en los Estados Unidos, lo que nos pone al nivel a pesar de nuestra mano de obra mucho más barata.

¿ Podrá la Secretaría de Hacienda seguir gravando al empresario mexicano, sacándolo totalmente de mercado ?

La mano de obra mexicana es barata, la más barata del mundo, según algunas fuentes, pero ¿ podrá seguir así, cuando ante la mayor demanda en Estados Unidos y Canada, se encarezca?



Pensando en lo anterior, se podría seguir indefinidamente. Estas consideraciones, sin ser del todo originales, son interesantes para los fines que competen a esta tesis, ya que resulta sumamente difícil poder llegar a una conclusión final: ¿Se construye en México o se importa ? ¿ Es más importante crear fuentes de trabajo o que el empresario mexicano obtenga mayores ganancias ?

## CAPITULO VII - CONCLUSIONES

A continuación se enlistarán las conclusiones a las se ha llegado a lo largo de la elaboración de esta tesis. Cabe aclarar, que muchas de ellas no son del todo positivas, pero son válidas desde el momento que el lector puede obtener una información útil inclusive a nivel didáctico.

-- Esta tesis describe el diseño, anteproyecto y análisis económico de un sistema de calefacción en base a un intercambiador compacto de bajo costo para especial uso solar y para cualquier otro tipo de calentamiento de agua y cumple con los requisitos planteados al principio de esta tesis para su posible construcción. Existen puntos interesantes respecto al planteamiento inicial del costo, pero esto se analizará posteriormente.

-- El diseño, para obtener un costo óptimo, requiere que el adquirente (cliente) observe las condiciones necesarias y las cumpla; esto es:

Flujo de agua mínimo:	$1.25 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$	[2.0 gal/min]
Temperatura de entrada del agua mínima:	60°C	(140°F)
Temperatura de entrada del aire mínima:	15.5°C	(60°C)
Temperatura de salida del aire mínima:	35°C	(95°F)
Calor transferido mínimo:	5.22 kW	[17.819 kBtu/hr]
Cafda de presión del aire:	menos 0.5 kPa	[2" de agua]

--En la Parte I se menciona el procedimiento para el diseño de un intercambiador compacto y se hace un breve resumen de las variables y las correlaciones útiles en el cálculo teórico del mismo.

En el procedimiento de diseño se diferencian claramente dos problemas: el térmico y el mecánico. En el capítulo II se hace referencia a las correlaciones térmicas y el capítulo III menciona brevemente algunos de los problemas y fallas de orden mecánico a nivel teórico.

Para terminar la Parte I referente a la teoría, se anota de manera esquemática y basada en la teoría anterior, los criterios de selección que quedan finalmente como aparecen en la gráfica de la tabla 15 (T15).

-- En la Parte II se encuentran, de manera global, el cálculo y el diseño del intercambiador. Se procede al cálculo térmico cuyos resultados finales y el comportamiento térmico del intercambiador al variar los fluidos ( en caso de tener variadores en la bomba y ventilador), aparecen en la tabla 17 (T17).

En este capítulo, como para cualquier diseño, se siguió el procedimiento de diseño que aparece en la figura 3 del capítulo II.

-- En el subcapítulo 5.5 aparecen las especificaciones de material, así como los planos para la futura construcción de este anteproyecto.

En estos planos se sugiere un sistema de soporte y tanques que pueden llegar a ser útiles, aunque posiblemente por costo, se puede llegar a otra solución como podrían ser tubos de acero en vez de tanques, ya que el flujo de agua no es grande. Estos planos son sólo posibles ideas para soportes, los cuales existen en una gran variedad en el mercado nacional, no siendo estos, además, el objetivo de esta tesis.

-- En el último capítulo se trata brevemente la parte referente a los costos básicos de producción y se llega a interesantes resultados que se comentan a continuación.

En primer lugar se consideran dos posibilidades: las de producir el intercambiador en México con materiales mexicanos, y la posibilidad de importarlo directamente de E.U.A. Como se puede apreciar, el costo de producción en México y el costo de importación son casi iguales. Inclusive si se considera un tratado de Libre Comercio en un futuro próximo y una muy posible apertura comercial en donde se pueda llegar a reducir los impuestos arancelarios, el costo podría llegar a ser mucho menor.

En este capítulo se hacen consideraciones referentes a la posible producción y al deber del empresario en nuestra sociedad en la actualidad.

Así, como se puede ver, es muy difícil llegar a una conclusión definitiva respecto a la posible construcción de este anteproyecto. Es claro que las necesidades de una sociedad con nueva tecnología solar lo requerirán en un futuro próximo. Pero ¿ es mejor importarlos? ¿ Es mejor producirlo en México ?

Es aquí donde se deben tomar consideraciones que tal vez no sean del todo del tipo económico a corto plazo, sino de conciencia y visión.

Un tercer caso que no se considera en el estudio de costos, es la posibilidad de importar materia prima para maquilar o fabricar aquí. Pero, como se mencionó anteriormente, todo esto podría ser motivo de otra tesis.

-- Una vez estudiado el tipo de intercambiador y el uso que se le puede dar, le podría ser mucho menos costoso producirlo a una empresa que tenga la infraestructura para construcción de radiadores automotrices. Este intercambiador esta basado en su mayoría en teoría de equipo de intercambio de calor automotriz, y tal vez este hecho, permita obtener costos mucho menores. Sería interesante que algún tipo de empresa que se desarrolle en este giro lo estudie e incursiones en este ramo.

