



T
660.2842728
W872

ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA

"DISEÑO DE SERPENTINES EVAPORADORES POR EXPANSION

DIRECTA POR COMPUTADORA"

TESIS DE GRADO

PREVIA A LA OBTENCION DEL TITULO DE:

INGENIERO MECANICO

PRESENTADA POR:

YURI ALAN WONSANG AMEN

GUAYAQUIL - ECUADOR

1.986

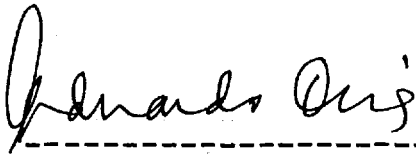
A G R A D E C I M I E N T O

AL ING. EDUARDO DONOSO
DIRECTOR DE TESIS, POR SU
AYUDA Y COLABORACION PARA
LA REALIZACION DE ESTE TRABAJO.

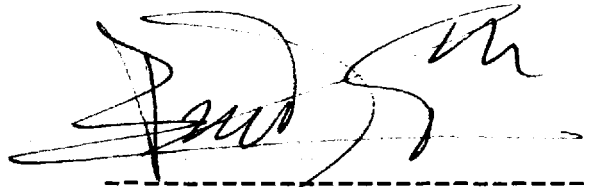
AL ING. GUSTAVO ACOSTA
POR SU GRAN AYUDA DESINTE-
RESADA.

D E D I C A T O R I A

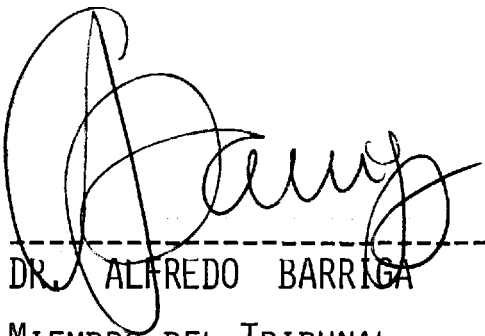
- A MIS PADRES
- A MIS HERMANOS
- A MIS SOBRINOS



ING. EDUARDO ORCES
DECANO DE LA FACULTAD
DE INGENIERIA MECANICA



ING. EDUARDO DONOSO
DIRECTOR DE TESIS



DR. ALFREDO BARRIGA
MIEMBRO DEL TRIBUNAL



ING. RODOLFO PAZ M.
MIEMBRO DEL TRIBUNAL

DECLARACION EXPRESA

"LA RESPONSABILIDAD POR LOS HECHOS, IDEAS Y DOCTRINAS EXPUESTOS EN ESTA TESIS, ME CORRESPONDEN EXCLUSIVAMENTE; Y, EL PATRIMONIO DE LA MISMA, A LA ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL".

(REGLAMENTO DE EXAMENES Y TITULOS PROFESIONALES DE LA ESPOL).

y. Wasang A.

YURI ALAN WONSANG AMEN

R E S U M E N

El trabajo realizado es un estudio de los procesos de transferencia de calor que se presentan en un evaporador de expansión directa, y la influencia sobre las propiedades termodinámicas y termofísicas, tanto del medio de enfriamiento (refrigerante), así como el medio a enfriarse (aire), además de la resistencia que presentan al flujo de calor, el metal de que están -
construídos los tubos como las aletas del evaporador. Para luego obtener un método para diseñar el evaporador, utilizando un programa de computadora, principalmente para determinar el área de transferencia de calor que debe presentar el evaporador para que cumpla a la vez los requerimientos mecánicos como técnicos.

INDICE GENERAL

	<u>PAG.</u>
RESUMEN -----	VI
INDICE GENERAL -----	VII
INDICE DE FIGURAS -----	X
INDICE DE TABLAS -----	XIV
LISTA DE SIMBOLOS -----	XVI
INTRODUCCION -----	20
CAPITULO I	
SUPERFICIES DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN LA -	
INDUSTRIA DE LA REFRIGERACION	
1.1. DEFINICION -----	22
1.2. CLASES -----	23
1.3. DIMENSIONES -----	30
1.4. ARREGLOS -----	30
CAPITULO II	
ANALISIS DEL FENOMENO DE TRANSFERENCIA DE CA	
LOR	
2.1. LEYES BASICAS DE LA TRANSFERENCIA DE CA	
LOR -----	33

VIII

	<u>PAG.</u>
2.2. ANALISIS DIMENSIONAL -----	43
2.2.1. Dimensiones fundamentales -----	43
2.2.2. Fórmulas dimensionales -----	44
2.2.3. Teorema pi de Buckingham-----	45
2.2.4. Determinación de grupos adimensio nales -----	49
2.3. TRANSFERENCIA DE CALOR EN CILINDROS Y SU PERFICIES EXTENDIDAS -----	54
2.3.1. Transferencia de calor en cilin- dros huecos -----	55
2.3.2. Coeficiente de transferencia de calor por convección -----	60
2.3.3. Transferencia de calor con ale tas de acción transversal unifor me -----	63
2.4. TRANSFERENCIA DE CALOR Y CAIDA DE PRE SION DEL AIRE A TRAVES DEL SERPENTIN---	73
2.4.1. Efecto del flujo transversal so bre un cilindro -----	73
2.4.2. Flujo transversal en haces de tu bos -----	103
 CAPITULO III	
REFRIGERANTES	
3.1. DEFINICION -----	111

	<u>PAG.</u>
3.2. CARACTERISTICAS -----	114
3.3. TRANSFERENCIAS DE CALOR Y CAIDA DE PRE SION DEL REFRIGERANTE DENTRO DEL SERPEN TIN -----	127
CAPITULO IV	
ANALISIS DEL FENOMENO DE TRANSFERENCIA DE MA SA	
4.1. INTRODUCCION -----	158
4.2. TRANSFERENCIA DE MASA POR CONVECCION --	160
4.3. CALCULO DEL COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE MASA -----	166
CAPITULO V	
PROGRAMA DE COMPUTADORA PARA EL DISEÑO DE LA SUPERFICIE DE TRANSFERENCIA DE CALOR	
5.1. VARIABLES -----	191
5.2. FORMULAS -----	192
5.3. DIAGRAMA DE FLUJO -----	205
5.4. CODIFICACION -----	
5.5. DATOS DE ENTRADA -----	
5.6. DATOS DE SALIDA -----	
5.7. APLICACION DEL PROGRAMA EN LA INDUSTRIA-	
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES -----	
APENDICES -----	
BIBLIOGRAFIA -----	

INDICE DE FIGURAS

<u>Nº</u>		<u>PAGS.</u>
CAPITULO I		
1.1.	TIPOS DE FLUJO A TRAVES DE UN CAMBIADOR DE CALOR -----	25
1.2.	AREA RELATIVA DE TRANSFERENCIA DE CALOR COMO UNA FUNCION DE LA RELACION DEL AUMENTO (O DISMINUCION) DE TEMPERATURA MAYOR PARA LA DIFERENCIA DE TEMPERATURA ENTRE LOS FLUIDOS SALIENDO -----	26
1.3.	DIMENSIONES DE LOS CAMBIADORES DE CALOR EN EQUIPOS DE REFRIGERACION Y ACONDICIONADORES DE AIRE -----	31
1.4.	ARREGLOS DE TUBOS EN BANCOS-----	32
CAPITULO II		
2.1.	DIAGRAMA QUE ILUSTRA LA CONVENCION DE SIGNOS PARA EL FLUJO DE CALOR POR CONDUCCION-----	36
2.2.	VARIACION DE LA CONDUCTIVIDAD TERMICA CON LA TEMPERATURA DE SOLIDOS, LIQUIDOS Y GASES	37

<u>Nº</u>	<u>PAG.</u>
2.3. DIAGRAMA QUE ILUSTRA LA NOMENCLATURA PARA LA CONDUCCION A TRAVES DE UN CILINDRO HUECO -----	56
2.4. ILUSTRACIONES ESQUEMATICAS DE TUBERIAS - ALETADAS -----	64
2.5. ILUSTRACION ESQUEMATICA DE UNA ALETA DE BARRA -----	67
2.6. EFICIENCIA DE UNA ALETA DE BARRA -----	70
2.7. ILUSTRACION ESQUEMATICA DE ALETAS DE PLACA CIRCULAR -----	70
2.8. EFICIENCIA DE UNA ALETA DE PLACA CIRCULAR DE ESPESOR UNIFORME -----	71
2.9. EFICIENCIA DE UNA ALETA DE PLACA CIRCULAR DE AREA DE LA SECCION TRANSVERSAL CONSTANTE -----	71
2.10. METODO DE APROXIMACION PARA TRATAR UNA ALETA DE PLACA RECTANGULAR DE ESPESOR UNIFORME EN FUNCION DE UNA ALETA DE PLACA CIRCULAR PLANA DE IGUAL AREA -----	72
2.11. LINEAS DE CORRIENTE PARA POTENCIAL DE FLUJO SOBRE UN CILINDRO -----	75
2.12. ILUSTRACION ESQUEMATICA DEL COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR-----	79
2.13. CAMBIOS ESQUEMATICOS DE TEMPERATURA EN UN	

<u>Nº</u>		<u>PAG.</u>
	CAMBIADOR DE CALOR EN CONTRA-CORRIEN <u>T</u> TE -----	83
2.14.	ESQUEMA DE CAMBIADOR DE CALOR EN CON <u>T</u> TRA-CORRIENTE -----	87
2.15.	DISPOSICION ESQUEMATICA DE FLUJO CRU <u>T</u> ZADO -----	89
2.16.	ILUSTRACION ESQUEMATICA DE FLUJO CRU <u>T</u> ZADO PURO CON UNA FILA DE TUBOS-----	91
2.17.	FACTOR DE CORRECCION F, PARA UN CAM <u>T</u> BIADOR DE CALOR DE FLUJO CRUZADO DE UN PASO, UN FLUIDO MEZCLADO Y EL - OTRO SIN MEZCLAR-----	96
2.18.	FACTOR DE CORRECCION F, PARA UN CAM <u>T</u> BIADOR DE CALOR DE FLUJO CRUZADO DE UN SOLO PASO, CON AMBOS FLUIDOS SIN MEZCLAR -----	98
2.19.	FACTOR DE CORRECCION F, PARA UN CAM <u>T</u> BIADOR DE CALOR DE FLUJO CRUZADO DE DOS PASOS, UN FLUIDO MEZCLADO Y EL OTRO SIN MEZCLAR -----	98
2.20.	ILUSTRACION ESQUEMATICA DE UN TUBO - ALETADO DE UN CAMBIADOR DE CALOR----	101
2.21.	DISPOSICION DE LOS TUBOS EN UN BANCO, Y LA CELDA DE LOS TUBOS -----	106

<u>Nº</u>		<u>PAGS.</u>
CAPITULO III		
3.1.	PATRON DE FLUJO PARA UN FLUIDO FLUYEN DO TURBULENTAMENTE DENTRO DE UN TUBO-	133
3.2.	MODELOS DE FLUJO EN FLUJO HORIZONTAL-	141
3.3.	MODELOS DE FLUJO EN FLUJO VERTICAL--	144
3.4.	DIAGRAMA DE MOODY -----	152
CAPITULO IV		
4.1.	ILUSTRACION ESQUEMATICA DEL PROBLEMA DE CAPA LIMITE PARA LA EVAPORACION DEL AGUA DENTRO DEL AIRE HUMEDO-----	161
4.2.	ENFRIAMIENTO Y DESHUMIDIFICACION <u>ES</u> QUEMATICO DEL AIRE HUMEDO -----	169
4.3.	ENTALPIA DEL AIRE SATURADO-----	172
4.4.	PENDIENTE b, PARA AIRE SATURADO-----	172
4.5.	ILUSTRACION ESQUEMATICA DE UNA ALETA- DE BARRA HUMEDECIDA CON HUMEDAD <u>CON</u> DENSADA DEL AIRE HUMEDO -----	173
4.6.	CORRELACIONES DE TRANSFERENCIA DE <u>CA</u> LOR DE SUPERFICIE SECA Y SUPERFICIE - HUMEDA PARA LA SUPERFICIE EXTERIOR DE UN SERPENTIN DE ENFRIAMIENTO DE TUBOS ALETADOS -----	188

INDICE DE TABLAS

<u>Nº</u>		<u>PAGS.</u>
CAPITULO II		
2.1.	ALGUNAS CANTIDADES FISICAS CON SIMBOLOS ASOCIADOS, DIMENSIONES Y UNIDADES -----	46
2.2.	ALGUNAS CANTIDADES FISICAS, TRATADAS EN EL PROBLEMA -----	49
2.3.	COEFICIENTE PARA CALCULAR EL COEFICIENTE PROMEDIO DE TRANSFERENCIA DE CALOR DE UN CILINDRO, DENTRO DE UN GAS QUE FLUYE PERPENDICULAR A SU EJE-----	76
CAPITULO III		
3.1.	REFRIGERANTES HIDROCARBUROS HALOGENADOS	112
3.2.	HIDROCARBUROS REFRIGERANTES -----	113
3.3.	REFRIGERANTES INORGANICOS -----	114
3.4.	COMPARACION TOXICA DE LOS REFRIGERANTES	119
3.5.	REFRIGERANTES DERIVADOS DESDE EL METANO	120
3.6.	REFRIGERANTES DERIVADOS DESDE EL ETANO-	121
3.7.	CARACTERISTICAS TERMODINAMICAS DE LOS REFRIGERANTES -----	123

Nº

PAGS.

CAPITULO IV

4.1. DATOS DE DIFUSIVIDAD TERMICA Y DE VAPOR PA
RA AIRE SECO Y AIRE HUMEDO SATURADO-----

167

LISTA DE SIMBOLOS

A	área
\bar{A}	área media logarítmica
d	diámetro
dT/dx	gradiente de temperatura en la dirección del flujo
ΔT	diferencia de temperatura
Δp_{df}	caída de presión en dos fases
Δp_{fr}	componente friccional de la caída de presión de dos fases
Δp_a	componente de la aceleración de la caída de presión de dos fases
ϵ	rugosidad absoluta
F_{1-2}	factor de forma geométrica y emisividad de un cuerpo gris hacia otro
f	coeficiente de arrastre por rozamiento
g	aceleración de la gravedad
G	flujo másico por unidad de área
h	conductancia por unidad de superficie
h_{fw}	entalpía del agua líquida saturada
h_{gt}	entalpía del vapor de agua saturada

k	conductividad térmica del material
L	longitud
Le	número de Lewis
ln	logaritmo base e
log	logaritmo base 10
m	velocidad másica del flujo fuera de los tubos
M	velocidad másica del flujo dentro de los tubos
Nu	número de Nusselt
Pr	número de Prandtl
q	flujo de calor
Re	número de Reynolds
r_1	radio externo del tubo
r_2	radio externo de una aleta circular
St	número de Stanton
T	temperatura
U	unidad de conductancia total
v	velocidad del fluido
x	calidad del refrigerante
x_p	espesor de la pared del tubo
X	parámetro de correlación en flujo de dos fases

SUBINDICES

a	aire
b	base
c	convección

cf	contraflujo
e	exterior, entrada
f	fluido, aleta
h	hidráulico
i	interior
k	conducción
L	líquido
m	media
p	pared
r	radiación
s	superficie, salida
v	vapor
y	un medio el espesor de la aleta
1	cuerpo gris
2	cuerpo negro

LETRAS GRIEGAS

ϵ	coeficiente de emisión de la superficie gris
μ	viscosidad absoluta
ρ	densidad de masa
σ	constante de Stefan Boltzman
π	3.1416
δ	eficiencia de la aleta seca
δ_w	eficiencia de la aleta húmeda

\emptyset^2
 \emptyset^0 parâmetro de Martinelli - Nelson

\emptyset^2
 \emptyset^L parâmetro de Lockhart - Martinelli



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

El diseño de cambiadores de calor ha sido un área de activa investigación, los problemas de transferencia de calor entre dos fluidos separados por una superficie sólida ha sido estudiado por un tiempo muy largo.

Primeramente se presenta una teoría general de los procesos de transferencia de calor que existen asociados a los cambiadores de calor.

El objetivo de este estudio es el de poder complementar los conocimientos teóricos recibidos con los trabajos experimentales realizados principalmente por Martinelli y sus colaboradores, particularmente con Nelson y Lockartd, que presentan estudios de flujo de dos fases, para introducir en el medio una técnica de diseñar un evaporador de expansión directa.

Se estudiará cada una de las partes que puedan influenciar en la transmisión de calor, desde el refrigerante hasta el aire a acondicionarse.

Para finalmente realizar el programa de computado
ra en lenguaje Basic, para determinar el área de -
transferencia de calor necesaria y determinar la caí
da de presión del aire al pasar sobre el serpentín y
la caída de presión del refrigerante al fluir del ser
pentín.

CAPITULO I

SUPERFICIES DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN LA INDUSTRIA DE LA REFRIGERACION

1.1. DEFINICION

Los dispositivos en el que se realiza la transferencia de calor son los llamados cambiadores de calor, estos dispositivos realizan esta transferencia de calor entre dos fluidos, la cantidad de calor transferida puede calcularse igualando la energía ganada por el fluido más frío con la energía perdida por el fluido más caliente.

Estos aparatos pueden tener muchas formas, sin embargo, el componente principal de estos distintos tipos de cambiadores son los tubos de metal siendo el cambiador de calor el aparato más utilizado en aplicaciones de calefacción, ventilación y acondicionamiento de aire, aunque el cambiador de calor sea una parte del sistema total.

Según los fluidos que se utilicen en el cambiador de calor tienen sus aplicaciones en la calefacción, ventilación y acondicionamiento de aire, como por ejemplo; refrigerante - agua en el caso de enfriadores y condensadores de agua helada donde tubos y coraza se utilizan, agua - aire y refrigerante - aire, donde tubos con aletas son usados y en el caso de aire-aire para recobrar calor son usados superficies tipo placa o cambiadores rotativos.

1.2. CLASES

Existen muchas maneras de clasificar a los cambiadores de calor, una de ellas es si los fluidos se mezclan o no, también la dirección del fluido en el cambiador de calor y la aplicación en que se los utilizará.

En el primer caso el tipo más sencillo de cambiador de calor es un recipiente en el cual se mezclan directamente un fluido caliente y otro frío en tal sistema, ambos fluidos alcanzarán la misma temperatura final, sin embargo, son más comunes - los cambiadores de calor en los cuales un fluido está separado del otro por una pared o división a través de la cual fluye el calor.

En cuanto a la dirección del fluido a través del cambiador de calor, los cuatro tipos más comunes están ilustrados en la figura N° 1.1.

En flujo paralelo, los dos fluidos entran por un mismo extremo, fluyen a través del cambiador en la misma dirección y salen por el otro extremo. Mientras que en contra flujo o contra corriente, los dos fluidos se mueven en dirección contraria, en cruce de flujos de paso simple un fluido se mueve a través del serpentín de transferencia de calor en ángulo recto con la dirección del otro fluido, cuando se tiene cruce de flujo multipaso uno de los fluidos va y viene hacia atrás y adelante.

La diferencia más importante entre estos cuatro tipos básicos, radica en la cantidad relativa del área de transferencia de calor requerida para producir un cambio de temperatura, para una diferencia de temperatura dada entre los dos fluidos cuando ellos entran al cambiador.

La figura N° 1.2., muestra el área relativa requerida para cada tipo, como una función del cambio de temperatura del fluido primario para condicio-

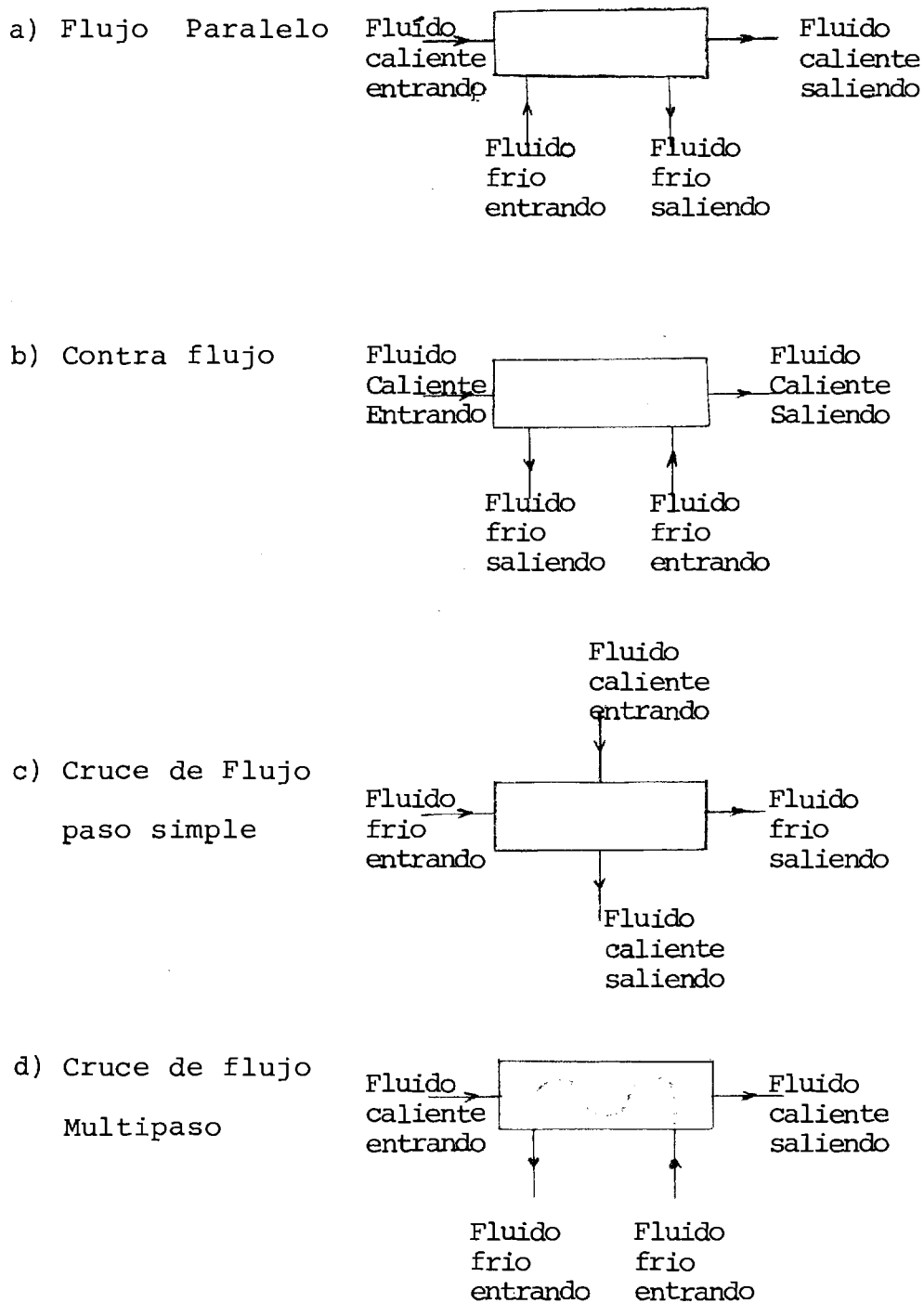


FIGURA N^o 1.1. TIPOS DE FLUJOS ATRAVES DEL CAMBIADOR.