## NOMENCLATURA

- A- Área de superficie de transferencia referente a U de un lado  $m^2$  [ft<sup>2</sup>]  
A<sub>c</sub>- Área de flujo mínimo del intercambiador  $m^2$ [ft<sup>2</sup>]  
A<sub>ir</sub>- Área total frontal del intercambiador  $m^2$ [ft<sup>2</sup>]  
C- Capacidades de flujo de fluido kW/°C [Btu/hr-°F]  
C<sub>p</sub>- Capacidad calorífica a presión constante kJ/kg-K [Btu/lb<sub>m</sub>-°F]  
D<sub>h</sub>- Diámetro hidráulico m [ft]  
f - Factor de fricción  
F- Factor de corrección (fouling) en transferencia  
g<sub>c</sub>- Factor de proporcionalidad de Newton en SI vale 1 y es adimensional en sistema inglés [32.2 lb<sub>m</sub>/lb<sub>f</sub> ft/s<sup>2</sup>]  
G- Razón de flujo másico en el área de sección transversal  
h- Coeficiente de transferencia de calor convectivo kW/m<sup>2</sup>-C [Btu/hr-ft<sup>2</sup>-F]  
H- Altura del intercambiador (height) m [ft]  
H<sub>w</sub>- Coeficiente de humedad  
j - Factor que relaciona la fricción del fluido y la transferencia de calor en flujo laminar  
k- Conductividad térmica  
K<sub>e,s</sub>- Coeficiente de caída de presión a la entrada o salida  
L<sub>c</sub>- Longitud característica m [ft]  
L - Longitud del lado del flujo del intercambiador m [ft]  
m- Flujo másico kg/s [lb/hr]  
Nu- Número de Nusselt (figura 5)  
NTU- (NUT) Número de Unidades de Transferencia  
Pr- Número de Prandtl (figura 5)  
ΔP- Diferencia de presiones kPa [lb/ft<sup>2</sup>]  
P<sub>r</sub>- Presión de referencia kPa [lb/ft<sup>2</sup>]  
q- Calor transferido kW (BTU/hr)  
R- Resistencias térmicas (equivale a U<sup>-1</sup>)  
R- Razón de capacidades de flujo de fluido  
r<sub>h</sub>- Radio hidráulico m [ft]  
Re- Número de Reynolds  
S<sub>L</sub>- Distancia entre tubos laterales m [ft]  
S<sub>T</sub>- Distancia entre tubos transversal m [ft]  
St- Número de Stanton  
T<sub>t</sub>- Temperatura °C,K [°F,R]  
ΔT<sub>m</sub>- Diferencia de temperaturas media logarítmica  
U- Coeficiente total de transferencia de calor W/m<sup>2</sup>-K [Btu/hr-ft<sup>2</sup>-°F]  
u<sub>m</sub>- Velocidad del fluido  
V- Volumen total del intercambiador m<sup>3</sup> [ft<sup>3</sup>]  
W- Ancho del intercambiador m [ft]  
x- Distancia generalizada m [ft]

---

## INDICES GRIEGOS

$\alpha$ -	Razón de área total de superficie de un sólo lado del intercambiador (ver figura 6)
$\nu$ -	Viscosidad cinemática $m^2/s$ [ $ft^2/s$ ]
$\delta$ -	Ancho de la aleta $m$ [ $ft$ ]
$\epsilon$ -	Efectividad
$\mu$ -	Viscosidad del fluido $Pa\cdot s$ [ $lb_m/hr\cdot ft$ ]
$\rho$ -	Densidad del fluido $kg/m^3$ [ $lb_m/ft^3$ ]
$\sigma$ -	Razón de área de flujo libre (ver figura 6)
$\eta_o$ -	Efectividad total de superficie
$\eta_f$ -	Efectividad de la aleta
$\tau$ -	Esfuerzo cortante
$\epsilon/D$ -	Relación rugosidad/diámetro
$\theta$ -	Diferencia de temperaturas $^{\circ}C, K$ [ $^{\circ}F, R$ ]
$\omega$ -	tiempo seg. [seg]

## SUBINDICES

a-	aire
c-	caliente
f-	frío
e-	entrada
s-	salida
fr-	frontal
min-	mínimo
max-	máximo
ex-	exterior
L-	lateral
t-	transversal
w-	agua

---

A P E N D I C E

---

---

## INDICE GENERAL DE TABLAS

TABLA 1 (T1)	Geometría de superficie para tubos aletados	...109
TABLA 2 (T2)	Propiedades del aire	...110
TABLA 3 (T3)	Número de Nusselt para flujo laminar	...111
TABLA 4(T4a)	Gráfica de comportamiento de tubo aletado tipo 9.1-O.737-S	...112
TABLA 4(T4b)	Transferencia de Calor y correlaciones de fricción para flujo normal a un banco de tubos aletados	...113
TABLA 5(T5)	Factor de fricción para flujo laminar plenamente desarrollado	...114
TABLA 6(T6)	Efectividad de transferencia de aletas circulares y rectas	...115
TABLA 7(T7)	Efectividad de transferencia en función de NTU y la razón de capacidades.	...116
TABLA 8(T8)	Factor de corrección de humedad para densidad y calor específicos.	...117
TABLA 9(T9)	Propiedades del agua líquida saturada	...118
TABLA 10(T10)	Efectividad $\epsilon$ para un intercambiador de flujo cruzado	...119
TABLA 11(T11)	Tabla comparativa de paso triangular o rectangular	...120
TABLA 12(T12)	Correlación de Grimson para transferencia de calor en un banco de tubos	...122
TABLA 13(T13)	Tabla comparativa de factor de bondad para diferentes arreglos de tubos redondos y aplanados	...123
TABLA 14(T14)	Gráfica de relación $j/f$ del factor de bondad de tres tipos de arreglos básicos	...124



---

## INDICE GENERAL DE TABLAS (continuación)

<b>TABLA 15(T15)</b>	<b>Clasificación de los intercambiadores de calor</b>	<b>...125</b>
<b>TABLA 16(T16)</b>	<b>Resumen de criterios de selección</b>	<b>...129</b>

---

**TABLAS DE REFERENCIA**

---

T A B L A 1 - T 1

GEOMETRIA DE SUPERFICIE, FLUJO NORMAL A UN BANCO DE TUBOS ALZADO

( a ) Tubos Circulares, Aletas Circulares

Designación Superficie	Arreglo de Tubos	Diam. Tubo		Diam. ext. Aleta		Espesamiento Trans. Tubo		Espesamiento Long. Tubo		aletas/pulg		Diametro Hidráulico		Ancho de aleta		Flujo Libre/ Área Frontal	Área de Transferencia/ Volumen Total		Área de Aletas/ Área Total
		in	10m.	in	10m.	in	10m.	in	10m.	ft.	10m.	ft.	10m.	in.	10m.		ft <sup>2</sup> /ft <sup>3</sup>	m <sup>2</sup> /m <sup>3</sup>	
CF-7.34	alternado	0.38	9.65	0.92	23.4	0.975	24.8	0.800	20.3	7.34	0.0154	4.75	0.018	0.46	0.538	140	459	0.892	
CF-8.72	alternado	0.38	9.65	0.92	23.4	0.975	24.8	0.800	20.3	8.72	0.0128	3.93	0.018	0.46	0.524	163	515	0.910	
CF-72(c)	alternado	0.42	10.67	0.861	21.9	0.975	24.8	0.800	20.3	8.72	0.0145	4.43	0.019	0.48	0.494	136	446	0.876	
CF-11.46	alternado	0.38	9.65	0.92	23.4	0.975	24.8	0.800	20.3	11.46	0.0297	2.98	0.016	0.41	0.510	209	686	0.931	
CF-7.0- 5/8J	alternado	0.645	16.28	1.12	28.3	1.232	31.3	1.25	34.3	7.0	0.0219	6.68	0.010	0.25	0.449	82	269	0.830	
CF-8.7- 5/8J	alternado	0.645	16.28	1.12	28.3	1.232	31.3	1.25	34.3	8.7	0.0199	5.48	0.010	0.25	0.443	98.7	334	0.862	
CF-9.05-3/4J	alternado	0.774	19.66	1.463	37.2	1.257	32.5	1.75	44.5	9.05	0.0164	5.13	0.012	0.31	0.455	108	354	0.825	
CF-9.05-3/4b	alternado	0.774	19.66	1.463	37.2	1.282	30.3	1.75	44.5	9.05	0.0258	8.18	0.012	0.31	0.572	85.1	279	0.835	
CF-9.05-3/4c	alternado	0.774	19.66	1.463	37.2	2.725	69.2	1.75	44.5	9.05	0.0445	13.59	0.012	0.31	0.688	51.9	203	0.835	
CF-9.05-3/4d	alternado	0.774	19.66	1.463	37.2	2.725	37.9	0.80	20.3	9.05	0.0156	4.85	0.012	0.31	0.537	135	443	0.835	
CF-9.05-3/4e	alternado	0.774	19.66	1.463	37.2	1.982	50.3	1.375	34.9	9.05	0.0210	6.43	0.012	0.31	0.572	108	354	0.835	
CF-8.8-1.0Ja	alternado	1.024	26.0	1.737	44.1	1.959	49.8	2.063	52.4	8.8	0.0192	5.89	0.012	0.31	0.439	91.2	299	0.825	
CF-8.8-1.0Jb	alternado	1.024	26.0	1.737	44.1	3.079	78.2	2.063	52.4	8.8	0.0443	13.21	0.012	0.31	0.642	58.1	191	0.825	

( b ) Tubos Circulares con aletas continuas

Designación Superficie	Arreglo de Tubos	Diametro de Tubo		Tipo de Aletas	Aletas/pulg	Diametro Hidráulico $d_h$		Ancho de Aleta		Flujo Libre/ Área Frontal	Área de Transferencia/ Volumen Total		Área de Aletas/ Área Total
		in	10m.			ft.	10m.	in.	10m.		ft <sup>2</sup> /ft <sup>3</sup>	m <sup>2</sup> /m <sup>3</sup>	
8.0- 1/8 T	alternado	0.402	10.21	piana	8.0	0.0192	3.63	0.013	0.33	0.534	179	587	0.913
7.75- 5/8 T	alternado	0.676	17.17	piana	7.75	0.0114	3.48	0.0114	0.41	0.481	169	554	0.950

( c ) Tubos Planos y Aletas Continuas

Designación Superficie	Arreglo de Tubos	Tipo de Aletas	Longitud de Tubo (paralelo al flujo)		Ancho de Tubo (normal al flujo)		Aleta/ pulg	Diametro Hidráulico $d_h$	Ancho de la Aleta		Flujo Libre / Área Frontal	Área de Transferencia/ Volumen Total		Área de aleta/ Área Total	
			in.	10m.	in.	10m.			in.	10m.		ft <sup>2</sup> /ft <sup>3</sup>	m <sup>2</sup> /m <sup>3</sup>		
9.68-0.87	en línea	piana	0.870	22.1	0.120	3.0	9.68	0.01160	3.60	0.004	0.102	0.697	229	751	0.795
9.1-0.7375	alternado	piana	0.737	18.7	0.100	2.5	9.1	0.01300	4.21	0.004	0.102	0.788	224	725	0.813
9.68-0.87H	en línea	ondulada	0.87	22.1	0.120	3.0	9.68	0.01160	3.60	0.004	0.102	0.697	229	751	0.795
9.21-0.7375H	alternado	ondulada	0.737	18.7	0.100	2.5	9.29	0.01392	4.17	0.004	0.102	0.788	228	748	0.814
11.32-0.7375H	alternado	ondulada	0.737	18.7	0.100	2.5	11.32	0.01152	3.51	0.004	0.102	0.780	270	886	0.845