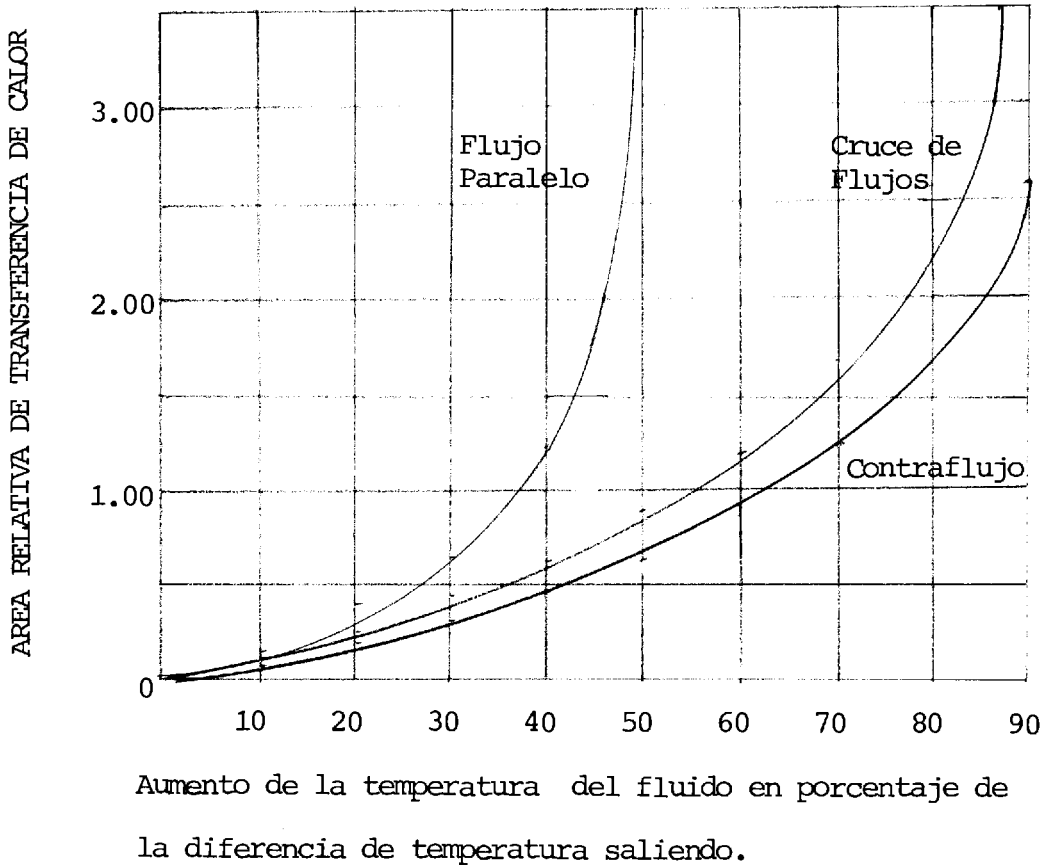


FIGURA N^o 1.2. AREA RELATIVA DE TRANSFERENCIA DE CALOR COMO UNA FUNCION DE LA RELACION DEL AUMENTO (O DISMINUCION) DE TEMPERATURA MAYOR PARA LA DIFERENCIA DE TEMPERATURA ENTRE LOS FLUIDOS.

nes típicas establecidas. En la región en el cual el cambio de temperatura del fluido a través del cambiador de calor es un pequeño porcentaje de la diferencia de temperatura entre los dos fluidos en trando, todas las unidades requiere la misma área, el cambiador de flujo paralelo es de principal in terés para aplicaciones en esta región, las unidades de cruce de flujo tiene un amplio rango de aplicaciones, los cambiadores en contra corriente requiere el mínimo de área dentro de todo el ran go.

Otra clasificación frecuente de los cambiadores de calor se basa en la aplicación para el cual ellos se van a destinar, estas unidades típicas en los sistemas de refrigeración son descritas seguidamente para ilustrar sus características.

Uno de ellos son los condensadores, el cual recibe el vapor refrigerante recalentado procedente del compresor, elimina el recalentamiento del vapor y a continuación lo licúa, el condensador es el lu gar donde se produce la eliminación del calor en un sistema de refrigeración, algunos fluidos que se encuentra en abundancia tales como el agua o el aire son los encargados de llevarse el calor fuera

del sistema, por lo cual los condensadores pueden ser enfriados por agua o por aire.

En la categoría de los condensadores enfriados por agua entran el horizontal con tubos y envuelta, el vertical con tubos y envuelta, el de serpiente y envuelta, el de doble tubería y el de evaporación.

El tipo más frecuentemente usado es el condensador horizontal con tubos y envuelta.

En el caso de los condensadores enfriados por aire, en lugar de cederse el calor al agua se lo hace al aire, corrientemente un condensador enfriado por aire consta de un serpiente con aletas sobre el que se sopla aire para que el refrigerante se condense dentro de los tubos, generalmente un sistema de refrigeración que utilice un condensador enfriado por aire funciona con una temperatura de condensación ligeramente superior a la de un sistema que use un condensador enfriado por agua con una torre de enfriamiento, ya que el condensador enfriado - por aire, no necesita agua y no existe los peligros de formación de incrustaciones, corrosión o congelación.

El otro tipo de cambiadores utilizados en un sistema de refrigeración es el evaporador, el cual en un sistema de refrigeración es el encargado de intercambiar calor desde la sustancia que se va a enfriar hasta el refrigerante en ebullición, absorbiendo calor del aire, agua o cualquier otra sustancia.

Los evaporadores se pueden clasificar como de circulación natural o forzada dependiendo de que un ventilador o una bomba obligue al fluido que se va a enfriar a moverse hacia las superficies de transferencia de calor o que el fluido circule naturalmente debido a las diferencias de densidades entre el fluido caliente y el frío, otra forma de clasificar los evaporadores considera si el refrigerante hierve dentro o fuera de los tubos, algunos evaporadores mantienen el refrigerante dentro de los tubos y el fluido que va a ser enfriado pasa por el exterior de dichos tubos, otros mantienen al refrigerante en una envuelta o inmersos en el líquido refrigerante van los tubos que conducen al fluido que se va a enfriar, otra distinción que puede hacerse es entre inundados y secos, se dice que un evaporador es inundado cuando el líquido refrigerante cubre toda la superficie de transmisión -

de calor y se llama seco cuando una porción de la superficie del evaporador se usa para recalentar - el refrigerante, el que un evaporador sea inundado o seco depende también de que el sistema use una válvula de flotador o de expansión termostática.

1.3. DIMENSIONES

Generalmente las dimensiones de los cambiadores de calor en un equipo tanto de refrigeración como de aire acondicionado depende principalmente de la longitud total del tubo que forma el serpentín, luego de esto es lo que determina el número de hileras y de filas que presentará el serpentín, determinando este arreglo el ancho, el alto y la profundidad que presentará el intercambiador con su respectiva carcasa.

El tamaño del serpentín también puede estar determinado por el espacio que se disponga para su colocación, en la figura N^o 1.3., se presenta estas dimensiones.

1.4. ARREGLOS

El problema de transferencia de calor en un banco

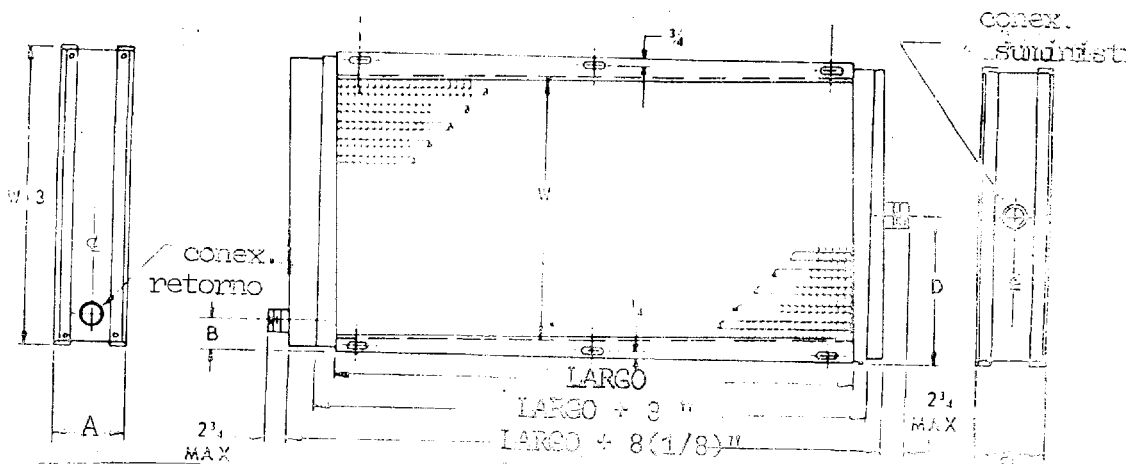


FIGURA N^o 1.3. DIMENSIONES DE LOS CAMBIADORES DE CALOR EN EQUIPOS DE REFRIGERACION Y AIRE ACONDICIONADO.

de tubos introduce complicaciones, porque es necesario considerar además del espaciamiento y disposición de los tubos, el número de filas que presenta el banco de tubos.

Evidentemente que esto no es un límite para restringir el número de maneras de la cual se pueden arreglar los tubos, pero son dos los más frecuentemente encontrados, que otros, estos arreglos se presentan en la figura N^o 1.4. y son el arreglo en línea o cuadrado, y el arreglo escalonado o triángulo.

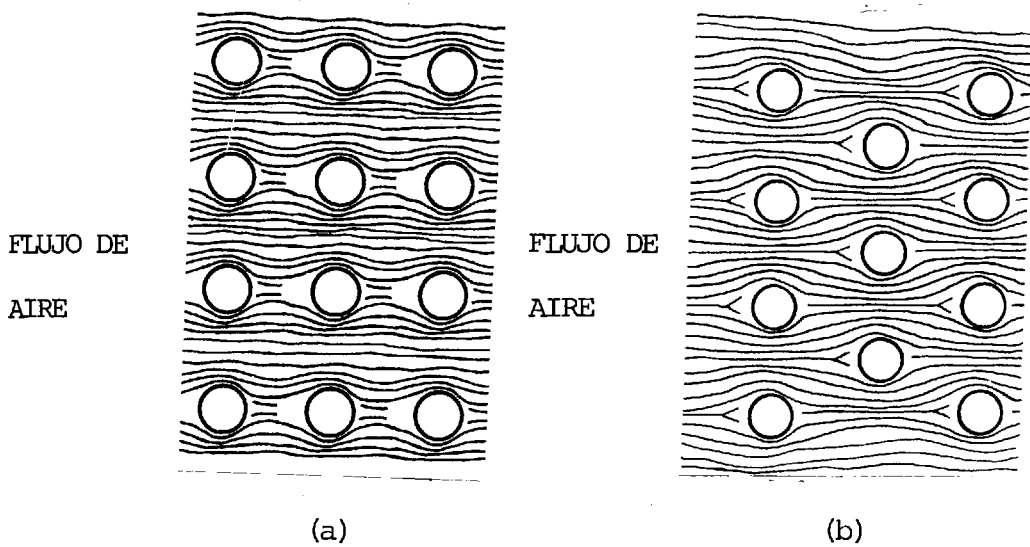


FIGURA N^o 1.4. ARREGLOS EN BANCO DE TUBOS

a) EN LINEA; y, b) ESCALONADO.

CAPITULO II

ANALISIS DEL FENOMENO DE TRANSFERENCIA DE CALOR

2.1. LEYES BASICAS DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR

La transferencia de calor puede definirse como la transmisión de energía de una región a otra, resultado de la diferencia de temperatura entre ellas, la literatura sobre transferencia de calor generalmente reconoce tres modos diferentes de transmisión de calor; conducción, radiación y convección el último de los tres, no cumple estrictamente con la definición de transferencia de calor, porque para su operación también depende del transporte mecánico de masa, pero puesto que esta transmisión de energía, se efectúa desde regiones de temperatura alta a regiones de temperatura baja, por lo cual ha sido aceptado el término de "Transferencia de calor por convección".

Conducción:

La conducción es un proceso mediante el cual fluye

calor, desde una región de temperatura alta a otra de temperatura baja, dentro de un medio (sólido, líquido o gaseoso) o entre medios diferentes en contacto físico directo, en el flujo de calor por conducción, la energía se transmite por comunicación molecular sin desplazamiento apreciable de las moléculas. La conducción es el único mecanismo por el cual puede fluir calor en sólidos opacos, la conducción es también importante en fluidos, pero en medios no sólidos está generalmente combinada con la convección, y en algunos casos, también con la radiación. La relación básica para la transferencia de calor por conducción fue propuesta en 1.822 por B.J. Fourier, estableció que la rapidez del flujo de calor por conducción (Q_k) en un material, es igual al producto de las tres siguientes cantidades:

- a. La conductividad térmica del material, k .
- b. El área de la sección a través de la cual fluye el calor por conducción, A (que debe ser medida perpendicularmente a la dirección del flujo de calor).
- c. El gradiente de temperatura en la sección, dT/dx ; es decir la rapidez de variación de la temperatura

ra T con respecto a la distancia x en la dirección del flujo de calor.

Para describir la ecuación de conducción del calor en forma matemática, se debe adoptar una convención de signos, se especifica que la dirección en que se incrementa la distancia x es la dirección del flujo de calor positivo, el calor fluirá automáticamente desde los puntos de alta temperatura a los de baja temperatura, de acuerdo a la segunda ley de la termodinámica, el flujo de calor será positivo cuando el gradiente de temperatura sea negativo (Ver figura 2.1.). Consecuentemente la ecuación elemental para conducción en una dimensión en estado estable se escribe:

$$Q_k = -kA(dT/dx) \quad (2.1)$$

Para congruencia dimensional de la ecuación (2.1), la rapidez del flujo de calor Q_k se expresa en W , el área A en metro cuadrado y el gradiente de temperatura dT/dx en $^{\circ}C/metro$, la conductividad térmica k es una propiedad del material e indica la cantidad de calor que fluirá a través de un área unitaria si el gradiente de temperatura es la unidad, o sea $W/m^{\circ}C$.

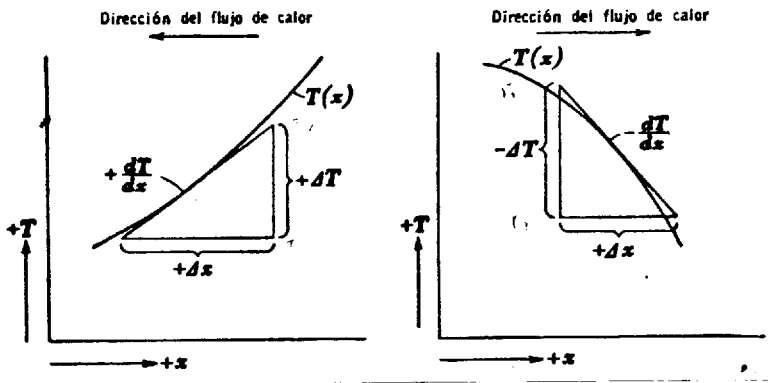


FIGURA N^o 2.1. DIAGRAMA QUE ILUSTRAS LA CONVENCION DE SIGNOS PARA EL FLUJO DE CALOR POR CONDUCCION.

Los materiales que tienen una alta conductividad térmica se llaman conductores, mientras los que tienen baja conductividad térmica se conocen como aisladores, en general la conductividad varía con la temperatura, pero en muchos problemas de Ingeniería la variación es tan pequeña que puede despreciarse.

En la figura N^o 2.2., se muestran los órdenes de magnitudes de las conductividades térmicas de varias clases de materiales.

BIBLIOTECA

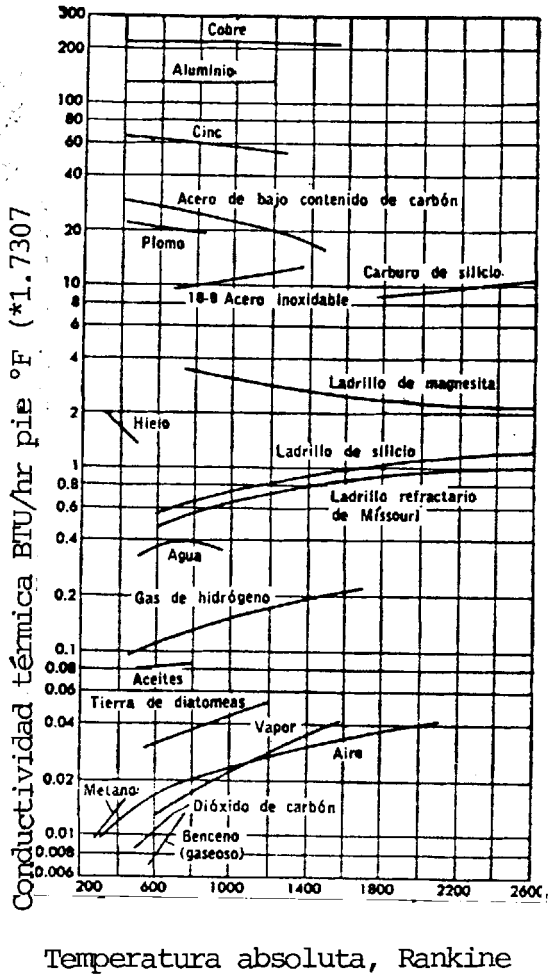


FIGURA N^o 2.2. VARIACION DE LA CONDUCTIVIDAD TER
MICA CON LA TEMPERATURA DE SOLIDOS,
LIQUIDOS Y GASES.

Radiación:

La radiación es un proceso por el cual fluye calor desde un cuerpo de alta temperatura a un cuerpo de baja temperatura, cuando éstos están separados por un espacio que incluso puede ser el vacío, todos los cuerpos emiten calor radiante en forma continua, la intensidad depende de la naturaleza y de la temperatura de la superficie. La importancia de la transferencia de calor por radiación se hace mayor conforme se incrementa la temperatura de un objeto, en los problemas de ingeniería que involucren temperaturas que se aproximan a las del medio ambiente, el calentamiento por radiación frecuentemente puede ser menospreciado. Un radiador o un cuerpo negro emite energía radiante desde su superficie a una rapidez Q_r dada por:

$$Q_r = \sigma A_1 T_1^4 \quad (2.2)$$

Donde A_1 es el área de la superficie en metros cuadrados, T_1 es la temperatura de la superficie en °K y σ es una constante dimensional con un valor de $5.6733 \times 10^{-8} \text{ W/metro}^2 \text{ } ^\circ\text{K}^4$, la cantidad σ se conoce como constante de Stefan - Boltzmann.

Una inspección a la ecuación (2.2), muestra que cualquier superficie del cuerpo negro a una temperatura superior al cero absoluto, radía calor a una rapidez proporcional a la cuarta potencia de la temperatura absoluta, una transferencia neta de calor radiante requiere una diferencia entre la temperatura de dos cuerpos cualesquiera, entre los cuales tiene lugar el intercambio de energía, la rapidez neta del calor radiante transferido entre un cuerpo negro y una cubierta que lo envuelve también negra, está dada por:

$$Q_r = \sigma A_1 (T_1^4 - T_2^4) \quad (2.3)$$

Donde T_2 es la temperatura de la superficie de la cubierta en °C absolutos, los cuerpos reales no satisfacen las especificaciones de un radiador ideal, pero emiten radiación a una rapidez menor que los cuerpos negros, recibiendo el nombre de cuerpos grises, la rapidez neta de calor transferido de un cuerpo gris a una temperatura T_1 , a un cuerpo negro a T_2 que lo envuelve, es:

$$Q_r = \sigma A_1 \epsilon_1 (T_1^4 - T_2^4) \quad (2.4)$$

Donde ϵ_1 es el coeficiente de emisión de la su-

perficie gris a la emisión de un radiador perfecto a la misma temperatura.

Si ninguno de los dos cuerpos es un radiador perfecto y si los dos cuerpos poseen entre sí una relación geométrica dada, la transferencia de calor neta por radiación entre ambos cuerpos está dada por:

$$Q_r = A_1 F_{1-2} (T_1^4 - T_2^4) \sigma \quad (2.5)$$

Donde F_{1-2} es un módulo que modifica la ecuación para radiadores perfectos de acuerdo con los coeficientes de emisión y las geometrías relativas de los cuerpos reales.

Convección:

La convección es un proceso de transporte de energía por la acción combinada de conducción de calor, almacenamiento de energía y movimiento de mezcla, la convección tiene gran importancia como mecanismo de transferencia de energía entre una superficie sólida y un líquido o un gas, la transferencia por convección se clasifica de -

acuerdo con la forma de inducir el flujo; en convección libre y convección forzada. Cuando el movimiento de mezclado tiene lugar exclusivamente como resultado de la diferencia de densidades causado por los gradientes de temperatura, se habla de convección natural o libre, cuando el movimiento de mezclado es inducido por algún agente externo, tal como una bomba o un agitador, el proceso se conoce como convección forzada.

La rapidez de calor transferido por convección - entre una superficie y un fluido, puede calcularse por la relación:

$$Q_C = \bar{h}_C A \Delta T \quad (2.6)$$

Donde: Q_C = rapidez de calor transferido por convección en W.

A = área de transferencia de calor en metro²

ΔT = diferencia entre la temperatura de la superficie T_s y la temperatura del - fluido T_f en algún lugar específico - en °C.

\bar{h}_C = unidad de conductancia térmica promedio para la convección o coeficiente de

transferencia de calor en la convección en $W/metro^2 \text{ } ^\circ C$

La relación expresada por la ecuación (2.6), fue originalmente propuesta en 1.701 por Isacc Newton, la evaluación del Coeficiente de transferencia de calor de la convección es difícil, debido a que la convección es un fenómeno muy complejo, en este punto es suficiente observar que el valor numérico de h_c en un sistema, depende de la geometría de la superficie y de la velocidad, así como de las propiedades físicas del fluido y frecuentemente también de la diferencia de temperaturas, por esta razón se debe distinguir entre un coeficiente local de transferencia de calor en la convección y un coeficiente promedio. El coeficiente local está definido por:

$$dQ_c = h_c dA(T_s - T_f) \quad (2.7)$$

mientras que el coeficiente promedio puede definirse en términos del valor del coeficiente local, por

$$\bar{h}_c = 1/A \iint_A h_c dA \quad (2.8)$$

Para muchas aplicaciones en ingeniería, intere

san los valores promedios.

2.2. ANALISIS DIMENSIONAL

La transferencia de calor por convección es un ejemplo tipo de problema el cual es difícil para aproximar analíticamente, pero el cual puede ser resuelto más fácilmente por análisis dimensional y experimentos, el proceso de análisis dimensional permite escribir una ecuación la cual relaciona cantidades físicas importantes, tal como la velocidad del flujo y propiedades del fluido en grupos dimensionales. En realidad para aplicar el análisis dimensional es necesario conocer antes qué variables influyen el fenómeno y el éxito o la falla del método dependen de la selección apropiada de estas variables, por lo tanto, es necesario tener al menos un conocimiento físico completo del fenómeno, antes de efectuar un análisis dimensional, sin embargo una vez que son conocidas las variables apropiadas, puede aplicarse el análisis dimensional a la mayoría de los problemas.

2.2.1. Dimensiones fundamentales

Al aplicar el método, el primer paso consis

te en escribir las dimensiones de todas - las magnitudes que intervienen en el fenómeno físico, seleccionando un sistema de dimensiones fundamentales, la elección de las dimensiones fundamentales, es arbitraria; dependiendo en gran parte de la conveniencia, y de aquí que no puede hablarse en forma absoluta de las dimensiones - de una magnitud, pero las fórmulas dimensionales de todas las variables apropiadas pueden expresarse en función de aquellas. Se usarán las dimensiones fundamentales - de longitud L , tiempo t , temperatura T y masa M .