TABLA 2 (T2) - PROPIEDADES DEL AIRE  
 $p = 101,325$

T °C	$\rho$	$\mu$ Pa - s	$C_p$ kJ/kg- K	k W/m- K	Pr
100	3.5985	70.60 -07	1.028	92.20 -04	0.787
200	2.3663	10.38 -06	1.011	13.75 -03	0.763
200	1.769	13.36 -06	1.006	18.10 -03	0.743
250	1.4119	16.06 -06	1.003	22.26 -03	0.724
263	1.3121	16.70 -06	1.003	23.83 -03	0.720
273	1.293	17.20 -06	1.004	24.07 -03	0.717
283	1.2473	17.69 -06	1.004	24.86 -03	0.714
293	1.2047	18.17 -06	1.004	25.66 -03	0.712
300	1.1766	18.53 -06	1.005	26.14 -03	0.711
303	1.165	18.64 -06	1.005	26.37 -03	0.710
313	1.1277	19.11 -06	1.005	27.09 -03	0.709
323	1.0928	19.57 -06	1.006	27.80 -03	0.708
333	1.06	20.02 -06	1.007	28.51 -03	0.707
343	1.0291	20.47 -06	1.008	29.21 -03	0.706
350	1.0085	20.81 -06	1.008	29.70 -03	0.706
353	1.00	20.91 -06	1.008	29.89 -03	0.705
363	0.9724	21.34 -06	1.009	30.58 -03	0.704
373	0.9463	21.77 -06	1.010	31.26 -03	0.703

TABLA 3(T3)-

NUMERO DE NUSELT PARA FLUJO LAMINAR EN TUBOS RECTANGULARES CON PERFILES DE VELOCIDAD Y TEMPERATURA COMPLETAMENTE DESARROLLADOS

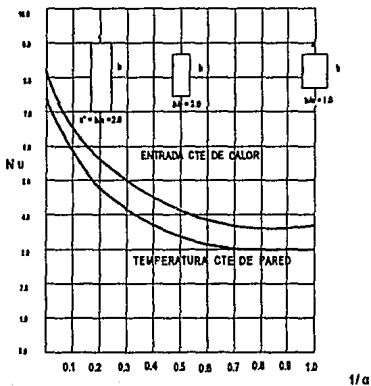
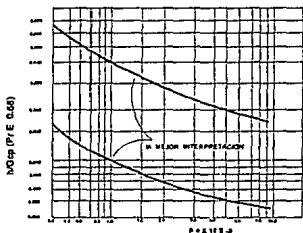
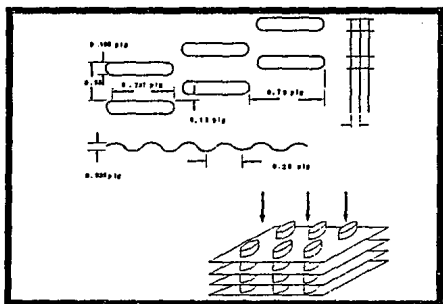


TABLA 4a (T4A) - TRANSFERENCIA DE CALOR Y FRICCIÓN PARA FLUJO NORMAL A UN BANCO DE TUBOS ALETADOS

Re	St-Pr <sup>2/3</sup>	f
10,000	0.00369	0.0133
8,000	0.00417	0.0142
6,000	0.00460	0.0156
5,000	0.00493	0.0167
4,000	0.00539	0.0183
3,000	0.00608	0.0206
2,500	0.00656	0.0223
2,000	0.00726	0.0247
1,500	0.00831	0.0284
1,200	0.00934	0.0320
1,000	0.01030	0.0354
800	0.01175	0.0402
600	0.01377	0.0476
500	0.01526	0.0531

**TABLA 4b (T4b)-TRANSFERENCIA DE CALOR Y CORRELACIONES DE FRICCION PARA FLUJO NORMAL A UN BANCO DE TUBO PLANO ALETADO 9.1-0.737- S**



Diámetro Hidráulico de flujo  $A_{r_0} = 0.0138 \text{ ft} = 4.208 \times 10^{-3} \text{ m}$   
 Grosor del metal  $= 0.004 \text{ "} = 0.102 \times 10^{-3} \text{ m}$ .  
 Material : cobre  
 Área de flujo libre / Área frontal  $\phi = 0.788$   
 Área tot. de transferencia de calor /  $V_a = 224 \text{ ft}^2/\text{ft}^3 = 735 \text{ m}^2/\text{m}^3$   
 Área de la aleta / Área total  $= 0.813$

**TABLA 5 (T5)- FACTOR DE FRICCION PARA FLUJO LAMINAR  
 COMPLETAMENTE DESARROLLADO EN TUBOS  
 DE CONFIGURACION RECTANGULAR**

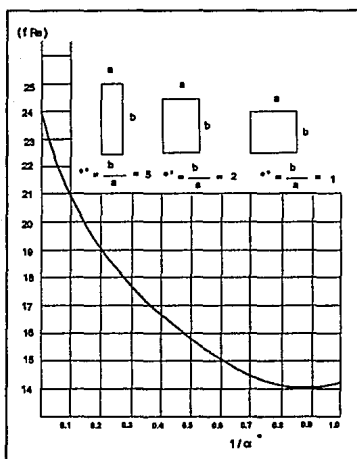




TABLA 6 (T6)- EFECTIVIDAD DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN ALETAS CIRCULARES Y RECTAS

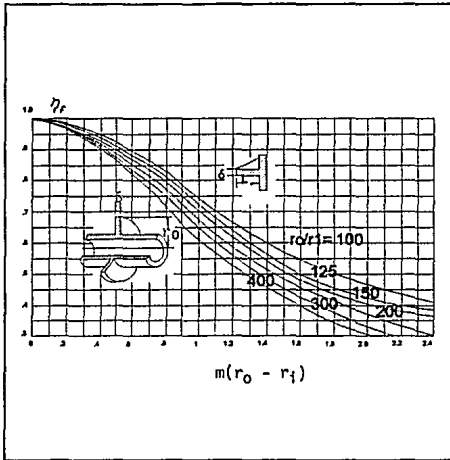


TABLA 7(T7)-

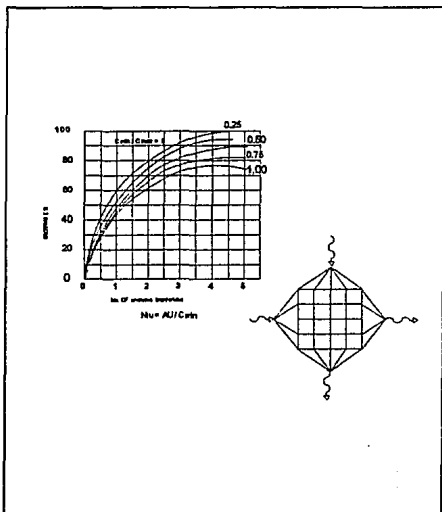
EFECTIVIDAD DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN  
FUNCION DE NTU Y RAZON DE CAPACIDADES