2.2.2. Fórmulas dimensionales

La fórmula dimensional de una cantidad física se deduce de las definiciones o leyes físicas, por ejemplo, la fórmula dimensional para la longitud de una barra es (L) por definición*, la velocidad promedio de una partícula de fluido es igual a una distancia dividida por el tiempo necesario

*Un parentesis recto $()$ indica que la cantidad tiene la fórmula dimensional dentro del parentesis.

para recorrerla, la fórmula dimensional es por lo tanto (L/t) o (Lt^{-1}) , es decir, una distancia o longitud dividida por un tiempo.

Las fórmulas dimensionales y los símbolos - de las cantidades físicas que se presentan con frecuencia en problemas de transferencia de calor, están dados en la tabla 2.1., las dimensiones fundamentales en la columna MLtT de la tabla evitan el uso de constantes dimensionales tales como gc o J , esto normaliza el método, pero puede haber necesidad de incluir factores de conversión en los resultados finales para cumplir con el sistema de unidades empleado. Por conveniencia son también listadas las fórmulas dimensionales en el sistema MLtTFQ, en este sistema, algunas veces llamado sistema de ingeniería, existen seis dimensiones - fundamentales.

2.2.3. Teorema π de Buckingham

Para determinar el número de grupos adimensionales independientes necesarios para expresar la relación que describe un fenómeno

TABLA 2.1.

ALGUNAS CANTIDADES FÍSICAS CON SIMBOLOS ASOCIADOS
DIMENSIONES Y UNIDADES

ALGUNAS CANTIDADES FÍSICAS CON SÍMBOLOS ASOCIADOS,
DIMENSIONES Y UNIDADES

CANTIDAD	SÍMBOLO	DIMENSIONES		UNIDADES EN EL SISTEMA DE INGENIERÍA
		ML θ T Sistema	ML θ TFQ Sistema	
Longitud	L, x	L	L	pies
Tiempo	θ	θ	θ	segundos u horas
Masa	M	M	M	libras masa
Fuerza	F	ML/θ^2	F	libras fuerza
Temperatura	T	T	T	$^{\circ}F$
Calor	Q	ML^2/θ^2	Q	Btu
Velocidad	V	L/θ	L/θ	pies/segundo
Aceleración	a, g	L/θ^2	L/θ^2	pies/segundo ²
Factor dimensional de conversión	g_c	Ninguno	ML/θ^2F	32.2 lb _m pies/seg ² lb _f
Factor de conversión de energía	J	Ninguno	FL/Q	778 pies-lb _f /Btu
Trabajo	W	ML^2/θ^2	FL	pies-lb _f
Presión	p	M/θ^2L	M/L^2	lb _f /pie ²
Densidad	ρ	M/L^3	F/L^3	lb _m /pie ³
Energía interna	u	L^2/θ^2	Q/M	Btu/lb _m
Entalpía	h	L^2/θ^2	Q/M	Btu/lb _m
Calor específico	c	L^2/θ^2T	Q/MT	Btu/lb _m $^{\circ}F$
Viscosidad dinámica	μ_r	$M/L\theta$	$F\theta/L^2$	lb _f -seg/pie ²
Viscosidad absoluta	μ	$M/L\theta$	$M/L\theta$	lb _m /pie-seg
Viscosidad cinemática	$\nu = \mu/\rho$	L^2/θ	L^2/θ	pie ² /seg
Conductividad térmica	k	ML/θ^2T	$Q/LT\theta$	Btu/hr pie $^{\circ}F$
Difusividad térmica	α	L^2/θ	L^2/θ	pie ² /hr
Resistencia térmica	R	$T\theta^2/ML^2$	$T\theta/Q$	$^{\circ}F$ hr, Btu
Coefficiente de expansión	β	$1/T$	$1/T$	$1/^{\circ}F$
Tensión superficial	σ	M/θ^2	F/L	lb _f /pie
Esfuerzo cortante por unidad de área	τ	$M/L\theta^2$	F/L^2	lb _f /pie ²
Conductancia por unidad de superficie	h	M/θ^2T	$Q/\theta L^2T$	Btu, hr pie ² $^{\circ}F$
Rapidez de flujo de masa	m	M/θ	M/θ	lb _m /seg

no, puede usarse el teorema $\pi(p_i)$ de Buckingham como una regla de primera aproximación, de acuerdo con esta regla, el número necesario de grupos adimensionales independientes que puede formarse combinando las variables físicas de un problema, es igual al número total de estas cantidades físicas n menos el número de dimensiones fundamentales m necesario para expresar las fórmulas dimensionales de las n - cantidades físicas. Si a estos grupos se les llama $\pi_1, \pi_2, \text{etc.}$, la ecuación que expresa la relación entre las variables - tiene una solución de la forma

$$(F(\pi_1, \pi_2, \dots)) = 0 \quad (2.9)$$

Es un problema que involucre cinco cantidades físicas y tres dimensiones fundamentales, $n-m$ es igual a dos y la solución - tiene alguna de las formas:

$$F(\pi_1, \pi_2) = 0 \quad \text{o} \quad \pi_1 = f(\pi_2) \quad (2.10)$$

Los datos experimentales para tal caso, pue

den presentarse convenientemente graficado π_1 contra π_2 , la curva empírica resultante revela la relación funcional entre π_1 y π_2 que no puede deducirse por análisis dimensional.

Para un fenómeno que puede describirse en términos de tres grupos adimensionales es decir $n-m=3$, la ecuación (2.9) tiene la forma

$$F(\pi_1, \pi_2, \pi_3) = 0 \quad (2.11)$$

Pero puede escribir también como:

$$\pi_1 = f(\pi_2, \pi_3)$$

Para tal caso, los datos experimentales pueden correlacionarse graficando π_1 contra π_2 para varios valores de π_3 , algunas veces es posible combinar dos de los π de alguna manera y graficar este parámetro contra la π restante en una sola curva.

2.2.4. Determinación de grupos adimensionales

Ahora se ilustrará un método simple para de-
terminar grupos adimensionales, aplicándolo
al problema de relacionar datos experimenta-
les de transferencia de calor por convección
para un fluido que fluye a través de un tu-
bo caliente. Exactamente el mismo tratamien-
to podría emplearse para el flujo perpendi-
cular a un tubo caliente.

De acuerdo con la descripción del proceso -
de transferencia de calor por convección, es
razonable esperar que las cantidades físicas
enlistadas en la tabla 2.2 , sean apropiadas
para el problema.

TABLA 2.2.

Variable	Símbolo	Ecuación dimensional
Diámetro del tubo	D	$[L]$
Conductividad térmica del fluido	k	$[ML/\theta^3 T]$
Velocidad del fluido	V	$[L/\theta]$
Densidad del fluido	ρ	$[M/L^3]$
Viscosidad del fluido	μ	$[M/L\theta]$
Calor específico a presión constante	c_p	$[L^2/\theta^2 T]$
Coefficiente de transferencia de calor	h_c	$[M/\theta^3 T]$

Hay siete cantidades físicas y cuatro dimensiones fundamentales, por lo tanto, se espera que sean necesarios tres grupos adimensionales para relacionar los datos. Para determinar estos grupos adimensionales, se escribe π como un producto de las variables, cada una de las cuales elevada a una potencia desconocida:

$$\pi = D^a k^b V^c \rho^d \mu^e c_p^f h_c^g \quad (2.12)$$

y se sustituyen las fórmulas dimensionales

$$\pi = (L)^a (ML/t^3 T)^b (L/t)^c (M/L^3)^d (M/Lt)^e (L^2/t^2 T)^f (M/t^3 T)^g \quad (2.13)$$

Para que π sea adimensional, los exponentes de cada dimensión fundamental deben sumarse separadamente e igualarse a cero, - igualando la suma de los exponentes de cada dimensión fundamental a cero, se obtiene el conjunto de ecuaciones:

$$\text{Para } M \quad b + d + e + g = 0$$

$$\text{Para } L \quad a + b + c - 3d - e + 2f = 0$$

$$\text{Para } t \quad -3b - c - e - 2f - 3g = 0$$

$$\text{Para } T \quad -b - f - g = 0$$

Evidentemente cualquier conjunto de valores de a, b, c, d, e, f y g , que simultáneamente satisfaga este conjunto de ecuaciones, hará que π sea adimensional, existen siete incógnitas, pero únicamente cuatro ecuaciones, por lo tanto, se puede escoger valores para tres de los exponentes en cada uno de los grupos adimensionales. La única limitación para esta elección de exponentes es que cada uno de los exponentes elegidos sea independiente de los otros. Un exponente es independiente si el determinante formado con los coeficientes de los términos restantes no se anula, es decir no es igual a cero.

Como h_c , es el coeficiente de transferencia de calor por convección, es la variable que se desea evaluar, es conveniente seleccionar su exponente igual a la unidad al mismo tiempo se hace que $c=d=0$ para simplificar las manipulaciones algebraicas

resolviendo las ecuaciones simultáneas se obtiene; $a = 1$, $b = 1$, $e = f = 0$, y el primer grupo adimensional es

$$\pi_1 = \frac{h_c D}{k} \quad (2.14)$$

que se conoce como el número de Nusselt, Nu .

Para π_2 se hace g igual a cero de tal manera que h_c no aparezca nuevamente y se considera $a = 1$ y $f = 0$, la solución de las ecuaciones simultáneas con estos valores e escogidos da $b = 0$, $c = d = 1$, $e = -1$, y

$$\pi_2 = \frac{VD\rho}{\mu} \quad (2.15)$$

Este grupo adimensional es el número de Reynolds, Re_D , con el diámetro del tubo como parámetro de longitud.

Si se hace $e = 1$, y $c = d = 0$, se obtiene el tercer grupo adimensional.

$$\pi_3 = \frac{c_p \mu}{K} \quad (2.16)$$

Que se conoce como número de Prandtl, Pr .

Se observa que, aunque el coeficiente de transferencia de calor es una función de seis variables, con ayuda del análisis dimensional, las siete variables originales han sido combinadas en tres grupos adimensionales. De acuerdo con la ecuación (2.11), la relación fundamental puede escribirse como:

$$\text{Nu} = f(\text{Re}_D, \text{Pr}) \quad (2.17)$$

y pueden ahora relacionarse los datos experimentales en términos de tres variables en lugar de las siete originales, la importancia de esta reducción en las variables se hace patente cuando se intenta relacionar datos experimentales.

Otro número de importancia para correlacionar los datos de transferencia de calor en convección forzada es el número de Stanton, St , que está formado de la división de Nu , para el producto $\text{Re}_D \text{Pr}$, está definido como:

$$\text{St} = \frac{\text{Nu}}{\text{Re}_D \text{Pr}} = \frac{h_c}{V_c \rho c_p} \quad (2.18)$$

Usando el número de Stanton se puede escribir una expresión de la forma dada en la ecuación (2.17).

$$St = f (Re, Pr)$$

2.3. TRANSFERENCIA DE CALOR SOBRE CILINDROS Y SUPERFICIES EXTENDIDAS

Numerosas situaciones en la práctica de la ingeniería trata de la transferencia de calor del flujo de un fluido sobre la superficie exterior de un sólido, las formas de mayor interés son, los cilindros y las esferas, calor entre estas superficies y fluidos en cruces de flujos es frecuentemente encontrado, en el caso del cilindro el calor se transmite por convección del medio de enfriamiento o calentamiento hasta la superficie del sólido, de aquí el calor se transferirá por conducción a través de la pared del cilindro y de aquí por convección hacia el medio que se va a tratar.

Para aumentar esta rapidez y también para incrementar la transferencia de calor entre una superficie y un fluido adyacente a esta superficie, se hace un incremento de la superficie en contacto con el

fluido, este incremento de superficie puede ser en la forma de espinas, aletas o de otro tipo de superficie extendida con diversas configuraciones.

2.3.1. Transferencias de calor en cilindros huecos

Se tratará ahora la transferencia de calor por conducción en un cilindro hueco, dejándose para más adelante el análisis de transferencia de calor por convección.

El flujo radial de calor por conducción a través de un cilindro hueco, es otro problema de consideración práctica, la conducción a lo largo de tubos y a través de aislamientos para tubos son ejemplos típicos, si el cilindro es homogéneo y lo bastante largo - para permitir pasar por alto los efectos en los extremos, y si la temperatura de la superficie interior es constante (T_i) mientras la temperatura de la superficie exterior se mantiene uniforme en un valor T_e , la rapidez de conducción de calor, es a partir de la ecuación (2.1.).

$$Q_k = -k A (dT/dr)$$

donde $dT/dr =$ gradiente de temperatura en la dirección radial.

Para el cilindro hueco (Figura N^o 2.3), el área es una función del radio y $A = 2\pi rL$

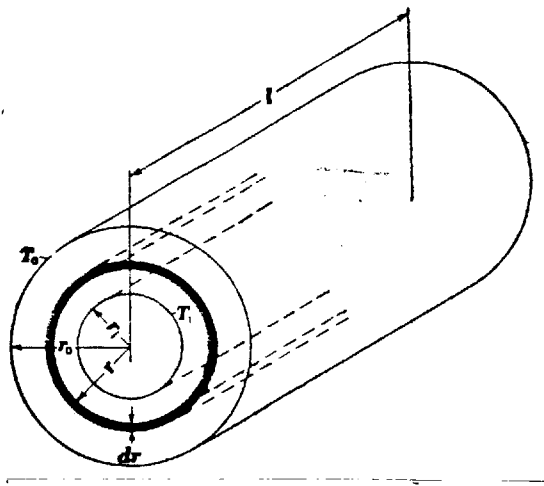


FIGURA N^o 2.3. DIAGRAMA QUE ILUSTRA LA NOMENCLATURA PARA LA CONDUCCION A TRAVES DE UN CILINDRO HUECO.

Donde r , es el radio y L la longitud del cilindro, por lo tanto, la rapidez del flujo de calor por conducción puede expresarse como

$$Q_k = -k2\pi rL(dT/dr) \quad (2.19)$$

Separando las variables e integrando entre T_e para r_e y T_i para r_i , se obtiene:

$$T_i - T_e = \frac{Q_k}{k2\pi L} \ln(r_e/r_i) \quad (2.20)$$

Despejando Q_k de la ecuación (2.15), se obtiene:

$$Q_k = \frac{T_i - T_e}{\frac{\ln(r_e/r_i)}{2 \pi kL}} \quad (2.21)$$

que es la ecuación para calcular la velocidad de conducción de calor a través de un cilindro hueco, por ejemplo un tubo. Una inspección de la ecuación (2.21), revela que la rapidez del flujo radial de calor varía directamente con la longitud del cilindro L , con la conductividad térmica K , con la diferencia entre las temperaturas de las superficies interior y exterior $T_i - T_e$, e integramente con el logaritmo natural de la proporción racional entre los radios exterior e interior r_e/r_i o de la proporción racional

entre los diámetros correspondientes D_e/D_i .

La distribución de temperatura en la pared curva se obtiene integrando la ecuación (2.19), desde el radio interior y la temperatura correspondiente, hasta un radio arbitrario r y su temperatura correspondiente T , o sea

$$\int_{r_i}^R \frac{Q_k}{k(2\pi L)} \frac{dr}{r} = - \int_{T(r)}^{T(R)} dT$$

Obteniendo como resultado

$$T(r) = T_i - \frac{T_i - T_e}{\ln(r_e/r_i)} \ln r/r_i$$

Por lo tanto, la temperatura dentro de un cilindro hueco es una función logarítmica del radio r , para algunas aplicaciones es útil tener la ecuación para la conducción del calor a través de una pared curva, en la misma forma que la ecuación (2.1) donde $L(dx) = r_e - r_i$, como el espesor a través -

del cual es conducido el calor y $A = \bar{A}$, igualando los segundos miembros de las ecuaciones (2.1) y (2.16), conduce a:

$$\frac{k\bar{A}\Delta T}{r_e - r_i} = \frac{2\pi kL\Delta T}{\ln(r_e/r_i)}$$

en la cual \bar{A} es:

$$\bar{A} = \frac{2\pi(r_e - r_i)L}{\ln(r_e/r_i)}$$

Observando que $2\pi r_e L = A_e$ y $r_e/r_i = A_e/A_i$, \bar{A} puede expresarse como sigue

$$\bar{A} = \frac{A_e - A_i}{\ln(A_e/A_i)} \quad (2.22)$$

El área \bar{A} definida por la ecuación (2.22), se llama área media logarítmica. Entonces, la rapidez de conducción de calor a través de un cilindro hueco, puede expresarse como:

$$Q_k = \frac{T_i - T_e}{(r_e - r_i)/k\bar{A}} \quad (2.23)$$

Para valores de $A_e/A_i < 2$, el área media aritmética $(A_e+A_i)/2$ y el área media logarítmica difieren aproximadamente en un 4% y la primera puede usarse con exactitud satisfactoria.

2.3.2. Coeficiente de transferencia de calor por convección

El coeficiente de transferencia de calor por convección es realmente una función complicada del flujo de fluidos, de las propiedades térmicas del medio fluido y de la geometría del sistema, como el modo de transferencia de energía por convección está íntimamente eslabonado al movimiento del fluido, antes de poder investigar el mecanismo de flujo de calor, uno de los aspectos más importantes del análisis hidrodinámico es establecer cuándo es laminar o turbulento el movimiento de un fluido. En el flujo laminar o sin remolinos, el fluido se mueve en capas y cada partícula de fluido sigue una trayectoria uniforme y continua, conservando una secuencia ordenada sin pasarse unas a otras, en contraste

con este movimiento ordenado, el movimiento de las partículas de un fluido en flujo turbulento se presenta en forma de remolinos - en donde las partículas tienen un movimiento al azar. Sin embargo, si se pudiera obtener un promedio estadístico del movimiento de un gran número de estas partículas, éste sería estable y regular, aunque la trayectoria de cualquier partícula individual es irregular en zig-zag, pero sobre una base estadística todo el movimiento del total de partículas del fluido, es regular y previsible, por otro lado, en el flujo turbulento, el mecanismo de conducción está modificado y ayudado por innumerables remolinos que acarrean masas de fluido a través de las líneas de corriente, por lo tanto, un incremento en la rapidez de mezclado o turbulencia incrementará también la rapidez del flujo de calor por convección.

El movimiento del fluido puede inducirse por dos procesos, el fluido puede ponerse en movimiento como un resultado de la diferencia de densidades debida a la variación

de temperaturas en el fluido, este mecanismo se llama convección libre o natural. - Cuando el movimiento es ocasionado por algún agente externo, tal como una bomba o un ventilador, se habla de convección forzada.

Existen cuatro métodos disponibles para el cálculo de coeficientes de transferencia de calor por convección:

- a. Análisis dimensional combinado con experimentos.
- b. Soluciones matemáticas exactas de las ecuaciones de capa frontera.
- c. Análisis aproximado de la capa frontera por métodos integrales.
- d. Analogía entre transferencia de calor , transferencia de masa y transferencia de cantidad de movimiento.

Las cuatro técnicas han contribuido con el conocimiento de la transferencia de calor por convección. El análisis dimensional es matemáticamente simple y ha encontrado un

dominio más amplio de aplicación, la principal limitación de este método es que - los resultados que se obtienen son incompletos y poco útiles sin datos experimentales, facilita la interpretación y extiende el dominio de aplicación de datos experimentales, correlacionándolos en términos de grupos adimensionales.

2.3.3. Transferencia de calor con aletas de sección transversal uniforme

Casí todo sistema térmico ambiental implica calentamiento o enfriamiento del aire atmosférico, en el invierno, el objetivo principal es el calentamiento mientras en el verano lo es el enfriamiento y la deshumidificación. Cuando durante el verano se controla la humedad es frecuentemente necesario algún calentamiento del aire, en esta sección trataremos primordialmente con los problemas de transferencia de calor en convección forzada y flujo turbulento del aire.

Podemos calentar o enfriar aire haciéndolo

por conductos que contienen serpentines, - los cuales consisten de tubos lisos o tubos que tienen aletas o superficies extendidas. La figura N^o 2.4., muestra dos tipos con aletas, la figura .2.4,a, emplea aletas en espiral mientras la figura 2.4.b., muestra algunas placas planas como aletas. El medio de calentamiento o enfriamiento circula por el interior de los tubos, mientras que el aire húmedo fluye por entre los tubos a través de las aletas.

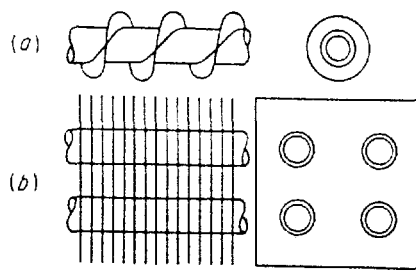


FIGURA N^o 2.4. ILUSTRACIONES ESQUEMATICAS DE TUBERIAS ALETADAS

Los tubos son comunmente de cobre, aluminio o bronce rojo; la superficie secundaria o aletada se hace de aluminio o cobre, usual-

mente las aletas están unidas mecánicamente a los tubos.

Los serpentines aletados son mucho más compactos, tienen mucho menor peso que los serpentines de tubos lisos de la misma capacidad y usualmente son menos costosos. El área secundaria de un serpentín aletado puede ser de diez a treinta o más veces la de uno de tubos lisos.

Los cambiadores de calor usados para el calentamiento o enfriamiento de aire húmedo pueden tener aletas de diferentes tipos sobre la superficie en contacto con el aire, trataremos con aletas de sección transversal constante, como las placas rectangulares, se usan frecuentemente también placas circulares, barras y varios tipos de espigas o costillas.

La adición de aletas a los tubos incrementa mucho el área de la superficie exterior, pero a expensas de disminuir la diferencia media de temperatura entre la superficie y

la corriente del aire. Mientras la resistencia térmica de un tubo liso puede ser despreciable, la resistencia térmica de la superficie extendida puede ser considerable.

Una cantidad significativa para evaluar la efectividad térmica de las aletas es la eficiencia de la aleta ϕ definida como:

$$\phi = \frac{T_{f,m} - T}{T_{f,b} - T} = \frac{\Delta T_{f,m}}{\Delta T_{f,b}} \quad (2.24)$$

Donde $T_{f,m}$ es la temperatura media de la aleta, $T_{f,b}$ es la temperatura en la base de la aleta y T es la temperatura de bulbo seco del aire.

En esta sección estudiaremos la eficiencia de varios tipos de superficies aletadas.

Deduciremos primero la eficiencia de una aleta de barra, que es matemáticamente el tipo más elemental. La figura N^o 2.5., muestra esquemáticamente una aleta de barra unida a un tubo. Supondremos (1) transfe-

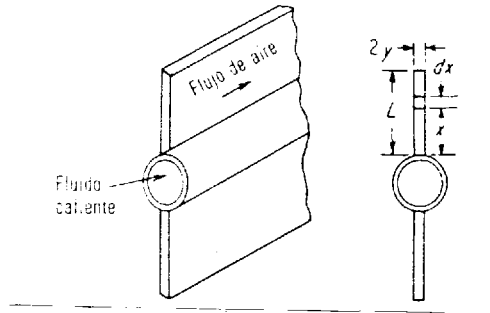


FIGURA N^o 2.5. ILUSTRACION ESQUEMATICA DE UNA ALETA DE BARRA.

rencia de calor en estado estacionario, (2) conductividad térmica constante de la aleta, (3) temperatura constante en la base - de la aleta, (4) conducción unidimensional de calor en la aleta, (5) transferencia - de calor despreciable en la cara exterior de la aleta, (6) temperatura uniforme de la corriente de aire y (7) coeficiente de convección para la superficie externa consta - tante $h_{c,e}$.