TABLA 8 (T8)- FACTOR DE CORRECCION DE HUMEDAD PARA DENSIDAD Y CALOR ESPECIFICO

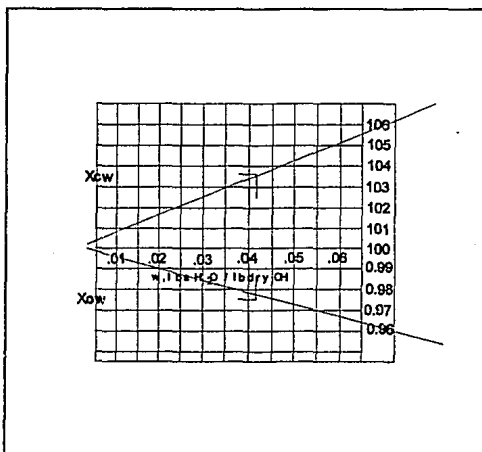


TABLA 9 (T 9)- PROPIEDADES DEL AGUA LIQUIDA SATURADA

T °C	$\rho$ kg/m <sup>3</sup>	$\mu$ Pa . s	$C_p$ kJ / kg K	k W/ m- K	Pr
0.01	999.8	17.91 -04	4.217	0.562	13.44
10	999.8	13.08 -04	4.193	0.582	9.42
20	999.2	10.03 -04	4.182	0.6	6.99
30	995.6	79.77 -05	4.179	0.615	5.42
40	992.2	65.31 -05	4.179	0.629	4.34
50	988.0	54.71 -05	4.181	0.640	3.57
60	983.2	46.68 -05	4.185	0.651	3.00
70	977.7	40.44 -05	4.190	0.659	2.57
80	971.8	35.49 -05	4.197	0.667	2.23
90	965.3	31.5 -05	4.205	0.673	1.97
100	958.3	28.22 -05	4.216	0.677	1.76
140	926.1	19.61 -05	4.285	0.685	1.23
180	886.9	14.94 -05	4.408	0.674	0.98
220	840.3	12.10 -05	4.613	0.648	0.86
260	784.0	10.15 -05	4.983	0.606	0.83

**TABLA 10 ( T 10)- INTERCAMBIADOR DE FLUJO CRUZADO CON AMBOS FLUIDOS SIN MEZCLAR**

La efectividad del intercambiador de flujo cruzado ( $\epsilon$ ) para ambos fluidos sin mezclar, se presenta como una función de la razón de capacidad de flujo ( $R$ ) y del número de unidades de transferencia (  $NUT$  ).

NTU	0.00	0.25	0.50	0.75	1.00
0.00	0.000	0.000	0.0000	0.000	0.000
0.25	0.221	0.215	0.209	0.204	0.199
0.50	0.393	0.375	0.358	0.341	0.326
0.75	0.528	0.495	0.466	0.4439	0.413
1.00	0.632	0.588	0.547	0.5110	0.476
1.25	0.714	0.660	0.610	0.565	0.523
1.50	0.777	0.716	0.660	0.608	0.560
1.75	0.826	0.761	0.700	0.642	0.590
2.00	0.865	0.797	0.732	0.671	0.614
2.50	0.918	0.851	0.783	0.716	0.652
3.00	0.950	0.888	0.819	0.749	0.681
3.50	0.970	0.915	0.848	0.776	0.704
4.00	0.982	0.934	0.869	0.797	0.722
4.50	0.989	0.948	0.887	0.814	0.737
5.00	0.993	0.959	0.901	0.829	0.751
6.00	0.997	0.974	0.924	0.853	0.772
7.00	0.999	0.983	0.940	0.871	0.789
$\infty$	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000

TABLA 11 (T11)- FACTOR DE SELECCION OPTIMA

Análisis de bondad para geometría de aleta rectangular y triangular

Ejemplo:

DATOS:

$D_h = 2.962 \times 10^{-3} \text{ m.}$	$D_h = 2.939 \times 10^{-3} \text{ m.}$
$\alpha_a = 1215 \text{ m}^2/\text{m}^3$	$\alpha_a = 1225 \text{ m}^2/\text{m}^3$
$\sigma = 0.900$	$\sigma = 0.900$

DATOS CALCULADOS:

Triangular	Rectangular
Re = 781	Re = 776
f = 13.026	f = 18.67
NTU = 2.22	NTU = 4.65
h = 19.64	h = 41.45

Por tanto, se obtiene una razón entre dos geometrías, la triangular y la rectangular de acuerdo a las relaciones útiles del capítulo II-2.5 por tanto:

Relación de áreas:

$$\frac{A_t}{A_r} = \frac{\alpha_r}{\alpha_t} = \frac{41.45}{19.64} = 2.11$$

Relación de Caídas de Presión:

$$\frac{P_t}{P_r} = \frac{f_t A_t}{f_r A_r} \left( \frac{D_{hr}}{D_{hr}} \right)^3 \left( \frac{Re_t}{Re_h} \right)^3 = 0.652$$

$$= 0.669 \times 2.11 \times \left( \frac{2.94}{2.93} \right)^3 \left( \frac{781}{776} \right) = 1.41$$

Relación de Volúmenes:

$$\frac{V_t}{V_r} = \frac{A_t}{A_r} \frac{\alpha_r}{\alpha_t} = 2.11 \times \frac{1225}{1215} = 2.13$$

Relación de distancias :

$$\frac{L_t}{L_r} = 2.13$$

Ya que  $A_{fr}$  es constante.