Para cualquier sección transversal de longitud unitaria en la figura N^o 2.5., tenemos:

$$q_f = -kA \frac{dT_f}{dx} = -2ky \frac{dT_f}{dx}$$

ó

$$- \int dq_f = -2ky \frac{d^2 T_f}{dx^2} dx = -2ky \frac{d^2 \Delta T_f}{dx^2} dx$$

pero:

$$- dq_f = -2h_{c,e} dx (T_f - T) = -2h_{c,e} dx \Delta T_f$$

O sea:

$$\frac{d^2 \Delta T_f}{dx^2} = \frac{h_{c,e}}{ky} \Delta T_f \quad (2.25)$$

La solución de la ecuación (2.25), con las condiciones: en $x = 0$, $\Delta T_f = \Delta T_{f,b}$ y en $x=L$, $d\Delta T_f/dx=0$, es

$$\Delta T_f = \Delta T_{f,b} \left(\frac{e^{p(L-x)} + e^{-p(L-x)}}{e^{pL} + e^{-pL}} \right) \quad (2.26)$$

Donde:

$$-p = \sqrt{h_{c,e} / ky} \quad \text{y} \quad \Delta T_{f,b} = T_{f,b} - T$$

La velocidad total de transferencia de calor para una aleta de longitud unitaria es

$$-q_f = 2h_{c,e} \int_0^L \Delta T_f dx \quad (2.27)$$

De la ecuación (2.26), tenemos:

$$-q_f = \frac{2h_{c,e} \Delta T_{f,b}}{p} \operatorname{tgh} pL \quad (2.28)$$

Por la definición de temperatura media de la aleta $T_{f,m}$

$$-q_f = h_{c,e} A_f (T_{f,m} - T) = 2h_{c,e} L \Delta T_{f,m} \quad (2.29)$$

Así de las ecuaciones (2.24), (2.28), y (2.29), la eficiencia de la aleta de barra es tá dada por:

$$\vartheta = \frac{\operatorname{tgh} pL}{pL}$$

La figura N° 2.6., muestra la eficiencia de una aleta de barra calculada por la ecuación (2.30), para valores de pL hasta 5, en los

cambiadores de calor se usan más comunmente aletas de placa circular que aletas de barra. La figura N^o 2.7., muestra dos aletas de placa circular esquemáticas. La aleta (a) tiene espesor uniforme mientras que la aleta (b) tiene un área de sección transversal constante.

Gardner resolvió las ecuaciones diferenciales de la distribución de temperatura en las aletas mostradas en la figura N^o 2.7., y calculó sus eficiencias.

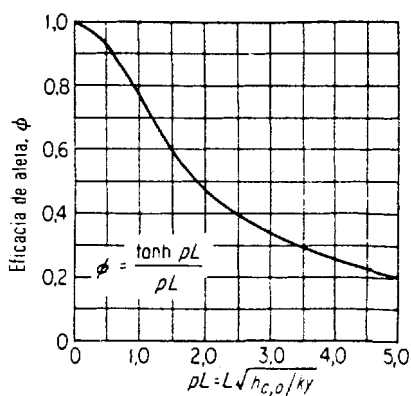


FIGURA N^o 2.6. EFICIENCIA DE UNA ALETA DE BARRA

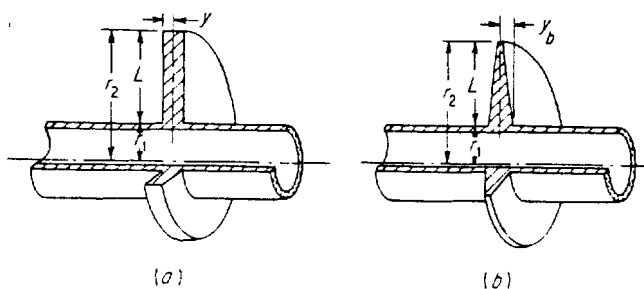


FIGURA N^o 2.7. ILUSTRACION ESQUEMATICA DE ALETAS DE PLACA CIRCULAR

Las figuras N^o 2.8 y 2.9 están tomadas del artículo de Gardner.

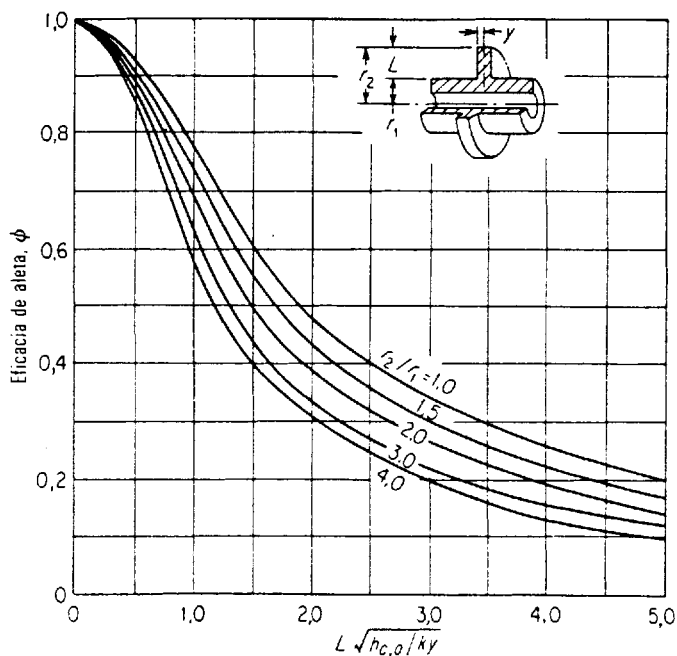


FIGURA N^o 2.8. EFICIENCIA DE UNA ALETA DE PLACA CIRCULAR DE ESPESOR UNIFORME.

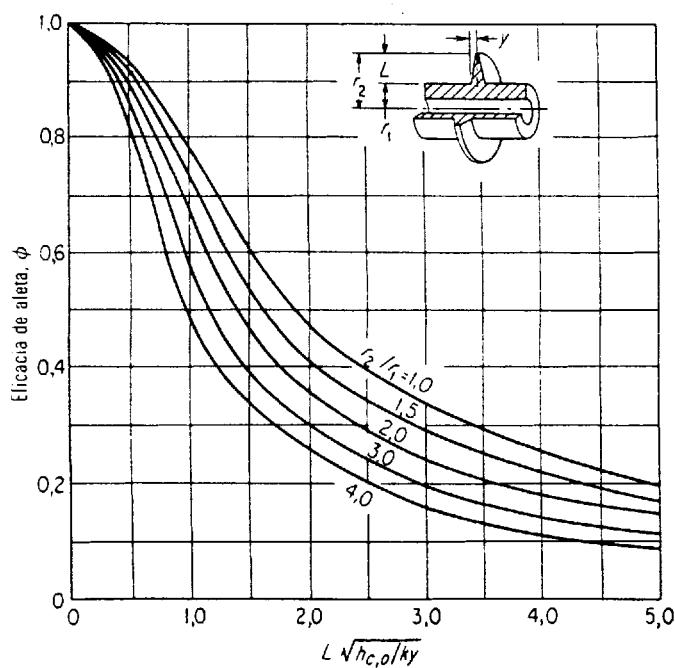


FIGURA N^o 2.9. EFICIENCIA DE UNA ALETA DE PLACA CIRCULAR DE AREA DE LA SECCION TRANSVERSAL CONSTANTE.

BIBLIOTECA

Para calentamiento o enfriamiento de aire se usan comunmente tubos aletados con placas rectangulares de espesor uniforme, como aletas. No es posible obtener matemáticamente una solución exacta para la eficiencia de ese tipo de aleta. Carrier y Anderson han demostrado que un método aproximado es suponer que una aleta correspondiente a cada tubo tiene igual rendimiento al de una aleta de placa circular de igual área. La figura N° 2.10., ilustra el método donde se calcula un radio exterior equivalente de aleta circular mediante.

$$r_2 = \sqrt{\frac{ac}{\pi}} \quad (2.31)$$

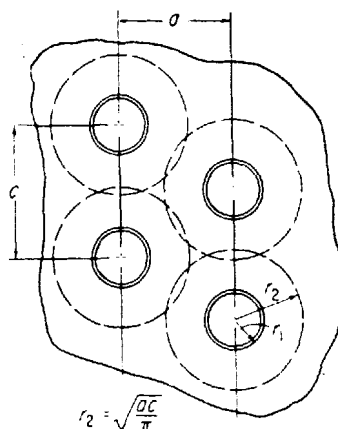


FIGURA N° 2.10. METODO DE APROXIMACION PARA TRATAR UNA ALETA DE PLACA RECTANGULAR DE ESPESOR UNIFORME EN FUNCION DE UNA ALETA DE PLACA CIRCULAR PLANA DE IGUAL AREA.

Después de determinar el radio equivalente exterior, se puede obtener la eficacia de la aleta usando la figura N° 2.8.

2.4. TRANSFERENCIA DE CALOR Y CAIDA DE PRESION DEL AIRE A TRAVES DEL SERPENTIN

En esta sección se considerará la transferencia de calor por convección forzada entre la superficie exterior de cuerpos con pendientes bruscas, tales como alambres, esferas, tubos y haces de tubos, con fluídos fluyendo perpendicularmente a los ejes de estos cuerpos, los fenómenos de transferencia de calor para estos sistemas, así como para aquellos en que un fluído fluye hacia adentro de un conducto o a lo largo de una placa, están íntimamente relacionados con la naturaleza del flujo. Las formas geométricas que son más importantes para el trabajo de ingenierías, son el cilindro largo y la esfera. Los fenómenos de transferencia de calor para estas dos formas en flujo transversal, han sido estudiados por varios investigadores.

2.4.1. Efecto del flujo transversal sobre un cilindro

Al fluir un fluído sobre un cilindro se

produce en la parte de adelante los puntos de estancamiento, en los cuales las partículas al chocar quedan en reposo y la presión en esta zona aumenta aproximadamente una carga de velocidad, por encima de la presión de la corriente libre que llega. En el punto de estancamiento del cilindro, el flujo se divide y se forma la capa frontera a lo largo de la superficie. Cuando el flujo pasa la superficie del cilindro el fluido se acelera, como puede verse por el amontonamiento de las líneas de corriente en la figura N^o 2.11., este patrón de flujo que se llama potencial de flujo, es para un fluido no viscoso en flujo irrotacional, que corresponde a un caso muy idealizado. La velocidad alcanza un máximo en ambos lados del cilindro y después cae otra vez a cero en el punto de estancamiento de la parte posterior.

Se ha encontrado que para la parte delantera del cilindro ($0 \leq \theta < 80^\circ$), la ecuación empírica para $h_{c\theta}$, valor de la conductancia por unidad de superficie en θ .

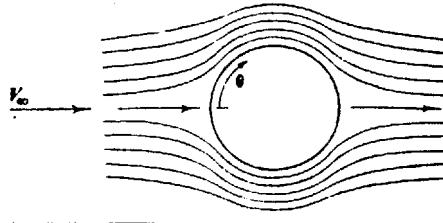


FIGURA N^o 2.11. LINEAS DE CORRIENTE PARA POTENCIAL DE FLUJO
SOBRE UN CILINDRO.

$$\frac{h_{c\theta} D_e}{K_f} = 1.14 \left(\frac{v_c D_e}{v_f} \right)^{1/2} Pr_f^{.4} (1 - (\theta/90)^3) \quad (2.32)$$

Concuerta satisfactoriamente con los datos experimentales, para aire la ecuación (2.32) puede enunciarse como sigue:

$$h_{c\theta} = .194 T_f^{.49} (v_c \rho_c / D_e)^{.5} (1 - (\theta/90)^3) \quad (2.32.a)$$

Debe ser claro, que la variación de la conductancia por unidad de superficie, alrededor de un cilindro o de una esfera, es un problema muy complejo, afortunadamente para muchas aplicaciones prácticas no es necesa

rio conocer el valor local de h , sino que es suficiente evaluar el valor promedio de la conductancia alrededor del cuerpo, el cual se puede obtener a partir de la ecuación

$$\frac{h_c D_e}{k_F} = c \left(\frac{V_c D_e}{\nu_f} \right)^n \quad (2.33)$$

Donde c y n son constantes empíricas cuyos valores numéricos varían con el número de Reynolds, como se muestra en la tabla 2.3.

TABLA N° 2.3.

COEFICIENTE PARA CALCULAR EL COEFICIENTE PROMEDIO DE TRANSFERENCIA DE CALOR DE UN CILINDRO, DENTRO DE UN GAS QUE FLUYE PERPENDICULAR A SU EJE.

Re_{Df}	c	n
0.4—4	0.891	0.330
4—40	0.821	0.385
40—4,000	0.615	0.466
4,000—40,000	0.174	0.618
40,000—400,000	0.0239	0.805

Para líquidos que fluyen sobre un solo tubo o un alambre, Mc Adams sugiere que para cal

cular la unidad de conductancia promedio, se multiplique el segundo miembro de la ecuación (2.33), por el factor $1.1 Pr_f^{.31}$, o que se use la ecuación

$$\frac{h_c D_e}{k_f} = (.35 + .56 \left(\frac{V_c D_e}{f} \right)^{.5}) Pr_f^{.31} \quad (2.34)$$

El coeficiente de arrastre para un simple tubo es definido por:

$$f = \frac{F/D}{1/2 v^2 \rho} \quad (2.35)$$

Donde F es la fuerza ejercida por unidad de longitud del tubo.

El efecto del arrastre en la disminución de presión en el fluido depende del área de sección transversal del flujo y puede ser rápidamente determinado.

Por ejemplo, un tubo es puesto transversalmente en un ducto rectangular de lados a y b , si el tubo es paralelo a el lado de longitud a , el arrastre total ejercido so

bre el es; $F_a = f(1/2)\rho v^2 d a$. La cual es equilibrada por la caída de presión p , aplicada sobre el área ab del ducto, o sea:

$$\Delta p a b = f(1/2)\rho v^2 d a$$

$$\Delta p = f(1/2)\rho v^2 d/b \quad (2.36)$$

La mayoría de los problemas de transmisión de calor involucran dos o más métodos de transferencia. Tales problemas deben analizarse en un aspecto general o global. Determinaremos dos datos importantes, el coeficiente global de transmisión de calor U y la diferencia media verdadera de temperatura ΔT_m .

La figura N° 2.12., muestra esquemáticamente dos fluidos separados por un tubo.

Consideremos una sección corta dL donde las diferentes temperaturas tengan valores constantes. Supondremos también estado estacionario en el que la velocidad de transferencia de calor en cada parte del sistema -

es la misma. Podemos escribir las siguientes ecuaciones para la velocidad de transferencia de calor:

$$dq = h_i dA_i (T_1 - T_2) = \frac{2\pi k (T_2 - T_3) dL}{\ln(D_e/D_i)} = h_e dA_e (T_3 - T_4) \quad (2.37)$$

El coeficiente h_i debe determinarse según el tipo de transferencia de calor existente, tal como convección forzada o un vapor condensante.

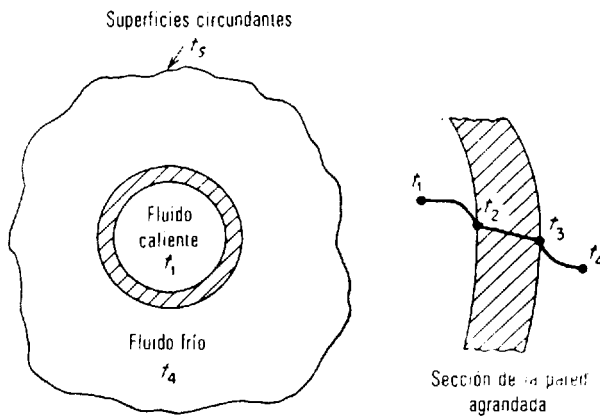


FIGURA N^o 2.12. ILUSTRACION ESQUEMATICA DEL COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR

Si el fluido frío en la figura N^o 2.12., es

un gas, por ejemplo, aire, h_0 debe ser un coeficiente combinado que incluya los efectos de radiación y convección.

Para estas condiciones podemos escribir

$$- dq = h_{c,e} dA_e (T_3 - T_4) + h_{r,e} dA_e (T_3 - T_s) = h_e dA_e (T_3 - T_4)$$

$$h_e = h_{c,e} + h_{r,e} \left(\frac{T_3 - T_s}{T_3 - T_4} \right) \quad (2.38)$$

Con $T_s = T_4$, lo cual es frecuentemente cierto,

$$h_e = h_{c,e} + h_{r,e} \quad (2.39)$$

Las igualdades de la ecuación (2.37), son inconvenientes, pues involucran las temperaturas superficiales de tubo T_2 y T_3 . Por definición, podemos escribir

$$dq = U_e dA_e (T_1 - T_4) \quad (2.40)$$

donde U_e es el coeficiente global de transferencia de calor, basado en la superficie exterior. Mediante las ecuaciones (2.37) y

— (2.40), podemos demostrar que:

$$\frac{1}{U_e} = \frac{dA_e}{h_i dA_i} + \frac{dA_e \ln(D_e/D_i)}{2\pi k dL} + \frac{1}{h_e}$$

Con las equivalentes $dA_i = \pi D_i dL$ y $dA_e = D_e dL$, tenemos:

$$- \frac{1}{U_e} = \frac{D_e}{D_i h_i} + \frac{D_e \ln(D_e/D_i)}{2k} + \frac{1}{h_e} \quad (2.41)$$

La cantidad $1/U_e$ puede denominarse resistencia térmica total R_t . Así mismo, Las magnitudes $D_e/D_i h_i$, $D_e \ln(D_e/D_i)/2k$ y $1/h_e$, son respectivamente, la resistencia de la superficie interior R_i , la resistencia de la pared del tubo R_p y la resistencia de la superficie exterior R_e . sea

$$1/U_e = R_t = R_i + R_p + R_e = \Sigma R \quad (2.42)$$

El concepto de resistencia total a la transferencia de calor es importante. Podemos encontrar la resistencia total como una suma de resistencias individuales. Para tubos metálicos, donde $D_i/D_e < .6$ la ecuación -

(2.41), puede simplificarse

$$U_e = \frac{1}{\frac{D_e}{D_i h_i} + \frac{x_p}{k} + \frac{1}{h_e}} \quad (2.43)$$

Donde x es el espesor del tubo $(D_e - D_i)/2$. Para una pared plana, la ecuación (2.43) se reduce a:

$$U_e = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{x_p}{k} + \frac{1}{h_e}} \quad (2.44)$$

Hasta ahora discusión de transmisión global de calor se ha reducido a una sección localizada en la cual se han supuesto temperaturas constantes. En cambiadores de calor finitos, las temperaturas del fluido pueden lógicamente variar.

La figura N° 2.13., muestra esquemáticamente un cambiador de calor en contracorriente que utilizaremos para derivar una expresión para la diferencia media logarítmica de temperatura. Supondremos que: (1) el coeficiente global de transmisión de calor es constante, (2) el flujo másico de cada fluido

es constante con el tiempo, (3) el calor específico de cada fluido es constante , (4) no hay cambio de fase en ningún fluido y (5) las pérdidas de calor del cambiador de calor al exterior son despreciables. Para cualquier localización podemos escribir

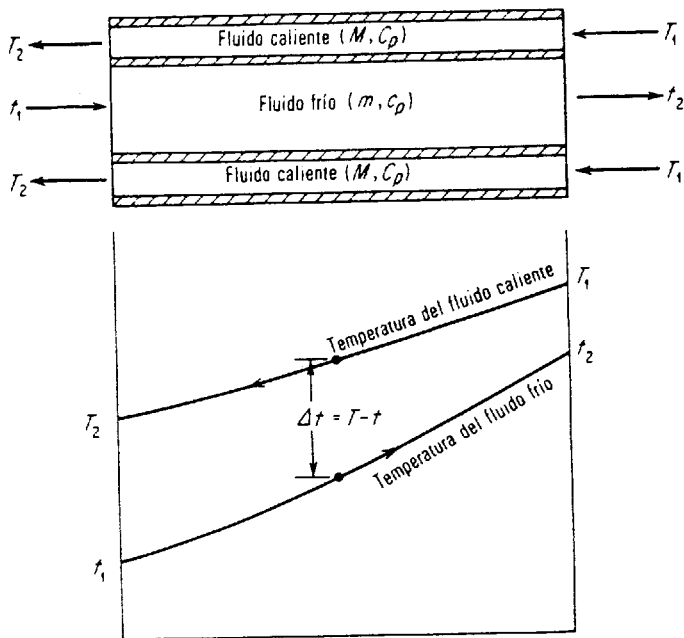


FIGURA N^o 2.13. CAMBIOS ESQUEMATICOS DE TEMPERATURA EN UN CAMBIADOR DE CALOR EN CONTRA-CORRIENTE

$$U_e dA_e (T-t) = mc_p dt$$

y

$$T = T_1 - \frac{mc_p}{MC_p} (t_2 - t)$$

o sea, obtenemos:

$$\frac{dt}{k_1 - k_2 t} = \frac{U_e dA_e}{mc_p} \quad (2.45)$$

donde:

$$K_1 = T_1 - \frac{mc_p}{MC_p} t_2$$

$$K_2 = 1 - \frac{mc_p}{MC_p}$$

La integración de la ecuación (2.45), da:

$$\ln\left(\frac{K_1 - K_2 t_1}{K_1 - K_2 t_2}\right) = K_2 \frac{U_e A_e}{mc_p}$$

Observando que:

$$\frac{mc_p}{MC_p} = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1}$$

y

$$q = mc_p (t_2 - t_1)$$

y sustituyendo los valores de K_1 y K_2 , según ecuaciones anteriores, tenemos

$$\ln\left(\frac{T_2-t_1}{T_1-t_2}\right) = \left[(T_2-t_1)-(T_1-t_2)\right] \frac{U_e A_e}{q} \quad (2.46)$$

por definición de Δt_m

$$q = U_e A_e \Delta t_m \quad (2.47)$$

O sea, de las ecuaciones (2.46) y (2.47)

$$\Delta t_m = \frac{(T_2-t_1)-(T_1-t_2)}{\ln\left(\frac{T_2-t_1}{T_1-t_2}\right)} = \frac{\Delta t_A - \Delta t_B}{\ln\left(\frac{\Delta t_A}{\Delta t_B}\right)} \quad (2.48)$$

La ecuación (2.48), muestra que para contra corriente pura, la verdadera diferencia de temperatura es la diferencia media logarítmica. La ecuación (2.50), también se aplica a flujo paralelo o a un cambiador de cualquier tipo donde una temperatura de cada fluido permanezca constante. tomando t_a como la diferencia mayor de temperatura en un extremo del cambiador de calor y t_b como la -

menor. Para otros casos como el flujo cruzado y donde ambas temperaturas de fluido cambian, se debe modificar la ecuación - (2.48).

La transferencia de calor en tubos aletados es complicada. Se debe, por supuesto modificar la expresión sencilla del coeficiente global de transferencia de calor que para un tubo liso se dedujo anteriormente. Adicionalmente, tenemos frecuentemente flujo cruzado de los fluidos, no siendo aplicable la diferencia media logarítmica de temperatura.

Diferencia media verdadera de temperatura en cambiadores de calor de flujo cruzado y tubos aletados

Con iguales áreas superficiales y para el mismo valor del coeficiente global de transferencia de calor, un cambiador de calor de contraflujo contracorriente o contraflujo como el que se muestra en la figura N^o 2.14., produce la máxima velocidad

dad de transferencia de calor entre dos -
fluidos.

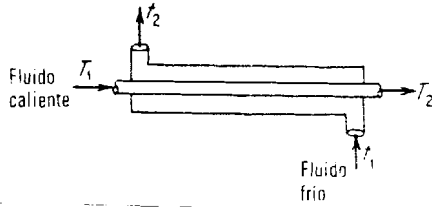


FIGURA N^o 2.14. ESQUEMA DE CAMBIADOR DE CALOR EN CONTRA-CORRIENTE.

Tal disposición de la más alta diferencia media de temperatura Δt_m entre los fluidos, ya se ha demostrado que para contra-flujo o contracorriente pura

$$\Delta t_{m,cf} = \frac{(T_2 - t_1) - (T_1 - t_2)}{\ln\left(\frac{T_2 - t_1}{T_1 - t_2}\right)} \quad (2.49)$$

que es la diferencia media logarítmica de temperatura.

Para un estudio más general de los cambiado

dores de calor es conveniente seguir el método de Bowman, Mueller y Nagle y expresar Δt_m en función de

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} \quad (2.50)$$

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} \quad (2.51)$$

De las ecuaciones (2.49) a la (2.51), obtenemos para contracorriente pura

$$\Delta t_{m,cf} = \frac{(t_2 - t_1)(R - 1)}{\ln\left(\frac{1 - P}{1 - RP}\right)} \quad (2.52)$$

Cuando uno de los fluidos es aire, generalmente no es práctico la contracorriente pura. El cambiador de calor más conveniente y económico es usualmente el de tubos alados que emplea alguna forma de flujo cruzado. La figura N^o 2.15., muestra esquemáticamente dos disposiciones.

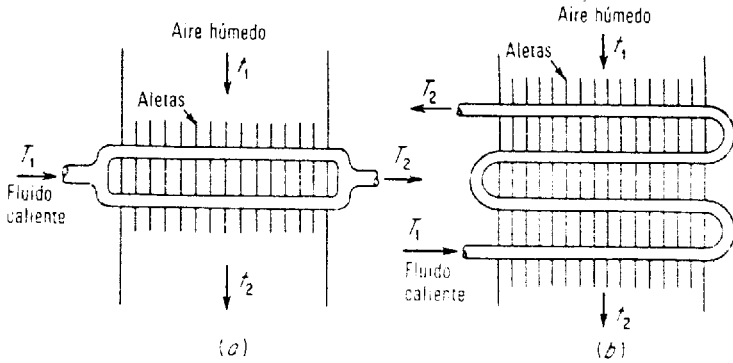


FIGURA N^o 2.15. DISPOSICION ESQUEMATICA DE FLUJO CRUZADO

La figura N^o2.15.a., muestra un cambiador de flujo cruzado puro con dos filas de tu bos; este tipo, con una o dos filas de tu bos, se usa comunmente en serpentines de vapor para calentamiento de aire. La figu ra N^o 2.15.b., muestra una disposici3n en contraflujo cruzado, con cuatro pasos de tubos. Este tipo con dos o m3s pasos de tubos se usa comunmente cuando dentro de los tubos pasa agua caliente o fr3a.

Como se ver3 m3s tarde, la diferencia me dia logar3tmica de temperatura es v3lida

en cambiadores de calor de flujo cruzado sólo cuando la temperatura de un fluido permanece constante (vapor en condensación, refrigerante en evaporación, etc.).

Por otro lado, las condiciones necesarias - para la deducción de la diferencia media logarítmica de temperatura, no existen cuando se emplea flujo cruzado.

Es conveniente expresar la diferencia media de temperatura Δt_m para un cambiador de flujo cruzado como:

$$\Delta t_m = F \Delta t_{m,cf} \quad (2.53)$$

Donde F es un factor de corrección y $\Delta t_{m,cf}$ es la diferencia media logarítmica de temperatura para contraflujo puro. Se han publicado soluciones de la ecuación (2.53), sólo para un número limitado de disposiciones en flujo cruzado. Se hará ahora la deducción - de F en el caso sencillo de flujo cruzado - puro, y una fila de tubos, como se muestra en la figura N° 2.16.

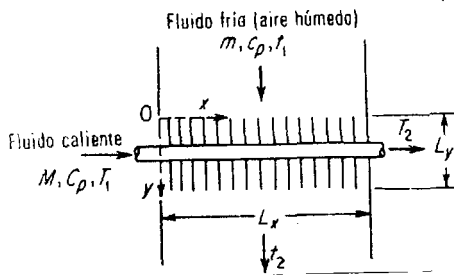


FIGURA N^o 2.16. ILUSTRACION ESQUEMATICA DE FLUJO CRUZADO PURO POR UNA FILA DE TUBOS.

Supondremos que (1) el coeficiente global de transferencia de calor U_e es constante, (2) la velocidad másica de cada fluido es constante, (3) el calor específico de cada fluido es constante, (4) ningún fluido sufre cambios de fase, y (5) las pérdidas de calor al exterior son despreciables.

Se supone que el fluido caliente que pasa por dentro de los tubos está totalmente mezclado en cualquier plano normal a su dirección de flujo. O sea, la temperatura del fluido caliente T varía sólo en la dirección x . Sin embargo, la temperatura del fluido frío t varía en las dos direc-

ciones x e y y puesto que las aletas evitan el mezclado en un plazo normal al flujo. La temperatura final del fluido frío t_2 es el resultado de la mezcla de las distintas corrientes separadas al terminarse la superficie de transferencia de calor.

Consideraremos primero como la temperatura de fluido frío varía a lo largo de un plano en la dirección y y para un elemento de la superficie de transferencia de calor. Podemos escribir para la dirección y

$$U_e dA_e (T-t) = m \frac{dx}{L_x} c_p dt, \text{ pero:}$$

$$dA_e = A_e (dx/L_x) (dy/L_y). \text{ Así}$$

$$\int_{t_1}^{t'} \frac{dt}{T-t} = \frac{U_e A_e}{m c_p L_y} \int_0^{L_y} dy \quad (2.54)$$

La solución de la ecuación (2.54), para la temperatura t' del fluido que sale del cambiador de calor y para una tira de anchura dx es

$$t' = t_1 + (T-t_1) (1-e^{-K3}) \quad (2.55)$$

Donde:

$$K3 = U_e A_e / mc_p \quad (2.56)$$

Veamos ahora como varía la temperatura del fluido en la dirección x . Podemos escribir

$$-MC_p dT = m \frac{dx}{L_x} c_p (t' - t_1) \quad (2.57)$$

Con la ecuación (2.57).

$$\int_{T_1}^{T_2} \frac{dT}{T - t_1} = - \frac{mc_p}{MC_p} \frac{(1 - e^{-K3})}{L_x} \int_0^{L_x} dx \quad (2.58)$$

La solución de la ecuación (2.58) para la temperatura T_2 del fluido caliente a la salida del cambiador es

$$T_2 = T_1 - (T_1 - t_1) (1 - e^{-K4}) \quad (2.59)$$

Donde:

$$K4 = \frac{mc_p}{MC_p} (1 - e^{-K3}) \quad (2.60)$$

Puesto que:

$$mc_p(t_2 - t_1) = MC_p(T_1 - T_2)$$

tenemos:

$$t_2 = t_1 + \frac{MC_p}{mc_p} (T_1 - t_1) (1 - e^{-K4}) \quad (2.61)$$

Así, las ecuaciones (2.59) y (2.61), permiten calcular las temperaturas finales de los fluidos.

Desarrollaremos ahora una expresión para la diferencia media de temperatura Δt_m entre los fluidos. De las ecuaciones (2.50), (2.51), (2.59), (2.60)

$$e^{-K4} = 1 - RP$$

Y

$$-K4 = R(1 - e^{-K3})$$

O sea,

$$-e^{K3} = \frac{R}{R + 1 \ln(1 - RP)} \quad (2.62)$$

Pero,

$$K3 = U_e A_e / mc_p = (t_2 - t_1) / \Delta t_m \quad (2.63)$$

De las ecuaciones (2.62) y (2.63)

$$\Delta t_m = \frac{t_2 - t_1}{\frac{R}{\ln\left(\frac{R+1}{1-RP}\right)}} \quad (2.64)$$

y de las ecuaciones (2.52), (2.53) y (2.64)

$$F = \frac{\Delta t_m}{\Delta t_{m,cf}} = \frac{\ln\left(\frac{1-P}{1-RP}\right)}{(R-1) \ln\left(\frac{R}{R+1 \ln(1-RP)}\right)} \quad (2.65)$$

La ecuación (2.65) muestra que el factor de corrección F es función sólo de los parámetros R y P .

Bowman, Mueller y Nagle han dado soluciones de la ecuación (2.53), para el factor de corrección F en cambiadores de calor con diferentes disposiciones. En las figuras N° 2.17 a 2.19, se muestran tres de sus soluciones.

La figura N^o 2.17., ilustra la solución - de la ecuación (2.67), para el cambiador de calor de flujo cruzado y un solo paso de la figura N^o 2.16.

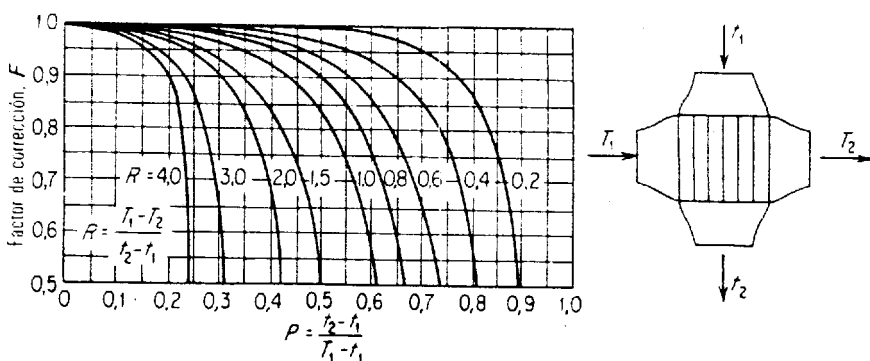


FIGURA N^o 2.17. FACTOR DE CORRECCION F , PARA UN CAMBIADOR DE CALOR DE FLUJO CRUZADO DE UN PASO, UN FLUIDO MEZCLADO Y EL OTRO SIN MEZCLAR.

La figura N^o 2.18., muestra el factor para un cambiador de calor de flujo cruzado y un solo paso donde ningún fluido se mezcla. La figura N^o 2.18., se aplica en casos si milares a los de la figura N^o 2.15.a., que tienen varias filas de tubos. La figura - N^o 2.19., muestra el factor de corrección

para un cambiador de calor de flujo cruzado con dos pasos de tubos, donde un fluido se mezcla y el otro no se mezcla, excepto en tre los pasos. La figura N^o 2.19, se aplica aproximadamente a un cambiador de calor del tipo mostrado en la figura N^o 2.15.b., que tiene dos pasos de tubos. En la figura N^o 2.15.b., el aire no se mezcla entre los pa sos de tubos y el factor de corrección F po drá ser ligeramente mayor que el dado por la fi gu ra N^o 2.19. Podemos estimar que pa ra cambiadores de calor de flujo cruzado - que tienen más de dos pasos de tubos. F es tá dentro del valor dado por la figura N^o 2.19., y la unidad.

Se demostrará ahora que si la temperatura - de un fluido permanece constante se puede - aplicar la diferencia media logarítmica de temperatura sin importar el tipo de dispo si ci ón del cambiador. Analizando de nuevo el cambiador de la figura N^o 2.16., pero suponiendo que la temperatura de fluido caliente T es constante.

La temperatura del fluido frío t variará -

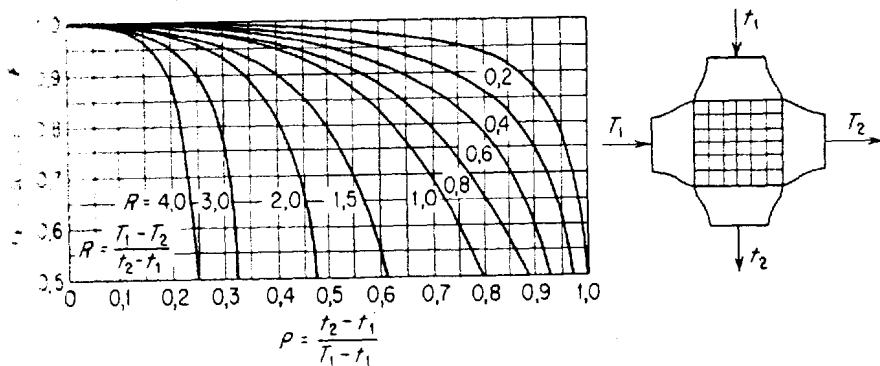


FIGURA N^o 2.18. FACTOR DE CORRECCION F , PARA UN CAMBIADOR DE CALOR DE FLUJO CRUZADO DE UN SOLO PASO, CON AMBOS FLUIDOS SIN MEZCLAR

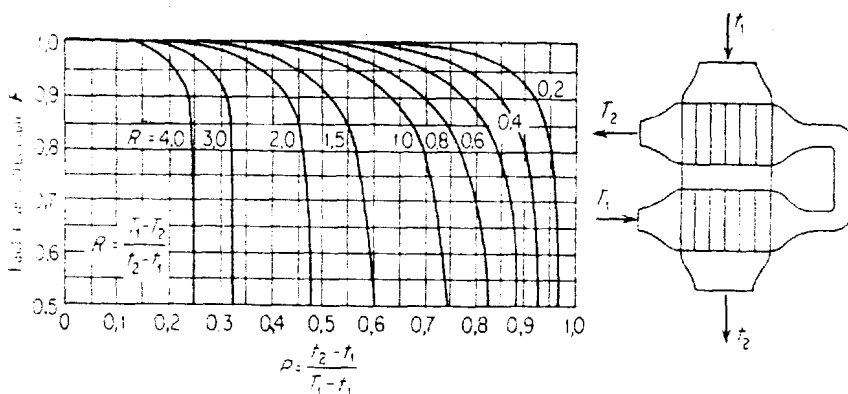


FIGURA N^o 2.19. FACTOR DE CORRECCION F , PARA UN CAMBIADOR DE CALOR DE FLUJO CRUZADO DE DOS PASOS, UN FLUIDO MEZCLADO Y EL OTRO SIN MEZCLAR.

sólo en la dirección y . La solución de la ecuación (2.54) será:

$$t_2 = t_1 + (T-t_1)(1-e^{-K\Delta z}) \quad (2.66)$$

Si hubiera más de un paso de tubo, podríamos demostrar fácilmente que también se aplica la ecuación (2.66), reemplazando $K\Delta z$ por $nK\Delta z$ donde n es el número de pasos de tubos. Más aún, si la temperatura del fluido dentro de los tubos permanece constante, no importa la disposición de los pasos de tubos (contraflujo, flujo cruzado, etc.)

De la ecuación (2.66)

$$e^{-K\Delta z} = \frac{T-t_1}{T-t_2} \quad (2.67)$$

y

$$K\Delta z = U_e A_e / mc_p = (t_2 - t_1) / \Delta t_m = \ln\left(\frac{T-t_1}{T-t_2}\right) \quad (2.68)$$

Así, cuando la temperatura de un fluido per

manece constante:

$$\Delta t_m = \frac{t_2 - t_1}{\ln\left(\frac{T - t_1}{T - t_2}\right)} = \frac{(T - t_1) - (T - t_2)}{\ln\left(\frac{T - t_1}{T - t_2}\right)} \quad (2.69)$$

Coeficiente global de transferencia de calor de un cambiador de calor de tubos aletados - secos

Los problemas de diseño con cambiadores de calor de tubos aletados implican la solución de la ecuación

$$q = U_e A_e \Delta t_m \quad (2.70)$$

Investigaremos ahora como calcular el coeficiente global de transferencia de calor U_e - donde supondremos que las superficies de las aletas están secas.

La figura N° 2.20., ilustra esquemáticamente una sección de un tubo aletado de un cambiador de calor. Supondremos (1) transferencia

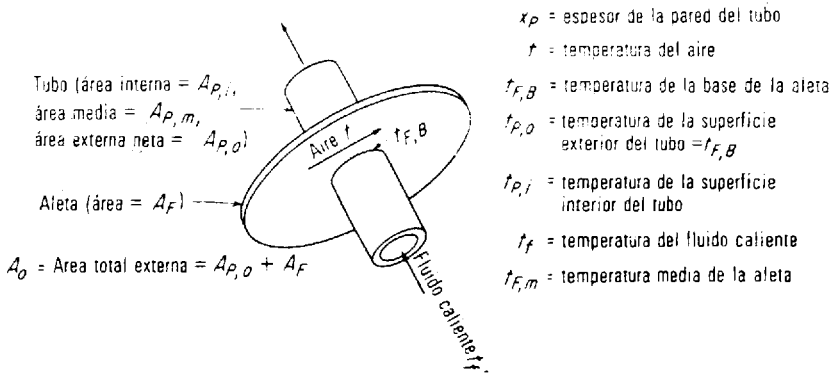


FIGURA N^o 2.20. ILUSTRACION ESQUEMATICA DE UN TUBO ALETADO DE UN CAMBIADOR DE CALOR.

de calor en estado estacionario y (2) resistencia de contacto despreciable entre la base de la aleta y el tubo ($t_{f,b} = t_{p,e}$). Podemos escribir las siguientes ecuaciones para la velocidad de transferencia de calor.

$$q = h_i A_{p,i} (t_t - t_{p,i}) \quad (2.71)$$

$$q = \frac{k_p A_{p,m} (t_{p,i} - t_{p,e})}{x_p} \quad (2.72)$$

$$q = h_{c,e,p} A_{p,e} (t_{p,e} - t) + h_{c,e,f} A_f (t_{f,m} - t) \quad (2.73)$$

$$q = U_e A_e (t_t - t) \quad (2.74)$$

De las ecuaciones (2.24) y (2.73) y suponiendo que $h_{c,e,p} = h_{c,e,f} = h_{c,e}$, tenemos

$$q = h_{c,e} (A_{p,e} + \phi A_f) (t_{p,e} - t) \quad (2.75)$$

De las ecuaciones (2.71), (2.72), (2.74) y (2.75); obtenemos

$$U_e = \frac{1}{\frac{A_e}{A_{p,i} h_i} + \frac{A_{e,exp}}{A_{p,m} k_p} + \frac{1 - \phi}{h_{c,e} (A_{p,e} / A_f + \phi)} + \frac{1}{h_{c,e}}} \quad (2.76)$$

La ecuación (2.76), muestra que para un cambiador de calor de dimensiones conocidas podemos calcular el coeficiente global U_e si conocemos los coeficientes de transferencia de calor h_i y $h_{c,e}$, la conductividad térmica del tubo k_p y la eficiencia de la aleta ϕ .

2.4.2. Flujo transversal en haces de tubos

La evaluación de la conductancia de convección entre un haz de tubos y un gas fluyendo en ángulo recto respecto a los tubos, es un proceso importante en el diseño y análisis de funcionamiento de muchos tipos comerciales de cambiadores de calor, por - ejemplo hay un gran número de calentadores de gas en los que el fluido caliente, dentro de los tubos, calienta al gas que pasa sobre haces de tubos.

La transferencia de calor en el fluido sobre haces de tubos, depende principalmente del patrón del flujo y del grado de turbulencia, los que a su vez, son funciones de la velocidad del fluido y del tamaño y disposición de los tubos, en línea o escalonados.

Fijando la atención sobre un tubo de la - primera hilera del arreglo en línea, se ve que la capa frontera se separa de ambos lados del tubo y forma una estela atrás de ella, la estela turbulenta se extiende haca

cia el tubo colocado en la segunda hilera transversal, como resultado de la elevada turbulencia en las estelas, las capas - frontera alrededor de los tubos en la segunda hilera y en las subsecuentes, progresivamente hacen más delgadas, por lo tanto es de esperarse que el flujo turbulento, los coeficientes de transferencia de calor de los tubos de la primera hilera - sean más pequeños que los coeficientes de transferencia de calor de los tubos en - las hileras subsecuentes. Para un arreglo escalonado de tubos muy juntos, el tamaño de la estela turbulenta atrás de cada tubo es un poco más pequeña que para un - arreglo similar en línea. Los experimentos sobre varios tipos de arreglos de tubos han probado que, para unidades prácticas, la relación entre la transferencia - de calor y la disipación de la energía, depende principalmente de la velocidad del fluido, del tamaño de los tubos y de la distancia entre los tubos.

Las ecuaciones disponibles para el cálculo de coeficiente de transferencia de ca

lor en flujo sobre haces de tubos, están basados enteramente sobre datos experimentales, porque el patrón de flujo es demasiado complejo para ser tratado analíticamente, en ambos arreglos, la transición de flujo laminar a flujo turbulento, principia en un número de Reynolds basado en la velocidad y en el área mínima de flujo, de alrededor de 200 y el flujo llega a ser completamente turbulento en un número de Reynolds de alrededor de 6000. Para cálculos de ingeniería, es de principal importancia el coeficiente promedio de transferencia de calor del haz de tubos completo, es necesario seleccionar una velocidad de referencia, puesto que la rapidez del fluido varía a lo largo de su trayectoria, la velocidad que se usa para construir el número de Reynolds para flujo sobre un haz de tubos, se basa en el área mínima libre disponible para el fluido, sin importar si esta área ocurre transversal o diagonal a las aberturas.

En los cambiadores de calor se usan frecuen

temente haces de tubos cilíndricos poco espaciados. En esta situación las estelas de los tubos localizados aguas arriba ejercen influencia sobre la rapidez de transferencia de calor y las características del flujo sobre los tubos situados aguas abajo. Para los primeros tubos se presentan variaciones de tubo a tubo y después no hay cambios perceptibles.

El tipo de arreglo es otro factor de influencia; en la figura N^o 2.21, se muestran los dos arreglos más comunes.

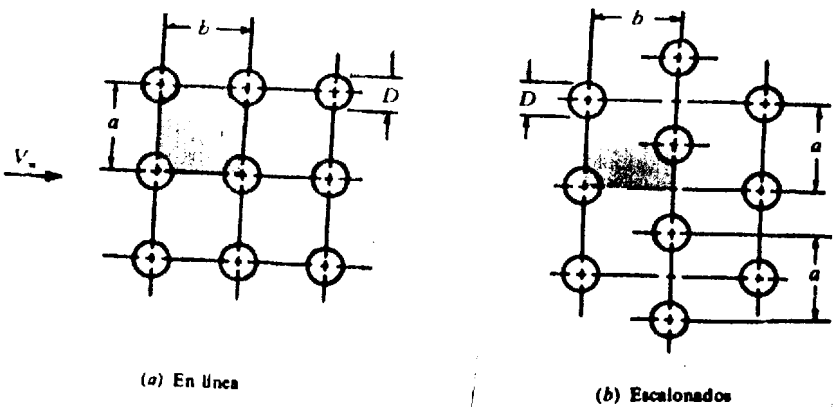


FIGURA N^o 2.21. DISPOSICION DE LOS TUBOS EN UN BANCO, Y LA CELDA DE LOS TUBOS.

En relación con las celdas unitarias sombreadas en la figura N^o 2.19., se observa que el pasaje mínimo para haces de tubos en línea es igual a A-D, de modo que por continuidad.

$$v_{\text{máx}} = \frac{v_c a}{a - D}$$

Para haces escalonados, el pasaje mínimo es el menor valor entre $(a - D)/2$ y $\sqrt{(a/2)^2 + b^2} - D$ (la diagonal) y $v_{\text{máx}}$ es igual a $(v_c a/2)$ dividido por este menor valor.