Por tanto, para la misma área frontal  $A_{fr}$ , razón de flujo y caídas de presión, la aleta triangular requiere de 11% más área de superficie y 40% más potencia por fricción. Por lo anterior, un intercambiador de superficie triangular tendrá que ser el doble de ancho y por tanto de mayor volumen que uno que utilice aletas rectangulares.

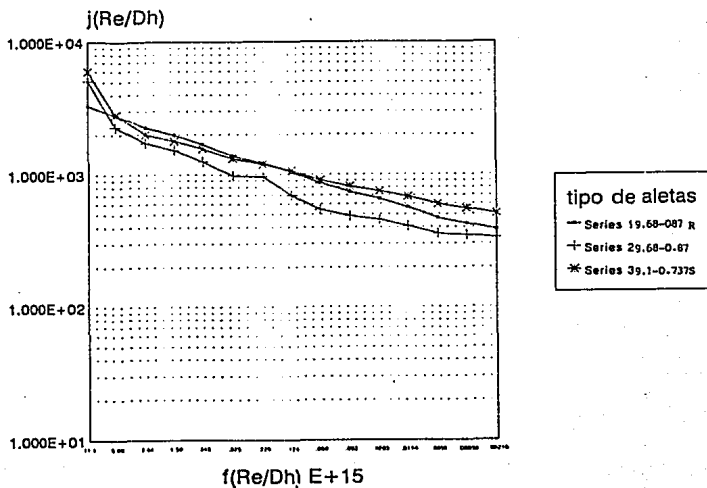
**TABLA 12 (T12) - CORRELACION DE GRIMSON PARA TRANSFERENCIA DE CALOR EN BANCO DE TUBOS**

		$S_n/D$							
		1.25		1.5		2.0		3.0	
Arreglo	$S_p/D$	C	n	C	n	C	n	C	n
En líneas	1.25	0.386	0.592	0.305	0.68	0.111	0.704	0.070	0.752
	1.5	0.407	0.586	0.278	0.620	0.112	0.702	0.075	0.744
	2.0	0.464	0.570	0.332	0.602	0.264	0.632	0.220	0.648
	3.0	0.322	0.601	0.396	0.584	0.415	0.581	0.317	0.608
Alternados	0.6	+++	+++	+++	+++	+++	+++	0.236	0.636
	0.9	+++	+++	+++	+++	0.495	0.571	0.445	0.581
	1.0	+++	+++	0.552	0.558	+++	+++	+++	+++
	1.125	+++	+++	+++	+++	0.531	0.565	0.575	0.56
	1.25	0.575	0.556	0.561	0.554	0.576	0.556	0.579	0.562
	1.5	0.501	0.568	0.511	0.562	0.502	0.568	0.542	0.568
	2.0	0.448	0.572	0.462	0.568	0.535	0.556	0.498	0.570





TABLA 14 (T14) - GRAFICA DE RELACION  $j/f$  DEL FACTOR DE BONDAD  
 PARA TRES TIPOS DE ARREGLOS BASICOS.



**TABLA 15 ( T15) - CLASIFICACION DE INTERCAMBIADOR DE CALOR COMPACTO**

**TIPO-** Flujo dentro de tubos circulares y tubos circulares aplanados

Designación	Observaciones
ST- indica flujo dentro de tubos rectos	Forma más simple de superficie de intercambiador compacto.
FT- indica flujo dentro de tubos planos	
FTD- indica flujo dentro de tubos con turbulador	Las marcas o turbuladores interrumpen la capa límite que tiende a incrementar los coeficientes de calor sin incrementar la velocidad del flujo.

**TIPO :** SUPERFICIES TUBULARES (Flujo normal a banco de tubos lisos)

Designación	Observaciones
La designación considera (S) staggered o en trebolillo y a (I) en línea a el arreglo de tubos e identifica paso longitudinales y transversales. El sufijo (s) indica correlación de datos en pruebas efectuadas. Ejemplo:	
Designación      Razón de paso      Longitudinal diámetros trans- versales	
S1.50-1.25 (S)      1.50                      1.25	
I1.25-1.50 (I)      1.25                      1.25	

**TABLA 15 (T15)- CONTINUACION**  
**TIPO : SUPERFICIES DE ALETA PLANA**  
**ALETA PLANA**

Designación	Observaciones
Se designa mediante numerales que indican el número de aletas por pulgada. El sufijo T se utiliza cuando los canales o pasajes son de forma triangular. Ejemplo: 19.86,15.08,46.45T.	Se caracteriza por pasajes largos e ininterrumpidos.

**ALETA LOUVERED (RANURADA)**

Designación	Observaciones
Designada por una fracción que indica el largo de la aleta en dirección del flujo seguido por un numeral que indica el número de aletas por pulgada. Ejemplo: ½-6.06 indica 6.06 aletas de ½ por pulgada.	Caracterizado por aletas cortadas y dobladas en dirección del flujo.

**ALETA STRIP (ALETA EN TIRAS)**

Designación	Observaciones
Se designan de la misma manera que las louvered. Los sufijos (D) y (T) indican doble y triple columnas tipo "sandwiches"	También se les llama tipo Offset (en voladizo) a diferentes longitudes.

**ALETA WAVY (ALETA ONDULADA)**

Designación	Observaciones
Se designa mediante dos numerales. El primero indica el número de aletas por pulgada. El segundo la longitud de onda. Siempre serán seguidas por una (W). Ejemplo: 11.44-¾ W esto es aleta ondulada con 11.44 aletas por pulgada y ¾" de longitud de onda.	Caracterizada por una curvatura continua. El cambio en la dirección del flujo inducida por la curvatura interrumpe la capa límite como en el caso de las aletas louvered.