Para flujo turbulento esto es $Re > 6000$, sobre haces o caños, sin importar si están escalonados o en línea, los datos experimentales de transferencia de calor concuerdan bien con la siguiente ecuación.

$$\frac{h_c D_e}{k_f} = .33 C_h Re^{.8} Pr^{.3} \quad (2.77)$$

El valor del coeficiente empírico C_h depende de la disposición de los tubos y del nú

mero de Reynolds.

Fishenden y Saunders, evaluaron C_h extendiendo los experimentos de Hoge, Pierson, Grimison, Kuznetzkof y Lokshin, para razones en el dominio de 1.25 a 3.0 de paso longitudinal o transversal a diámetro. Encontraron que para razones paso/diámetro entre 1.25 y 1.5, dominio de interés práctico para cambiadores de calor, el valor de C_h no se desvía más del 10 % de la unidad para cualquier disposición de los tubos en prueba, por lo tanto, para cálculos preliminares, la ecuación (2.78) es satisfactoria.

La caída de presión por rozamiento en $\text{lbf}/\text{pie}^2 \Delta p$, para flujo sobre un haz de tubos, puede calcularse a partir del factor de fricción o coeficiente de fricción en términos del número de Reynolds, Chilton y Genereaux han expresado este valor como sigue:

Para tubos escalonados y flujo viscoso ($Re < 100$):

$$f = 26.5/Re$$

$$\Delta p = 53 (v_{\text{m\acute{a}x}} \mu L / D_e^2) \quad (2.78)$$

Para tubos escalonados y flujo turbulento -
($Re > 45$) :

$$f = .75 (D_c v_{\text{m\acute{a}x}} \rho / \mu)^{-.2}$$

$$\Delta p = .0945 m \cdot^8 v_{\text{m\acute{a}x}}^{1.8} \mu \cdot^2 N / D_c \cdot^2 \quad (2.79)$$

Para tubos en línea y flujo turbulento:

$$f = .33 (D_c v_{\text{m\acute{a}x}} \rho / \mu)^{-.2}$$

$$\Delta p = 2f \rho v_{\text{m\acute{a}x}}^2 N \quad (2.80)$$

Donde:

D_c = es el claro, entre tubo transversalmente en metro

N = es el número de hileras de tubos en la dirección del flujo.

En las ecuaciones (2.78), (2.79) y (2.80), tanto la densidad y viscosidad deben evaluar

se a la temperatura de corrección T_c .

Para calentamiento del fluido,

$$T_c = T_a + .2 \Delta T$$

Para enfriamiento del fluido,

$$T_c = T_a - .32\Delta T$$

Donde T_a = es la temperatura media de las -
temperaturas de entrada y salida; y ΔT es la
diferencia media logarítmica de temperatura
entre el fluido y la pared del tubo.

C A P I T U L O I I I

REFRIGERANTES

3.1. DEFINICION

En este capítulo trataremos con los medios de trabajo usados en sistemas de refrigeración por compresión, tales medios se denominan refrigerantes. Son muchas las sustancias que pueden ser usadas como refrigerantes, incluyendo hidrocarburos halogenados , mezclas aceotrópicas, hidrocarburos, compuestos inorgánicos y sustancias orgánicas no saturadas.

Un refrigerante es un medio de transmisión del calor que absorbe calor al evaporarse a baja temperatura y lo cede al condensarse a alta temperatura y presión.

Hidrocarburos halogenados.- El grupo de los hidrocarburos halogenados comprende refrigerantes que contienen uno o más de los tres halógenos; cloro ,

fluor y bromo, la designación numérica, el nombre químico, la fórmula química de los miembros de este grupo utilizados comercialmente se dan en la tabla 3.1. Estos refrigerantes se venden con los nombres comerciales de Freon, Genetron, Isotron y Arcton. El sistema de numeración de este grupo - sigue la siguiente regla: el primer dígito a partir de la derecha es el número de átomos de fluor en el compuesto, el segundo dígito es uno más que el número de átomos de carbono del compuesto, cuando el último dígito es cero se omite.

TABLA 3.1.
REFRIGERANTES HIDROCARBUROS HALOGENADAS

Designación numérica	Nombre químico	Fórmula química
11	Tricloromonofluormetano	CCl_3F
12	Diclorodifluormetano	CCl_2F_2
13	Monoclorotrifluormetano	CClF_3
22	Monoclorodifluormetano	CHClF_2
30	Cloruro de metileno	CH_2Cl_2
40	Cloruro de metilo	CH_3Cl
113	Triclorotrifluoretano	$\text{CCl}_3\text{FCClF}_2$
114	Diclorotetrafluoretano	$\text{CClF}_2\text{CClF}_2$
114a	Diclorotetrafluoretano	CCl_2FCF_2
152a	Difluoretano	CH_2CHF_2

Mezclas aceotrópicas.- Una mezcla aceotrópica de dos sustancias es una mezcla que no se puede separar en sus componentes por destilación, una mezcla aceotrópica se evapora y se condensa como una sustancia simple con propiedades que son diferentes de las de sus constituyentes, la única mezcla aceotrópica comercial es el refrigerante 500, que es una mezcla de refrigerante 12 y refrigerante 152a en una proporción de 73,8 y 26,2 por ciento en peso, respectivamente.

Hidrocarburos.- Algunos hidrocarburos se utilizan como refrigerantes especialmente para uso en las industrias del petróleo y petroquímica, estos refrigerantes se presentan en la tabla 3.2.

TABLA 3.2.

HIDROCARBUROS REFRIGERANTES

Designación numérica	Nombre químico	Fórmula química
50	Metano	CH_4
170	Etano	CH_3CH_3
290	Propano	$\text{CH}_3\text{CH}_2\text{CH}_3$

Compuestos inorgánicos.- Muchos de los primitivos refrigerantes eran compuestos inorgánicos de los

cuales siguen todavía utilizándose, estos compuestos se relacionan en la tabla 3.3.

TABLA 3.3.
REFRIGERANTES INORGANICOS

Designación numérica	Nombre químico	Fórmula química
717	Amoniacó	HN_3
718	Agua	H_2O
729	Aire	
744	Anhidrido carbónico	CO_2
764	Anhidrido sulfuroso	SO_2

Sustancias orgánicas no saturadas.- Dos refrigerantes raramente utilizados son compuestos orgánicos no saturados: refrigerante 1150, etileno y refrigerante 1270, propileno.

3.2. CARACTERISTICAS

Antes de proceder a estudiar compuestos definidos , examinaremos las propiedades que un refrigerante debería poseer, el refrigerante ideal debería tener - como mínimo las siguientes características:

1. Presiones de evaporación positivas. Las presiones de evaporación positivas impiden la posible infiltración de aire atmosférico dentro del sistema durante el trabajo.
2. Presiones de condensación moderadamente bajas . Esta característica permite el uso de equipo y tuberías ligeros en el lado de la alta presión del sistema.
3. Temperatura crítica relativamente alta. La temperatura crítica del refrigerante debe ser bastante más alta que las temperaturas de condensación normales para impedir exigencias indebidas de presión.
4. Baja temperatura de congelación. La temperatura de congelación debe ser lo suficientemente baja para que el refrigerante no pueda solidificarse durante el trabajo normal.
5. Bajo costo del refrigerante. Esta característica tendrá significado según el tamaño del sistema. El costo del refrigerante no será factor importante cuando la cantidad del material es sólo de unas pocas onzas, como el caso de un re

frigerador doméstico.

6. Alto calor latente de vaporización. Un alto calor latente de vaporización significa un alto efecto refrigerante por kilogramo de refrigerante circulando, esta característica es deseable, aunque - en sistemas muy pequeños puede ocasionar flujos de refrigerantes muy reducidos, lo que ocasiona problema de control.
7. Inactividad y estabilidad.- El refrigerante debe ser inerte a reacciones con los materiales del sistema, no debe ser corrosivo en presencia del agua, debe ser enteramente estable en su constitución química, en todo intervalo de condiciones de operación.
8. Alta resistencia dieléctrica del vapor.-Esta característica es importante en unidades de compresión herméticamente selladas, donde el vapor refrigerante puede estar en contacto con los arrollamientos del motor.
9. Buenas características de transferencia de calor. Esta propiedad es muy general, pues incluye propiedades como densidad, calor específico, conductividad térmica y viscosidad, altos coeficientes de transferencia de calor reducen la superficie requerida en los cambiadores.

10. Solubilidad satisfactoria en aceite.- Esta característica es importante ya que en muchos sistemas el refrigerante tiene contacto directo con el aceite lubricante, algo de aceite puede ir al refrigerante y viceversa, sin que vaya en solución.
11. Baja solubilidad en agua.- Esta propiedad es importante ya que es muy difícil de eliminar la humedad en el sistema, los dos efectos principales que acarrea la humedad en un sistema de refrigeración son la corrosión y la congelación de los dispositivos de expansión, por lo que la humedad es altamente destructivos para las válvulas, juntas y partes metálicas.
12. No toxicidad.- El refrigerante no debe ser venenoso para los seres humanos, la toxicidad de un refrigerante es una característica relativa que depende de: a) Concentración o porcentaje de vapor en el aire y b) duración de la exposición.
13. No irritabilidad.- Esta característica importante a las personas expuestas a los vapores refrigerantes, el vapor no deberá irritar ojos, nariz, pulmones o piel.
14. No inflamabilidad.- El vapor no deberá arder ni

sufrir combustión a ninguna concentración con el aire atmosférico.

15. Detención fácil de fugas. - Las fugas en las líneas refrigerantes y equipos deberán ser detectables por un método simple y positivo.

Desafortunadamente, no se dispone de un solo compuesto que pueda ser absolutamente satisfactorio en todos los sistemas de refrigeración. Encontramos que algunos refrigerantes son muy convenientes para aplicaciones particulares e indeseables para otras, cuando un sistema de refrigeración está siendo instalado, algunos refrigerantes pueden escaparse durante la operación normal de carga. La seguridad es un factor importante y relativo, los diferentes gases y vapores tienen diferentes propiedades tóxicas, una persona puede asfixiarse por falta de oxígeno en una alta concentración de gas que es catalogado como no tóxico o inerte. Por lo cual se ha clasificado a los refrigerantes en grupos tóxicos del 1 al 6, el grupo 1 es el más tóxico, y el grupo 6 el menos tóxico. Los efectos dañinos del gas en el grupo 6 son debidos más por la falta de oxígeno que por el efecto fisiológico del gas, la tabla 3.4., listas los efectos de algunos refrigerantes de estos seis grupos.

Tabla 3-4 Riesgos comparativos de los refrigerantes comunes.

Nombre	Fórmula	Aviso	Grupo Tóxico	Temperatura aparente de ignición °F	Rango explosión % por volumen	Máxima presión explosión lb/plg
Amonio	NH ₃	Si	2	1204	16-25	50
Mezcla azeotrópica de diclorodifluorometano y difluoretano (Carréne-7)		No	5	727	poco flamable	
Butano	C ₄ H ₁₀	No	5	806	1.6-6.5	105
Dioxido de carbono	CO ₂	No	5	---	no flamable	
Tetracloro de carbono	CCl ₄	Si	3	---	no flamable	
Dicloroetileno	C ₂ H ₂ Cl ₂	No	4	860	5.6-11.4	76
Diclorodifluorometano (Freon 12, Genetron 12, Isotron 12)	CCl ₂ F ₂	No	6	---	no flamable	
Dicloromonofluorometano (Freon 21)	CHCl ₂ F	Si	4-5	1026	poco flamable	
Diclorotetrafluoretano (Freon 114)	C ₂ Cl ₂ F ₄	No	6	---	no flamable	
Etano	C ₂ H ₆	No	5	950	3.3-10.6	105
Bromo etilo	C ₂ H ₅ Br	No	4	952	6-11	26
Cloro etilo	C ₂ H ₅ Cl	Si	4-5	966	3.7-12	87
Bromo metilo	CH ₃ Br	No	2	998	poco flamable	
Cloro metilo	CH ₃ Cl	No	4	1170	8.1-17.2	69
Formato metilo	C ₂ H ₄ O ₂	Si	3	853	4.5-20	96
Cloro metileno	CH ₂ Cl ₂	Si	4-5	1224	poco flamable	
Monoclorodifluorometano (Freon 22, Genetron 22, Isotron 22)	CHClF ₂	No	5	1170	poco flamable	
Propano	C ₃ H ₈	No	5	874	2.3-7.3	105
Dioxido sulfuro	SO ₂	Si	1	---	no flamable	
Tricloromonofluorometano (Freon 11, Genetron 11)	CCl ₃ F	No	5	---	no flamable	
Triclorotrifluoretano (Freon 113)	C ₂ Cl ₃ F ₃	No	4-5	1256	poco flamable	

Clasificación tóxica

Grupo tóxico	Concentración % por volumen	Duración de exposición para producir muerte o causar daños graves
1	1/2 - 1	5 minutos
2	1/2 - 1	1/2 hr.
3	2 - 2 1/2	1 hr.
4	2 - 2 1/2	2 hr
5	intermedio entre grupo 4 y 6	
6	20	no afecta después de 2 hr.

Todos los refrigerantes de la familia de los hidrocarburos halogenados o simplemente halocarburos, son derivados de los hidrocarburos metano y etano.

La tabla 3.5., presenta los refrigerantes derivados sustituyendo al hidrogeno por cloro y flúor en el metano, así mismo un grupo similar de refrigerantes han sido construídos a partir del etano, presentados en la tabla 3.6.

TABLA 3.5.

TABLA 3-5. Refrigerantes comunes derivados del metano

Refrig. No.	Fórmula	Nombre	Temp. evap. presión atm, °F	Flamabilidad	Grupo tóxico
11	CCl_3F	Tricloromonofluormetano	74,9	noinflamable	5a
12	CCl_2F_2	Diclorodifluormetano	-21,6	noinflamable	6
13	CClF_3	Monoclorotrifluormetano	-114,6	noinflamable	6
14	CF_4	Carbón tetrafluor	-198,4	noinflamable	6
21	CHCl_2F	Dicloromonofluormetano	48,1	noinflamable	4-5
22	CHClF_2	Monoclorodifluormetano	-41,4	noinflamable	5a
23	CHF_3	Trifluormetano	-119,9	noinflamable	

TABLA 3.6.

TABLA 3-6. Refrigerantes comunes derivados del etano

Refrig. No.	Fórmula	Nombre	Temp. evap. presión atm, °F	Flamabilidad	Grupo tóxico
	C_2H_6	Etano	-127,5	muy flamable	5b
113	CCl_2FCCLF_2	Triclorotrifluoretano	117,6	noflamable	4-5
114a	CCL_2FCF_3	Diclorotetrafluoretano	37,6	noflamable	6
114	$CClF_2CCLF_2$	Diclorotetrafluoretano	38,4	noflamable	6
115	$CClF_2CF_3$	Monocloropentafluoretano	-38,4	noflamable	

Ahora vamos a comparar los refrigerantes más usados comercialmente para equipos de refrigeración y acondicionadores de aire pertenecientes a la familia de los halocarburos.

Hemos seleccionado específicamente dentro de este grupo de refrigerantes, el refrigerante 12 y 22 (R12 y R22) por ser dos de los refrigerantes más usados en la industria frigorífica moderna, el R12 fue introducido por primera vez en el mercado el año de 1.928, mientras que el R22 apareció en 1.936, indiscutiblemente que el R12 es el que tiene mayor aplicación debido a su bajo costo y a una serie de pro

propiedades que lo presentan como de adecuado empleo. El R22 es más costoso pero posee también - ciertas propiedades que lo hacen tan ventajoso como el R12; su aplicación se limita principalmente - para las plantas frigoríficas de bajas temperaturas y para acondicionamiento de aire de baja potencia.

Para efecto del análisis de sus características nos basaremos en los siguientes criterios:

- Criterios termodinámicos
- Criterios de seguridad
- Criterios técnicos
- Criterios económicos

Criterios termodinámicos:

Por lo numeroso de estos criterios nosotros - abordaremos los principales en la tabla 3.7.

Los dos últimos criterios son dados a base del ciclo standard a una temperatura de evaporación de -15°C y condensación de 30°C ., sin subenfriamiento y sin recalentamiento.

TABLA 3.7.

CARACTERISTICAS TERMODINAMICAS DE LOS
REFRIGERANTES

C R I T E R I O	R12	R22
Temperatura de ebu llición normal	-29.8°C	-40.75°C
Temperatura critica	112°C	96 °C
Relación de compresión	4.071	4.06
Producción frigorífica volumétrica específica	1275	2040

Criterios de seguridad:

Dentro de estos criterios puede decirse que las características de estos refrigerantes son similares y entre ellas tenemos las siguientes:

- a. Toxicidad.- Como se mostró en la tabla 3.4 el R12 está dentro del grupo 6 y el R22 en el grupo 5, es decir que son prácticamente inofensivos.
- b. Inflamabilidad.- Es nula para ambos refrigerantes.

c. Acción sobre los productos alimenticios.- Es -
igualmente nula para estos refrigerantes.

Criterios técnicos:

Entre los principales podemos citar los siguientes
tes:

- a. Acción sobre los aceites.- Cuando se mezcla el R12 y R22 con aceites parafínicos desplazan al co-
bre y al hierro.
- b. Acción sobre los metales.- Ambos refrigerantes to-
leran casi en su totalidad los metales que se -
usan comunmente en las plantas frigoríficas.
- c. Acción sobre las materias plásticas y elastómeras.-
Tienen un porcentaje de inflamación líneal muy re-
ducido y casi despreciable.
- d. Acción en presencia del agua.- Los dos refrigerantes
tienen la tendencia a formar hidratos lo -
cual ocasiona obstrucción en las válvulas.
- e. Eficacidad en el intercambio térmico.- Para ambos
es mediocre con respecto, por ejemplo a aquella -

que se obtiene con el amoníaco.

f. Aptitud de fugas.- Ambos tienen una aptitud bastante grande y su detección es muy difícil por ser incoloros e inodoros.

Criterios económicos:

Los dos criterios primordiales son:

a. Precio. - De éste podemos decir que el R22 es mucho más caro que el R12, por su precio en el mercado es casi el doble del R12.

b. Disponibilidad.- A los dos refrigerantes se les encuentra con facilidad en el mercado.

Refrigerantes Secundarios.- Entre los refrigerantes secundarios se incluyen las salmueras y los anticongelantes, dos de las salmueras más populares son las soluciones de cloruro cálcico y de cloruro sódico , entre los anticongelantes usados comunmente están - los glicoles - etilénicos, dietilénico, trietilénico y protilénico. Las salmueras se enfrían en el evaporador de un sistema de refrigeración y se tras

ladan después por tuberías al lugar donde quiere - hacerse la refrigeración.

El uso de las salmueras puede ser aconsejable para mantener los serpentines y tuberías que contienen un refrigerante tóxico lejos de los espacios ocupados por personas o alimentos que puedan contaminarse.

En un sistema que use un refrigerante no tóxico, - un refrigerante secundario eliminará las grandes - conducciones de refrigerantes, con posibilidad de fugas y la consecuencia adversa de la caída de presión.

Todas las propiedades físicas de los fluidos usados comunmente como refrigerantes son disponibles tanto en forma de tablas como de gráficos (Ver Bibliografía), así tablas y gráficos son disponibles en manuales de refrigeración. Las tablas tienen la ventaja de dar datos exactos mucho más que los gráficos., pero para muchos problemas es más facil obtener los datos a partir del gráfico, como también las relaciones entre propiedades de un refrigerante en diferentes partes del ciclo son facilmente -

comparadas a partir del gráfico que de las tablas.

3.3. TRANSFERENCIA DE CALOR Y CAIDA DE PRESION DEL REFRIGERANTE DENTRO DEL SERPENTIN

El calentamiento y enfriamiento de los fluidos que fluyen dentro de conductos, están entre los procesos de transferencia de calor más importantes de ingeniería, el diseño y análisis de todos los tipos de cambiadores de calor, requieren el conocimiento del coeficiente de transferencia de calor entre la pared del conducto y el fluido que está fluyendo - dentro de él, el tamaño de las calderas, economizadores, sobrecalentadores y precalentadores, depende principalmente de la unidad de conductancia de convección entre la superficie interior de los tu bos y el fluido, también en el diseño de equipo de aire acondicionado y refrigeración, es necesario - evaluar los coeficientes de transferencia de calor para los fluidos que fluyen dentro de los conductos. Una vez que el coeficiente de transferencia de calor para una geometría dada y condiciones de flujo especificadas, se conoce, puede calcularse - la rapidez de transferencia de calor a la diferencia de temperatura que prevalezca con la siguiente ecuación:

$$Q_c = h_c A (T_{\text{superficie}} - T_{\text{flujo}}) \quad (2.6)$$

También puede usarse la misma relación para determinar el área necesaria para transferir calor con una rapidez especificada y a un potencial de temperatura dado.

Como sea demostrado el coeficiente de transferencia de calor h_c puede calcularse del número de Nusselt $h_c D_h / k$, para flujo en tubos largos o conductos, la longitud significativa en el número de Nusselt es el diámetro hidráulico D_h , definido como:

$$D_h = 4 \frac{\text{área de la sección transversal del flujo}}{\text{perímetro mojado}} \quad (3.1)$$

Para un tubo o un caño, el área de la sección transversal del flujo es $D_i^2 \pi / 4$, el perímetro mojado es πD_i y por lo tanto, el diámetro interior del tubo es igual al diámetro hidráulico. Para la región anular formada entre dos tubos concéntricos vemos que se tiene:

$$D_h = \frac{(\pi/4) (D_2^2 - D_1^2)}{\pi (D_1 + D_2)} 4 = D_2 - D_1$$

En la práctica de ingeniería, el número de Nusselt para flujo dentro de conductos, usualmente se evalúa a partir de ecuaciones empíricas, basadas en resultados experimentales, con análisis dimensional, los resultados experimentales obtenidos en experimentos de convección forzada, pueden relacionarse por medio de una ecuación de la forma

$$Nu = \phi(Re) \psi(Pr) \quad (3.2)$$

Donde los símbolos ϕ y ψ , representan funciones de los números de Reynolds y Prandtl, respectivamente. El coeficiente de transferencia de calor por convección, usado para construir el número de Nusselt para transferir calor hacia un fluido que está fluyendo dentro de un conducto, está definido por la ecuación 2-6, el valor numérico de h_c , como se mencionó anteriormente, depende de cómo se escoja la temperatura de referencia del fluido. En la transferencia de calor hacia o desde un fluido que fluye dentro de un conducto., la temperatura del fluido no es uniforme, sino que varía a lo largo de la dirección del flujo de masa y en la dirección del flujo de calor. En una sección transversal del conducto, la temperatura del fluido en el centro puede seleccionarse como la temperatura de referencia

cia de la ecuación (2.6), sin embargo en la práctica, la temperatura en el centro es difícil de medir, además, no es una medida de la variación de la energía interna de todo el fluido que está fluyendo dentro del conducto, por lo tanto, es una práctica común y será la que se siga aquí, usar en la ecuación (2.6) la temperatura promedio de la masa principal T_f como la temperatura de referencia del fluido, el uso de la temperatura promedio de la masa principal como temperatura de referencia en la ecuación (2.6), permite hacer fácilmente el balance de calor, porque en el estado estable, la diferencia de la temperatura promedio de la masa principal entre dos secciones del conducto, es una medida directa de la rapidez de transferencia de calor, o sea:

$$Q = m c_p \Delta T_f \quad (3.3)$$

Donde:

Q = rapidez de transferencia de calor hacia el fluido, en W

m = rapidez de flujo, en Kg m/hr

c_p = calor específico a presión constante, en W-hr/Kgm°C

ΔT_f = diferencia de temperatura promedio de la masa principal entre las dos secciones transversales en cuestión.

Para los cálculos preliminares es práctica común usar como temperatura de referencia en la ecuación (2.6), la temperatura de la masa principal en el punto medio entre la sección de entrada y la sección de salida del conducto, este procedimiento es satisfactorio cuando la temperatura en la pared del conducto es constante. Para un fluido dado, el número de Nusselt depende principalmente de las condiciones del flujo que pueden caracterizarse por el número de Reynolds como en el de Nusselt, es el diámetro hidráulico, o sea:

$$Re_D = \frac{VD_h \rho}{\mu} = VD_h / \nu$$

En ductos largos, donde los efectos de entrada no son importantes, el flujo es laminar cuando el número de Reynolds es inferior a 2100, en el dominio de números de Reynolds entre 2100 y 10000, tiene lugar la transición, para número de Reynolds superiores a 10000, el flujo llega a ser completamente turbulento. Para números de Reynolds superiores a 2100, el número

de Nusselt principia a incrementarse rápidamente hasta que el número de Reynolds llega aproximadamente a 8000; para posteriores incrementos del número de Reynolds, el número de Nusselt continúa incrementándose, pero con menor rapidez, puede darse una explicación cualitativa de este comportamiento, observando el campo del flujo de fluido que se muestra esquemáticamente en la figura N° 3.1. Para número de Reynolds superiores a 8000, el flujo dentro del conducto es completamente turbulento, excepto para una capa del fluido muy delgada adyacente a la pared, en esta capa, como resultado de las fuerzas viscosas que predominan cerca de la superficie, se amortiguan los remolinos turbulentos y, por lo tanto, el calor fluye a través de ella principalmente por conducción. En la figura 3.1., se indica con línea de trazos el borde de ésta que se llama subcapa laminar, el flujo más allá de ella es turbulento y las flechas circulares dentro del régimen de flujo turbulento, representan los remolinos que barren el borde de la capa laminar, penetrando en ella llevándose el fluido a la temperatura que ahí prevalezca, los remolinos mezclan el fluido caliente con el frío tan efectivamente, que el calor se transfiere muy rápidamente entre el borde de la capa -

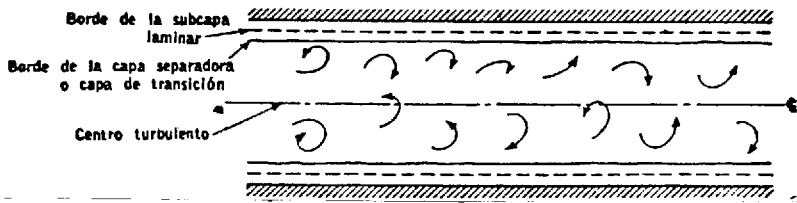


FIGURA N^o 3.1. PATRON DE FLUJO PARA UN FLUIDO FLUYENDO
TURBULENTAMENTE DENTRO DE UN TUBO

frontera laminar y la parte turbulenta principal del fluido, debe ser que, excepto para fluidos de elevada conductividad térmica (como metales líquidos), la resistencia térmica de la capa laminar la rapidez de la transferencia de calor y que casi toda la caída de temperatura entre la parte principal del fluido y la superficie del conducto, ocurre en esta capa; por otro lado, la parte turbulenta del campo de flujo, ofrece poca resistencia al flujo de calor y, por tanto, el único método efectivo de incrementar

el coeficiente de transferencia de calor, es disminuir la resistencia térmica de la capa frontera laminar, esto puede efectuarse incrementando la turbulencia en la corriente principal, de modo que los remolinos de turbulencia puedan penetrar profundamente en la capa laminar; sin embargo, el incremento de la turbulencia está acompañada por grandes pérdidas de energía, que a su vez incrementa la caída de presión por rozamiento dentro del conducto.

El incremento de la velocidad del flujo produce coeficientes de transferencia de calor más altos, que de acuerdo con la ecuación 2.6., disminuyen el tamaño y consecuentemente también el costo inicial del equipo, para una rapidez de transferencia de calor especificada; sin embargo, al mismo tiempo se incrementa el costo del bombeo, el diseño óptimo exige un compromiso entre los costos iniciales y de operación. Se han encontrado en la práctica que el incremento en el costo del bombeo y de los gastos de operación, frecuentemente sobrepasan el ahorro en el costo inicial del equipo de transferencia de calor, bajo condiciones continuas de operación. Como resultado ,

las velocidades que se usan en la mayoría de los equipos cambiadores de calor comerciales, son relativamente bajas y corresponden a números de Reynolds, no mayores de 50000, siempre que es posible, en los equipos cambiadores de calor, se evita el flujo laminar, debido a que se obtienen bajos coeficientes de transferencia de calor.

Otro factor que puede influenciar considerablemente la transferencia de calor y el rozamiento, es la variación de las propiedades físicas con la temperatura, cuando un fluido fluyendo dentro de un conducto se calienta o se enfría, su temperatura y consecuentemente también sus propiedades físicas, varían a lo largo del conducto, así como también sobre cualquier sección transversal - dada, para los líquidos, solamente la dependencia de la viscosidad con la temperatura es de principal importancia, por otro lado, para los gases, el efecto de la temperatura sobre las propiedades físicas es más complicado que para los líquidos, porque además de la viscosidad, la conductividad térmica y la densidad varían significativamente - con la temperatura. En ambos casos, el valor numérico del número de Reynolds depende de la posición

donde se evalúa la viscosidad, se cree que el número de Reynolds basado sobre la temperatura de la masa principal es el parámetro más significativo para describir las condiciones del flujo, sin embargo, se ha obtenido buen éxito al relacionar empíricamente los datos experimentales de transferencia de calor, evaluando la viscosidad en una temperatura promedio de la película, definida como una temperatura aproximadamente a la mitad entre la temperatura de la pared y la temperatura media de la masa principal.

Para determinar el coeficiente de transferencia de calor del refrigerante se han utilizado para propósitos de ingeniería, ecuaciones o gráficas semiempíricas en analogías avanzadas, las cuales relacionan el número de Nusselt con el número de Reynolds, el número de Prandtl, la configuración geométrica del sistema, el gradiente de temperatura y la condición térmica de frontera.

Ahora vamos a ver una parte que es el fundamento de operación del evaporador, la cual es de que en su interior el refrigerante es evaporado.

Las características de la transferencia de calor

y caída de presión de la vaporización en convección forzada, desempeñan una parte importante en el diseño de las calderas, y otros sistemas avanzados de producción de potencia, a pesar del gran número de investigaciones experimentales y analíticas que se han dirigido al área de la vaporización en convección forzada, aún no es posible predecir cuantitativamente todas las características de este proceso. Esto es debido al gran número de variables de las que depende el proceso y a la complejidad de los diferentes patrones de flujo que ocurren en dos fases, así como a la calidad de la mezcla vapor - líquido, definida por el porcentaje de la masa total que está en forma de vapor en un punto dado y que se incrementa durante la vaporización.

El flujo difásico se puede presentar de diferentes formas dependiendo de la naturaleza de las fases en presencia y del predominio de una de las fases con respecto a la otra, los casos que se presentan son los siguientes:

- El fluido principal es un líquido: Tres subformas pueden presentarse:

- a. La fase secundaria es un sólido; ejemplo; - transporte hidráulico de las cenizas de las calderas a carbón en las centrales termicas.
 - b. La fase secundaria es un líquido miscible - con el líquido principal; ejemplo; tuberías que contienen hidrocarburos y agua a la entrada de algún separador.
 - c. La fase secundaria es un gas; ejemplo; a la entrada de un evaporador la fase líquida es la principal (con respecto a la masa total circulante) y la fase gaseosa es la secundaria.
- El fluido principal es un gas: Dos subformas pueden presentarse:
- a. La fase secundaria es un sólido; ejemplo; en fluidización.
 - b. La fase secundaria es un líquido; ejemplo; los conductos de aspiración de las plantas frigoríficas.

El fluido difásico puede efectuarse dentro de las

condiciones diferentes, dependiendo de que las relaciones de masa y volumen de las dos fases en presencia sean o no constantes, dos casos pueden presentarse:

1. Las relaciones de masa o volumen, o las dos fases en presencia son constantes.- En este caso estamos en presencia de un flujo cuyas características físicas no varían, de esta manera es posible en cierta forma asimilar la corriente difásica a un flujo monofásico, cuyas características resultarían de la proporción de las dos fases, en otras palabras estaríamos en presencia de un modelo homogéneo. Es preciso notar que el método de cálculo para este caso es solamente aproximado, ya que la proporción de los dos fluidos en presencia no se traduce nunca por una variación proporcional de las características físicas de los dos constituyentes.
2. La relación de masa o volumen o las dos fases presentes no son constantes.- Este caso se produce cuando hay una modificación de las proporciones de las dos fases en presencia ,

esto sucede en consecuencia de un aporte (evaporador) o sustracción (condensador). En este caso es más difícil deducir las características físicas de las fases a la entrada y a la salida de la parte del flujo y sería necesario tomar en cuenta las variaciones de la cantidad de movimiento a lo largo del flujo ; es decir que estaríamos en el caso de un modelo con deslizamiento entre fases. Por lo tanto el modelo homogéneo no puede ser adoptado y nos veremos obligados a utilizar relaciones empíricas, tal como lo trataremos en párrafos posteriores. La clasificación de los tipos de flujo difásico ha sido establecida por estudios visuales, esta clasificación difiere según la dirección del flujo (horizontal o vertical).

Flujo Horizontal.- Los Diagramas de Flujo que han sido ordenados en la figura N^o 3.2., para los tubos horizontales.

Partiendo de la fase líquida para llegar a la fase gaseosa, los tipos de flujo han podido ser discernidos. Considerando un crecimiento progresivo

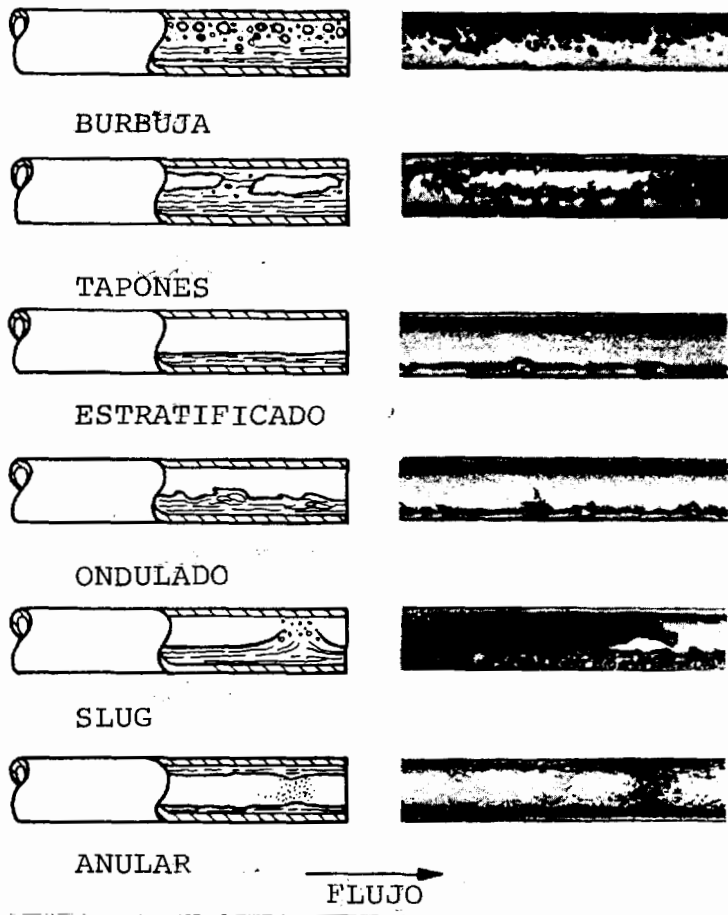


FIGURA N^o 3.2. MODELOS DE FLUJO EN FLUJO HORIZONTAL

de la importancia relativa de la fase vapor, ellos se llevan a cabo de la siguiente forma, sin considerar los flujos monofásicos.

- a. Flujo a burbuja: El gas fluye bajo la forma de burbujas a lo largo de la superficie superior - del tubo, la velocidad de estas burbujas y la

velocidad del líquido son aproximadamente iguales, si las burbujas se dispersan a través del líquido el flujo es denominado espumoso.

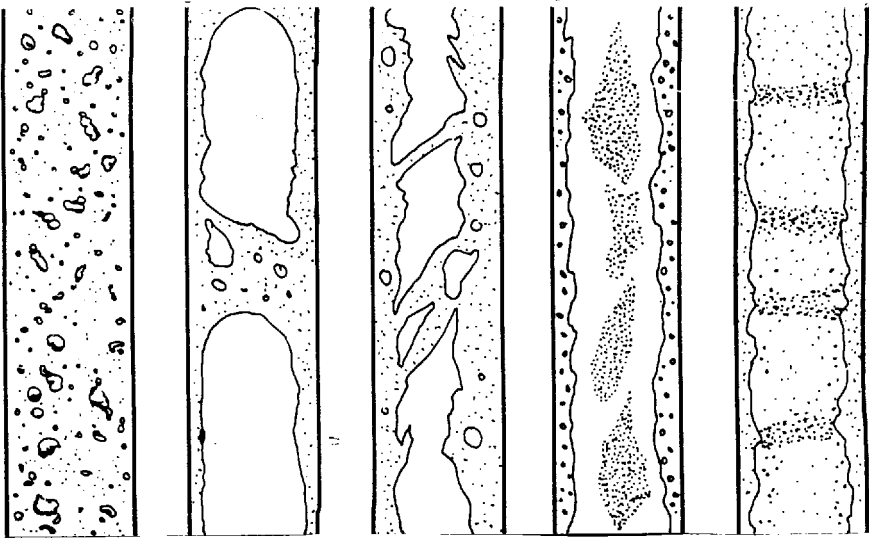
- b. Flujo a tapones.- El crecimiento del caudal de gas tiende a provocar el agrupamiento de las burbujas; y tapones de gas y de líquido fluyen alternativamente a lo largo de la parte superior.
- c. Flujo estratificado.- El líquido fluye sobre el fondo del tubo mientras que el gas fluye en la parte superior. La superficie de separación gas - líquido permanece lisa, y la porción ocupada por cada fase permanece constante. Este tipo de flujo corresponde a velocidades pequeñas de las dos fases.
- d. Flujo ondulado.- Si se aumenta el caudal de gas en el flujo estratificado, ondas cuyos senos van aumentando se forman superficialmente.
- e. Flujo slug.- Si se aumenta aun más el caudal del gas, la amplitud de la onda líquida aumenta a tal punto que toca la parte superior del

tubo y forma una especie de cresta espumosa . La velocidad de estas crestas espumosas es superior a la velocidad promedio del líquido.

- f. Flujo anular.- El líquido fluye bajo la forma de una película de espesor variable sobre la pared del tubo, mientras que el gas fluye como un núcleo a alta velocidad en la parte central. Una cierta cantidad de líquido es - arrastrada en el núcleo en forma de pequeñísimas gotas.

Flujo Vertical.- Para los tubos verticales, han sido clasificado por examen visual los tipos de flujo en cinco categorías como se muestra en la figura N^o 3.3. y son:

- a. Flujo a burbuja.- El líquido que se desplaza en el tubo constituye una fase continua, mientras que el gas se dispersa en forma de burbujas cuyo tamaño , velocidad y cantidad aumenta con el flujo del gas.
- b. Flujo Slug.- Si el caudal de gas aumenta, vaporizaciones alternadas de líquido y de tapones de gas se elevan en el tubo, las crestas del



BURBUJA

SLUG

ESPUMOSO

WISPY
ANULAR

ANULAR

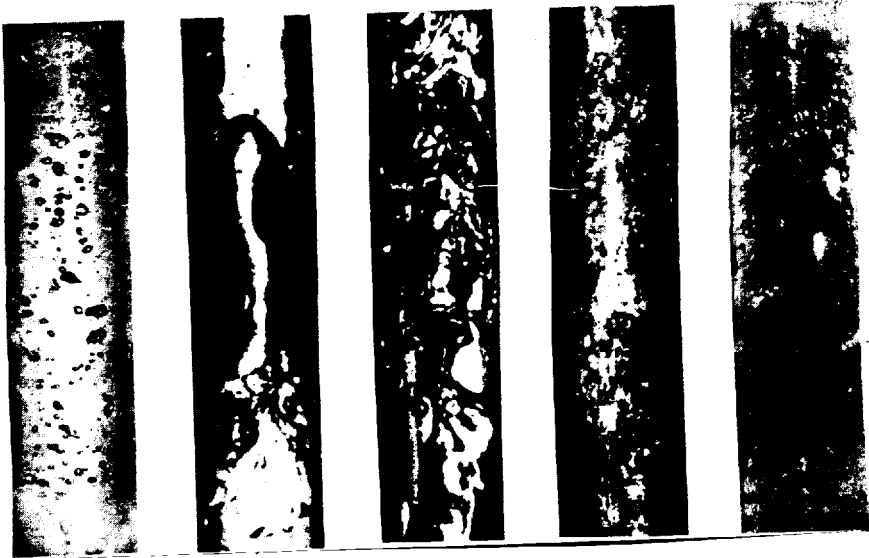


FIGURA N° 3.3. MODELOS DE FLUJO EN FLUJO VERTICAL

líquido y de tapones de gas se elevan en el tubo, / las crestas del líquido vaporizándose en cierran algunas burbujas de gas esparcidas. Al envolver cada tapón de gas la película de líquido de apariencia laminar fluye hacia la periferia del tapón. Si el caudal de gas aumenta, los tapones de gas aumentan en longitud y su velocidad crece.

c. Flujo espumoso.- Si se aumenta el caudal de gas, la película laminar de líquido desaparecen y las burbujas se mezclan con el líquido para formar un flujo turbulento desordenado.

d. Flujo Wispy - annular.- El flujo gaseoso aumenta aún más y el líquido se desplaza sobre la pared del tubo con una velocidad inferior a aquella del gas que se desplaza formando un núcleo. Una parte del líquido es arrastrada en el núcleo gaseoso en forma de finísimas gotitas, el arrastre aumenta con la velocidad del gas.

e. Flujo anular.- La velocidad del gas sigue aumentando y todo el líquido es despegado de la

pared del tubo y arrastrado por el gas en forma de finísimas gotitas.

El flujo difásico tiene concretamente dos efectos:

- Sobre el coeficiente de transferencia de calor
- Sobre la caída de presión.

Por lo cual es importante la determinación del tipo de flujo ya que de él depende la selección de correlaciones para el cálculo, tanto del coeficiente de transferencia de calor y caída de presión.

Sobre el coeficiente de transferencia de calor, ha sido estudiado por muchos investigadores y se han obtenido varias correlaciones para calcular este coeficiente.

Una de las correlaciones para flujo turbulento en conductos es la ecuación de Dittus - Boelter.

$$\text{Nu}_D = 0.023 \text{Re}_D^{0.8} \text{Pr}^n \quad (3.3)$$

1. $n = 0.3$ si el fluido está siendo enfriado
- $n = 0.4$ si el fluido está siendo calentado

2. Todas las propiedades del fluido son evaluadas en la temperatura promedio del fluido.

$$3. Re_D > 10^4$$

$$4. 0.7 < Pr < 100$$

$$5. L/D > 60$$

Una correlación similar ha sido sugerida por Colburn quien usa, sobre los datos experimentales, que el número de Stanton sea multiplicado por $Pr^{2/3}$, o sea:

$$St Pr^{2/3} = 0.023 Re_D^{-0.2} \quad (3.4)$$

$$St = 0.023 Re_D^{-0.2} Pr^{-(2/3)}$$

Donde:

1. St es evaluado en la temperatura promedio del fluido.
2. Re_D y Pr son evaluados en la temperatura promedio de película del fluido

$$T = 0.5 (T_s + T_m) \quad (3.5)$$

$$3. \text{Re}_D > 10^4$$

$$4. 0.7 < \text{Pr} < 160$$

$$5. L/D > 60$$

Otra correlación, es una modificación de la expresión de Colburn, sugerido por Seider y Tate y después mejorado por McAdams, esta expresión presenta un término de corrección de viscosidades, para lograr una expresión aplicable sobre un mayor rango de números de Prandlt, su ecuación es:

$$\text{St} = 0.023 \text{Re}_D^{-0.2} \text{Pr}^{-2/3} (\mu_m/\mu_e)^{0.14} \quad (3.6)$$

Donde:

1. Todas las propiedades del fluido son evaluadas a la temperatura promedio excepto μ_p , la cual es evaluada a la T_p

$$2. \text{Re}_D > 10^4$$

$$3. 0.7 < \text{Pr} < 17000$$

$$4. L/D > 60$$

De las ecuaciones presentadas anteriormente para calcular el coeficiente de transferencia de calor promedio, es la ecuación de Dittus - Boelter que se ha utilizado en este trabajo, esta ecuación - también se la puede escribir como:

$$\psi = Gr^{.8}/di^{.2} \quad (3.7)$$

Donde:

ψ es una función de las propiedades del fluido.

Las siguientes expresiones polinómicas pueden ser usadas para calcular, con un máximo de error de .7% sobre un rango de temperatura de -32 a 256°C

$$\text{Para R12 } \psi = 1.916 \times 10^{-3} + 3.214 \times 10^{-6} tr + 1.786 \times 10^{-9} tr^2$$

$$\text{Para R22 } \psi = 1.974 \times 10^{-3} + 3.039 \times 10^{-6} tr + 1.116 \times 10^{-8} tr^2$$

Sobre la caída de presión, primero veremos el cálculo de la caída de presión en flujo monofásico, para el cual se utiliza la fórmula de Colebrook - (algunas veces llamada de Fanning) es la que en

el estado actual de investigaciones concuerda mejor con los resultados experimentales.

$$\Delta p = f \frac{L}{d_i} \rho \frac{v^2}{2} \quad (3.8)$$

En esta fórmula el coeficiente de caída de presión varía según el régimen y es siempre función del número de Reynolds y de la rugosidad relativa de la pared del tubo en cuestión.

En régimen laminar es igual a:

$$f = 64/Re \quad (3.9)$$

Este valor resulta de la ley de Poiseuille y en el Diagrama de Nikuradse y Moody se lo conoce como - recta de Poiseuille de pendiente -1.

En régimen turbulento liso:

$$f = .316/Re^{1/4} \quad (3.10)$$

Este valor en cambio resulta de la ley de Blasius aplicable en tubos lisos y que en el diagrama se

lo conoce como recta de Blassius dependiente $-1/4$. Como se puede ver estas zonas bien demarcadas en la figura N° 3.4.

En régimen turbulento rugoso el valor del coeficiente de caída de presión depende de la clase de tubo, para nuestro caso sea utilizado el valor de coeficiente de caída de presión dada por la ecuación:

$$f = .0055 \left[1 + \left(\frac{20000 \epsilon}{d_i} \frac{10^6}{Re} \right)^{1/3} \right] \quad (3.11)$$

En cuanto a la caída de presión en un evaporador de expansión directa, en adición al fenómeno examinado de una sola fase, es de interés considerar la situación donde tanto la fase líquido y las fases gaseosas existen simultáneamente. Esta situación es encontrada en muchos otros componentes de los equipos de refrigeración y acondicionadores de aire, como condensadores, tubos capilares.