**TABLA 15 (T15)- CONTINUACION**

**ALETA TIPO PIN (TIPO ALFILER)**

Designación	Observaciones
No existe ningún método de designación descriptible.	Las aletas se construyen de alambre de pequeño diámetro. Se logran altos coeficientes de transferencia de calor debido a que la longitud efectiva de flujo es muy pequeña.

**ALETA PERFORADA**

Designación	Observaciones
Designada por el número de aletas por pulgada seguido por la letra P.	Hoyos troquelados en las aletas proveen una interrupción en la capa límite.

**TIPO : SUPERFICIES DE TUBO ALETADO**

**TUBOS CIRCULARES CON ALETAS ESPIRALES RADIALES**

Designación	Observaciones
Se designa por las letras CF seguidos por uno o dos numerales. El primero indica el número de aletas por pulgada y el segundo se refiere a la medida nominal del tubo.	Cuando CF no aparece en la designación, la superficie se puede como una aleta continua.

TABLA 15 (T15)- CONTINUACION

## TUBOS CIRCULARES CON ALETAS CONTINUAS

Designación	Observaciones
No se utiliza ninguna letra como prefijo. El primer número indica el número de aletas por pulg., El segundo número indica la medida nominal del tubos	

## TUBOS ALETADOS PLANOS

Designación	Observaciones
Ninguna letra se utiliza como prefijo. El primer numeral indica el número de aletas por pulg. El segundo indica la dimensión más grande.	

## TIPO : SUPERFICES DE MATRIZ

## TODO TIPO

Designación	Observaciones
No se utiliza ningún tipo de designación.	

TABLA 16 (T16) - RESUMEN DE CRITERIOS DE SELECCION

Parte	Selección	Criterio de Selección
Arreglo de tubos	Tubo aplanado en formación escalonado (staggered)	De acuerdo a la fig. 21 el tubo plano mantiene una mayor superficie de transferencia y minimiza los espacios muertos en un intercambiador agua- aire.
MATERIALES: + Aletas + Tubo + Cabecntas + Soportes + Accesorios	Cobre Electrolítico 99% Latón ASTM 240 65/35 Latón amarillo 80/20 Lámina de Acero Galvanizado Fierro Galvanizado Nota- Ver especificaciones cap 5.5	1.-Menor cantidad de material y por tanto menor costo en comparación con el aluminio. 2.- Menor resistencia al flujo de aire 3.- Mayor resistencia mecánica 4.- El cobre tiene una conductividad térmica de casi el doble del aluminio. 5.- Mayor resistencia a la corrosión 6.- Facilidad de fabricación.
TIPO DE FLUJO	Flujo cruzado con ambos fluidos sin mezclar	Esta selección ofrece la máxima ventaja térmica que permite compactar el área de transferencia y obtener un intercambiador más compacto líquido-aire.
DIMENSIONES + Área Frontal del aire + Área Frontal del agua + Volumen	Especificaciones: Ver plano 1,2 y 3 PANAL: Ancho: 0.05715 m [ 2 ¼"] Alto : 0.381 m [15"] Largo : 0.406 m [16"] 3 hileras 9.1 sep./pulg de Cu-elec 87 tubos en 3 hiladas 29 tubos por hilada 84 tubos activos 3 tubos muertos 1 tubo por hilada tubo de latón pared 0.008" $A_n$ (aire) : 0.1542 m <sup>2</sup> [1.66 ft <sup>2</sup> ] $A_n$ (agua) : 0.023 m <sup>2</sup> [ 0.25 ft <sup>2</sup> ] V : 0.00884 m <sup>3</sup> [0.3125 ft <sup>3</sup> ]	Estas dimensiones se obtuvieron mediante el proceso iterativo de cálculo de diseño. También se consideró la facilidad de obtención de maquinaria en México.

TABLA 16 (T16)- CONTINUACION

Parte	Selección	Criterio de Selección
<p>GEOMETRIA DE LA ALETA:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>+ Forma</li> <li>+ Grosor</li> <li>+ Continua o Discontinua</li> </ul>	<p>Aleta tipo 9.1-0.737-S "tubular". Tiene 9.1 aletas por pulg. La dimensión más grande del tubo plano es 0.737. Recto con aleta continua y turbuladores. Nota - Ver especificaciones y tabla 4b</p>	<p>En la tabla 15 se pueden apreciar los tipos de superficie para intercambiador compacto a seleccionar:</p> <ol style="list-style-type: none"> <li>1) La superficie seleccionada es una de las más fáciles de producir y encontrar en México.</li> <li>2) El tubo plano tiene una mayor superficie de contacto con el fluido que se quiere calentar. Según demuestra la fig. 21 tiene menos áreas muertas de contacto.</li> <li>3) El número de aletas por pulg. permite elevar el área de contacto del aire con el fluido caliente y tener una mayor transferencia.</li> <li>4) De acuerdo con las tablas 13 y 14 se puede observar que mediante el factor de bondad se selecciona la superficie adecuada. Esta gráfica resume la eficiencia térmica por unidad de área. En general, se puede concluir que dado un <math>D_n</math> de semejantes proporciones, la superficie 9.1-0.737-S reúne las características necesarias ya que, aunque no tiene la más alta eficiencia, si tiene la menor cantidad de material por área.</li> </ol>



---

## INDICE GENERAL DE FIGURAS

<b>FIGURA 1</b>	Intercambiador compacto comercial	...2
<b>FIGURA 2</b>	Ejemplos típicos de superficies para intercambiador compacto	...3
<b>FIGURA 3</b>	Procedimiento para el análisis del intercambiador y su optimización	...6
<b>FIGURA 4</b>	Circuito térmico que representa la ecuación del coeficiente de transferencia de calor	...10
<b>FIGURA 5</b>	Grupos adimensionales más utilizados	...16
<b>FIGURA 6</b>	Factores geométricos de un intercambiador compacto	...20
<b>FIGURA 7</b>	Intercambiador de coraza y tubo (tradicional)	...23
<b>FIGURA 8</b>	Comparación efectiva para un problema dado mediante dos métodos de cálculo	...25
<b>FIGURA 9</b>	Configuración de algunas aletas más utilizadas en intercambiadores compactos	...31
<b>FIGURA 10</b>	Ejemplos típicos de arreglos de tubo y aleta	...32
<b>FIGURA 11</b>	Intercambiador Tipo con tanques y tomas	...32
<b>FIGURA 12</b>	Corte seccional de un intercambiador	...35
<b>FIGURA 13</b>	Gráfica característica de geometrías de superficie de diferentes tipos de aletas	...37
<b>FIGURA 14</b>	Tipos de fallas y mecanismos en un intercambiador compacto	...41

---

## INDICE GENERAL DE FIGURAS (CONTINUACION)

<b>FIGURA 15</b>	Diferentes tipos de soportes para un Intercambiador compacto	...46
<b>FIGURA 16</b>	Soporte ideal para un intercambiador compacto agua-aire de latón-cobre	...47
<b>FIGURA 17</b>	Cantidades de plomo en soldadura dada la clase de fundente utilizado	...48
<b>FIGURA 18</b>	Tipos de arreglos de tubos	...53
<b>FIGURA 19</b>	Datos de rozamiento promedio y de transferencia de calor promedio para flujo sobre cinco arreglos diferentes de haces de tubos de 9.5 mm [3/8"] en régimen laminar y de transición	...56
<b>FIGURA 20</b>	Variación del coeficiente de transferencia de calor para N hileras transversales	...57
<b>FIGURA 21</b>	Esquema comparativo de un flujo sobre tubo plano y sobre tubo redondo	...60
<b>FIGURA 22</b>	Diagrama de flujo encontrado	...61
<b>FIGURA 23</b>	Diagrama de flujo paralelo	...62
<b>FIGURA 24</b>	Diagrama de flujo cruzado	...64
<b>FIGURA 25</b>	Diagrama de flujo mezclado	...64
<b>FIGURA 26</b>	Condiciones de operación de dos muestras: Latón-cobre y aluminio	...72
<b>FIGURA 27</b>	Características de operación de ambas muestras	...72
<b>FIGURA 28</b>	Diferencial de temperaturas	...81

---

**BIBLIOGRAFIA**

---

## BIBLIOGRAFIA

---

- 1.- KAY, W.M. , A.L. LONDON  
COMPACT HEAT EXCHANGERS  
3a ed. McGraw Hill,  
Nueva York, U.S.A  
1964
- 2.- BAUMEISTER THEODORE, AVALLONE EUGENE A.  
MARKS:MANUAL DEL INGENIERO MECANICO  
8a. ed. McGraw-Hill  
México, 1982
- 3.- McADAMS, W.  
HEAT TRANSMISSION  
Editorial McGraw-Hill, 3a ed, E.U.A.  
1954
- 4.- ALFRED W.J., SHIM J.  
AN INEXPENSIVE ECONOMICAL SOLAR HEATING  
SYSTEM TO HOMES  
NASA technical Memorandum  
NASA TMK-5294  
Washington,D.C., julio 1976
- 5.- WELTY,R. JAMES  
TRANSFERENCIA DE CALOR APLICADA A LA INGENIERIA  
Editoria. LIMUSA,  
México, 1993
- 6.- HOLMAN,J.P.  
TRANSFERENCIA DE CALOR  
Editorial CECSA  
México,1984

- 7.- **BAKER, J.C.**  
**INFOTEC**  
**NOTICIAS TECNICAS: SELECCION Y ESPECIFICACION**  
**DE CAMBIADORES DE CALOR ENFRIADOS POR AIRE**  
Hidrocarbon Processing  
Vol.59,num 5 Pag.173,197  
Mayo 1980
- 8.- **SYSTEM DESIGN MANUAL**  
**CARRIER CO.**  
2a Ed. 1961  
E.U.A.
- 9.- **KERN D.Q.**  
**PROCESS HEAT TRANSFER**  
McGraw-Hill Book Co.  
Nueva York,1950.
- 10.- **KERN D.Q., KRANK A.D.**  
**EXTENDED SURFACES HEAT TRANSFER**  
McGraw-Hill, E.U.A  
1972
- 11.- **OZISIK NECATI M.**  
**HEAT TRANSFER: A BASIC APPROACH**  
McGraw-Hill Book Co.  
Singapore,1986
- 12.- **KREITH, F.**  
**TRANSFERENCIA DE CALOR**  
International Textbook Co.  
Scranton, Pa. 1962  
E.U.A.
- 13.- **CORNWELL, K.**  
**TRANSFERENCIA DE CALOR**  
Editorial Limusa  
1981, México.
- 14.- **AIR CONDITIONING AND REFRIGERATION INTITUTE**  
**STANDARD FOR FORCED-CIRCULATION AIR COOLING**  
**AND AIR HEATING COILS**  
Standard 410  
1981, Arlington, Virginia, E.U.A.

- 15.- MANUAL DE AIRE ACONDICIONADO  
CARRIER AIR CONDITIONING CO.  
Editorial Marcombo  
España, 1987.
- 16.- BEAL R.E.  
HOW SOLDERING PROCESS VARIABLES AFFECT  
JOINT STRENGTH  
Technical Report, Agosto 1969.  
Copper Development Association Inc.  
Nueva York, 1969.
- 17.- WEBB, R.L., BURKETT, T.A.  
ASSESSMENT OF AUTOMATIVE RADIATOR TECHNOLOGY  
AND THE FUTURE OF COPPER-BRASS RADIATOR  
SAE Technical Paper Series No. 850043  
International Congress and Exposition  
Detroit Michigan Feb-Mar, 1985.