En adición a la clasificación de los tipos de fluídos presentes tanto en tubos verticales como horizontales, el flujo en dos fases se puede cla

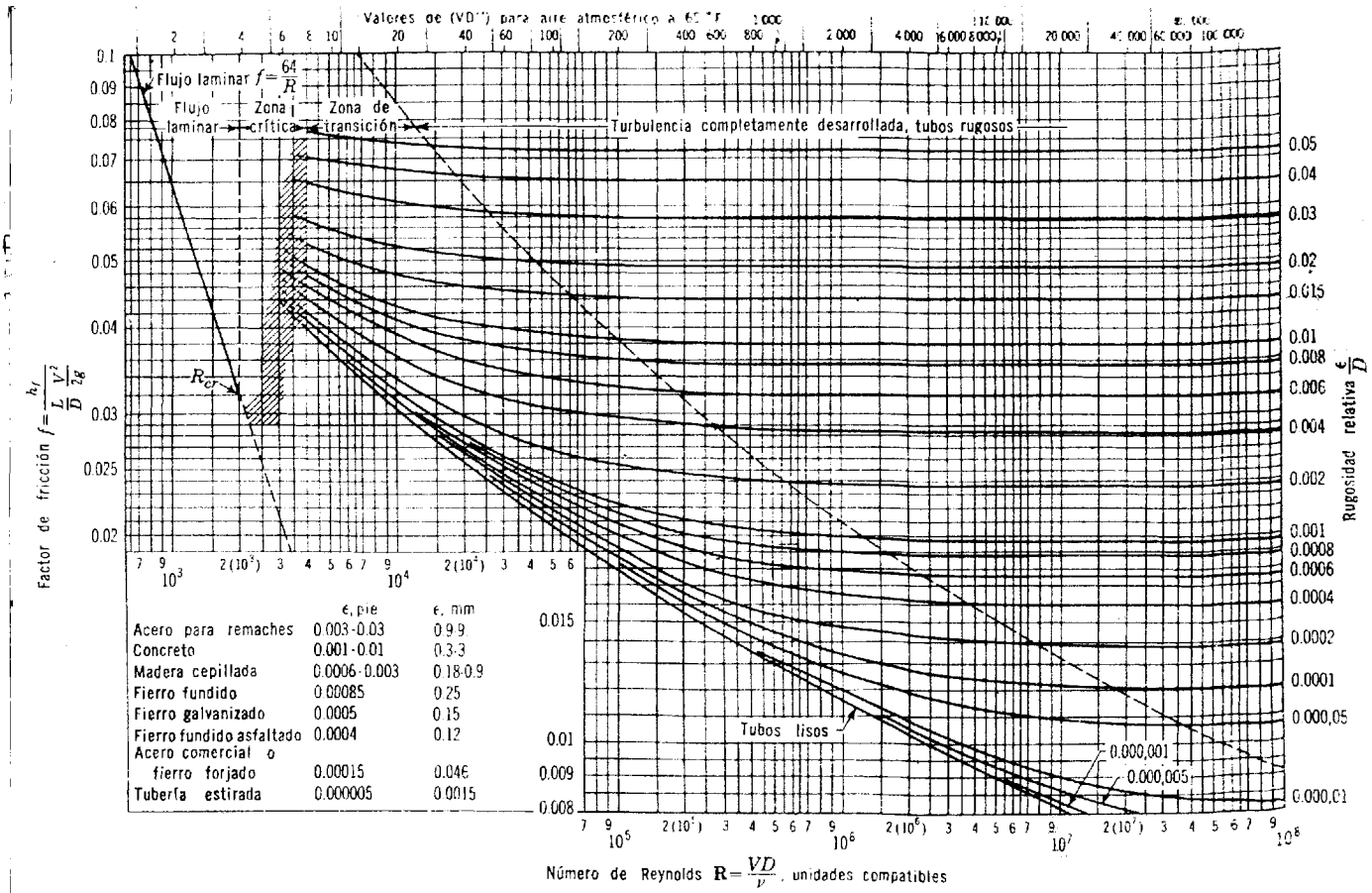


FIGURA N^o 3.4. DIAGRAMA DE MOODY

sificar de acuerdo al estado del flujo de cada fase ya sea en flujo laminar o turbulento, o sea:

1. Líquido turbulento - vapor turbulento (t-t)
2. Líquido viscoso - vapor turbulento (v-t)
3. Líquido turbulento - vapor viscoso (t-v)
4. Líquido viscoso - vapor viscoso (v-v)

Para determinar la caída de presión de flujo en dos fases en tubos horizontales se la determina por la ecuación:

$$\Delta P_{df} = \Delta p_f + \Delta p_a \quad (3.12)$$

Como se puede ver de la ecuación anterior, tiene dos componentes, el primero es el debido a la fricción y el segundo debido a la aceleración.

Martinelli y Nelson han presentado dos métodos diferentes para evaluar Δp_a en términos de las propiedades del refrigerante tanto a la entrada como a la salida del tubo, entonces Δp_a puede ser determinada como una función de la fracción vacío, calidad y densidad del fluido. En este trabajo se ha asumido que ambas fases tienen la misma velocidad

o sea se trata de un flujo homogéneo, obteniéndose para Δp_a una expresión simplificada que no depende de la fracción vacío y es:

$$\Delta p_a = \frac{16 G_r^2}{2d_i^4} \left(\frac{(1-x_s)}{\rho_{Ls}} - \frac{(1-x_e)}{\rho_{Le}} + \frac{x_s}{\rho_{vs}} - \frac{x_e}{\rho_{ve}} \right) \quad (3.13)$$

Donde:

Δp_a = caída de presión debido a la aceleración, lb/pie²

G_r = flujo másico de las dos fases, slugs/seg.

ρ_L = densidad de líquido saturado, slugg/pie³

ρ_v = densidad de vapor saturado, slugs/pie³.

x = calidad del vapor.

El subíndice e y s se refiere a la entrada y salida del tubo, respectivamente.

Así mismo asumiendo una variación lineal de la calidad a lo largo de la longitud del tubo, el componente de la caída de presión debido a la fricción está dada por:

$$\Delta p_f = \Delta p_o \left(\frac{1}{x_s - x_e} \int_{x_e}^{x_s} \phi_o^2 dx \right) \quad (3.14)$$

Donde:

Δp_o = caída de presión para flujo completamente líquido, lb/pie²

ϕ_o^2 = factor de Martinelli - Nelson

La cantidad Δp_o es la caída de presión para la fase completamente líquida con el flujo másico igual - que el de dos fases, G_r . Este está dado por la fórmula:

$$\Delta p_o = \frac{f_o L}{d_f} \frac{\rho_f v_o^2}{2} \quad (3.15)$$

Donde:

$$v_o = G_r / \rho_f A_i \quad (3.16)$$

La relación entre el factor de Martinelli-Nelson - ϕ_o^2 y el factor de Lockhart - Martinelli ϕ_L^2 es:

$$\phi_o^2 = \phi_L^2 (1-x)^{1.8}$$

Donde:

ϕ_L es una función del tipo de flujo y el parámetro es a su vez una función del tipo de flujo, la calidad y las propiedades del fluido.

El parámetro X es definido abajo para las cuatro formas posible de flujo:

$$X_{t-t} = (\rho_V/\rho_L) (\mu_L/\mu_V)^{.2} (1/x-1)^{1.8} \quad .5 \quad (3.17)$$

$$X_{v-t} = (\rho_V/\rho_L) (\mu_L/\mu_V) (1/x-1) (348/Re_V)^{.8} \quad .5 \quad (3.18)$$

$$X_{t-v} = (\rho_V/\rho_L) (\mu_L/\mu_V) (1/x-1) (.00286 Re_L)^{.8} \quad .5 \quad (3.19)$$

$$X_{v-v} = (\rho_V/\rho_L) (\mu_L/\mu_V) (1/x-1) \quad .5 \quad (3.20)$$

Como se puede ver la determinación de Δp_f involucra la evaluación numérica de la integral de la ecuación (3.14), ya que en muchos casos se necesita - tan sólo hacer una determinación aproximada, este

valor puede ser obtenido muy facilmente aproximando la integral de la ecuación (3.14) por:

$$\phi_o^2 = \phi_L^2 (1-x_{media})^{1.8} = 1/(x_s-x_e) \int_{x_e}^{x_s} \phi_L^2 (1-x)^{1.8} dx$$

(3.21)

Donde:

ϕ_L^2 es evaluado con el valor de X para cada tipo de flujo con la calidad $x_{media} = (x_e+x_s)/2$, obteniéndose por lo tanto X_{media} y reemplazando este valor en:

$$\phi_L^2 = 1 + c/X + 1/X^2$$

Donde:

c = 20, para flujo turbulento - turbulento

c = 12, para flujo viscoso - turbulento

c = 10, para flujo turbulento - viscoso

c = 5, para flujo viscoso - viscoso.

C A P I T U L O I V

ANALISIS DEL FENOMENO DE TRANSFERENCIA DE MASA

4.1. INTRODUCCION

El transporte de un elemento de una solución fluída, de una región de más alta concentración a una región de más baja concentración, se llama transferencia de masa, el mecanismo de transferencia de masa puede entenderse más fácilmente trazando una analogía con la transferencia de calor, el calor se transfiere en una dirección que reduce un gradiente de temperatura existente, la masa se transfiere en una dirección que reduce un gradiente de concentración existente. La transferencia de calor cesa cuando ya no hay diferencia de temperatura; la transferencia de masa cesa cuando el gradiente de concentración se reduce a cero.

Otras semejanzas entre la transferencia de calor

y de masa, se discutirán en relación con la teoría de la transferencia de masa.

En ciertas operaciones de transferencia de masa, puede considerarse transferencia simultánea de calor, por ejemplo el humedecimiento, es una operación en la cual un líquido puro se evapora dentro de la masa principal de la fase gas. En el humedecimiento del aire, el agua se transfiere desde la fase líquida hacia la masa principal de la fase del aire, se debe proveer el suministro de energía suficiente para proporcionar el calor latente de vaporización del agua. Esta energía puede proporcionarse transfiriendo calor del gas al líquido, bajo esta condición, el calor se transfiere en una dirección opuesta a la de la transferencia de masa.

En la destilación, frecuentemente son importantes los efectos térmicos, puesto que el líquido continuamente se está vaporizando y el vapor continuamente se está condensando. Otras operaciones de transferencia de masa son el secado, la evaporación y la condensación.

El mecanismo de la transferencia de masa, al igual

que el de transferencia de calor, depende principalmente de la dinámica de las fases del fluido. La masa puede transferirse, no solamente por el movimiento caótico molecular en un fluido que está fluyendo en forma laminar, sino también por remolinos de corriente a través de fluidos en movimiento turbulento. El primero es análogo a la transferencia de calor por conducción y el último a la transferencia de calor por convección.

4.2. TRANSFERENCIA DE MASA POR CONVECCION

Nuestro problema principal va a tratar la transferencia de calor y de vapor de agua simultáneamente.

Estudiaremos ahora con algún detalle la evaporación desde una superficie de agua. La figura N^o 4.1., servirá de modelo esquemático. Una superficie libre de agua está expuesta a una corriente de aire húmedo. Adyacente a la superficie del agua hasta la velocidad máxima de la corriente de aire v_0 en el lado exterior.

La temperatura aumenta dentro de la capa límite

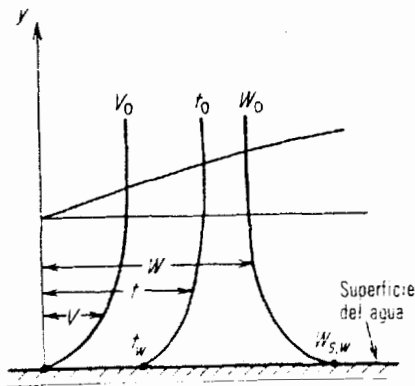


FIGURA N^o 4.1. ILUSTRACION ESQUEMATICA DEL PROBLEMA DE CAPA LIMITE PARA LA EVAPORACION DEL AGUA DENTRO DEL AIRE HUMEDO.

desde t_w en la superficie del agua hasta t_0 en el grueso de la corriente de aire. Se supone saturado al aire inmediatamente adyacente a la superficie del agua. La relación de humedad disminuye en la dirección desde $W_{s,w}$ en la superficie del agua hasta W_0 del grueso de la corriente de aire. El espesor de la capa límite se supone idéntico - para los tres gradientes de velocidad, temperatura y relación de humedad.

Los procesos de transferencia son transferencia de calor del aire a la superficie del agua y transferencia de vapor de agua de la superficie del agua al aire. La transferencia de calor a

través de la capa límite es un proceso combinado de convección y conducción. La transferencia de vapor se realiza por combinación de convección y difusión.

Para la transferencia de calor, podemos escribir

$$h_c(t_o - t_w) = k \left(\frac{\partial t}{\partial y} \right)_{y=0}$$

Definiendo la temperatura adimensional $t' = (t - t_w) / (t_o - t_w)$, y una longitud adimensional $y' = y/L$, donde L es una longitud de referencia, obtenemos:

$$\frac{h_c L}{k} = \left(\frac{\partial t'}{\partial y'} \right)_{y=0} \quad (4.1)$$

Eckert ha demostrado que la solución de 4.1., tiene la forma:

$$\frac{h_c L}{k} = f(Re, Pr) \quad (4.2)$$

Donde:

$h_c L/k$ es el número de Nusselt, $Re = Lv \rho / \mu$ es el -

número de Reynolds, y $Pr = c_p \mu/k$ es el número de Prandlt, todos ellos adimensionales.

El concepto básico de difusión viene dado por la ley de Fick que puede expresarse como:

$$m_w = -D\rho_a dW/dy$$

Donde:

m_w es la velocidad másica por unidad de sección - del vapor, lbm por hr pie²; D es la difusividad - del vapor o coeficiente de difusión, pie² por hora; ρ_a es la densidad del aire, masa de aire seco por unidad de volumen, lb_a por pie³; W es la relación de humedad, lb_w por lb_a; e y es la longitud de difusión, pie.

Se puede definir un coeficiente de transferencia de masa h_D para la transferencia de vapor de agua a través de la capa límite de la figura N^o4.1., mediante la ecuación

$$m_w = h_D (W_{s,w} - W_o)$$

Podemos entonces escribir

$$h_D (W_{S,W} - W_0) = -D \rho_a \left(\frac{\partial (\rho W)}{\partial y} \right)_{y=0}$$

Usando las magnitudes adimensionales $W' = (W_{S,W} - W) / (W_{S,W} - W_0)$ e $y' = y/L$, obtenemos:

$$\frac{h_D L}{\rho_a D} = \left(\frac{\partial W'}{\partial y'} \right)_{y=0} \quad (4.3)$$

Eckert también ha demostrado que la ecuación (4.3), tiene una solución de la forma:

$$\frac{h_D L}{\rho_a D} = f(Re, Sc) \quad (4.4)$$

y ha establecido que la función en las ecuaciones (4.2) y (4.4), puede expresarse idéntica para flujo turbulento de aire sobre placas planas mojadas, alrededor de cilindro y esferas (y a través de lechos). En la ecuación (4.4), $Sc = \mu/\rho D$ es el número de Schmidt adimensional.

Las ecuaciones (4.2) y (4.4) pueden ser expresadas también como:

$$\frac{h_c L}{k} = a \left(\frac{Lv\rho}{\mu} \right)^b \left(\frac{c_p \mu}{k} \right)^c$$

$$\frac{h_D L}{a D} = a \left(\frac{Lv\rho}{\mu} \right)^b \left(\frac{\mu}{\rho D} \right)^c$$

Obtenemos entonces:

$$\frac{h_c}{h_D} = \frac{k}{D \rho_a} \left(\frac{D}{\alpha} \right)^c \quad (4.5)$$

Donde:

$\alpha = k/\rho c_p$ es la difusividad térmica, pie^2 por -
hr. Dividiendo ambos lados de la ecuación (4.5) -
por $c_{p,a}$, Btu por lb_a F, obtenemos

$$\frac{h_c}{h_D c_{p,a}} = \left(\frac{\alpha}{D} \right)^{1-c} \quad (4.6)$$

El término adimensional $h_c/h_D c_{p,a}$ se denomina número de Lewis, Le. Kusuda a revisado los métodos disponibles para calcular el número de Lewis. Para un flujo de aire en convección forzada recomienda la relación.

$$Le = \left(\frac{\alpha}{D}\right)^{2/3} \quad (4.7)$$

En el caso de convección natural, Kusuda recomienda una ecuación de la misma forma, pero con un exponente de .48 en lugar de 2/3. En el mismo trabajo, Kusuda hizo un estudio de los datos disponibles sobre las propiedades de transporte del aire seco y húmedo saturado, la tabla (4.1), muestra sus valores de α , D y α/D para temperaturas de 50 a 140°F. Al aplicar estos valores a los problemas de evaporación, Kusuda recomienda que las propiedades del aire húmedo saturado sean evaluados a la temperatura de la superficie del agua.

4.3. CALCULO DEL COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE MASA

El análisis de los serpentines de enfriamiento es más complicado que el de los serpentines de calentamiento pues puede haber simultáneamente transferencia de calor y masa (deshumidificación), veremos cómo algunos resultados de transferencia de calor con aletas secas, pueden ser extendidos al caso de serpentines húmedos. Para el enfriamiento del aire atmosférico se utilizan comúnmente superficies de tubos aletados. Si no se

TABLA 4.1.

DATOS DE DIFUSIVIDAD TERMICA Y DE VAPOR PARA
AIRE SECO Y AIRE HUMEDO SATURADO.

Temperatura F	Grado de saturación	α pies ² /hr	D pies ² /hr	α/D
50	0	0,770	0,901	0,855
	1	0,769		0,854
60	0	0,799	0,936	0,854
	1	0,797		0,852
70	0	0,828	0,971	0,853
	1	0,826		0,850
80	0	0,858	1,007	0,852
	1	0,854		0,848
90	0	0,888	1,044	0,851
	1	0,883		0,846
100	0	0,919	1,081	0,850
	1	0,911		0,843
110	0	0,949	1,119	0,848
	1	0,938		0,838
120	0	0,981	1,157	0,848
	1	0,963		0,832
130	0	1,012	1,196	0,846
	1	0,985		0,823
140	0	1,044	1,235	0,845
	1	1,003		0,812

extrae humedad del aire, podemos usar los procedimientos vistos en la sección 2.4., sin embargo, en aplicaciones de enfriamiento es más común deshumidificación del aire. Si hay deshumidificación, la superficie en contacto con el aire se humedece (agua líquida o escarcha). Además de la transferencia de calor causada por la condensación hay transferencia de calor sensible. Como la transferencia agua - vapor no depende sólo de la diferencia de temperatura, se sigue que los análisis hechos anteriormente en el Capítulo II, no son suficientes.

La figura N° 4.2., muestra esquemáticamente una superficie fría en contacto con una corriente de aire húmedo. Sobre la superficie se forma una película móvil de agua por condensación de la humedad proveniente de la corriente de aire. Hay una capa límite de aire próxima a la superficie del agua. En esta capa supondremos que la temperatura del aire, la relación de humedad del aire y su velocidad varían en un plano perpendicular al movimiento de la corriente de aire. Supondremos que el aire en contacto con la película de agua está saturado a la temperatura de

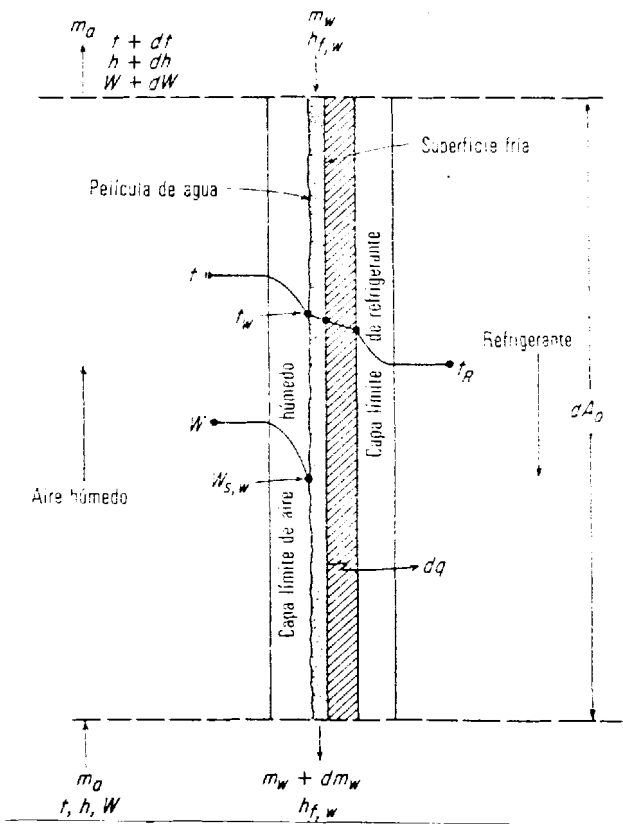


FIGURA N^o 4.2. ENFRIAMIENTO Y DESHUMIDIFICACION
ESQUEMATICO DEL AIRE HUMEDO.

la superficie de agua t_w . Los procesos de transferencia entre la corriente de aire y la superficie del agua son similares a un deshumidificador por pulverización. Para el área de la superficie diferencial en la figura N^o 4.2., tenemos:

$$-m_a dh = dq - m_a dW h_{f,w} \quad (4.8)$$

$$dq = h_{c,e} dA_e (t - t_w) + h_{D,e} dA_e (W - W_{s,w}) (h_{g,t} - h_{f,w}) \quad (4.9)$$

$$-m_a dW = h_{D,e} dA_e (W - W_{S,w}) \quad (4.10)$$

Usando la relación $Le = h_{c,e}/h_{D,e} c_{p,a}$, la ecuación (4.9), puede replantearse como

$$dq = \frac{h_{c,e} dA_e}{c_{p,a}} \left(c_{p,a} (t - t_w) + \frac{(W - W_{S,w}) (h_{g,t} - h_{f,w})}{Le} \right)$$

ó:

$$dq = \frac{h_{c,e} dA_e}{c_{p,a}} \left((h - h_{S,w}) + \frac{(W - W_{S,w}) (h_{g,t} - h_{f,w} - 1061 Le)}{Le} \right) \quad (4.11)$$

De las ecuaciones (4.8), (4.10) y (4.11), podemos demostrar que:

$$\frac{dh}{dW} = Le \frac{(h - h_{S,w})}{(W - W_{S,w})} + (h_{g,t} - 1061 Le) \quad (4.12)$$

La ecuación (4.12), describe la línea de proceso - sobre la carta psicrométrica para el enfriamiento y deshumidificación del aire húmedo por una superficie fría. La ecuación (4.12), es idéntica a la ecuación para un deshumidificador de pulverización.

El segundo término entre corchetes de la ecuación (4.11), es razonablemente pequeño comparado con el término $(h-h_{s,w})$.

O sea aproximadamente:

$$dq = \frac{h_{c,e} dA_e}{c_{p,a}} (h-h_{s,w}) \quad (4.13)$$

Observamos que la ecuación (4.13), tiene gran importancia en el estudio de serpentines de enfriamiento. Esta ecuación permite un análisis mucho más fácil, aunque aproximado de los serpentines húmedos de enfriamiento, comparada con la ecuación (4.11). Adicionalmente a la ecuación (4.13), se usará otra relación en las secciones subsiguientes de este Capítulo. Supondremos que en un pequeño intervalo de temperatura, la entalpía del aire saturado h_s , KJ por Kg, puede expresarse como:

$$h_s = a + bt_s \quad (4.14)$$

La figura N° 4.3., muestra que en un intervalo estrecho de temperaturas, tal como 10°F, la ecuación (4.14), puede dar precisamente h_s si a y b son valores medios. La figura N° 4.4., muestra la variau

ción del coeficiente b en la ecuación (4.14).

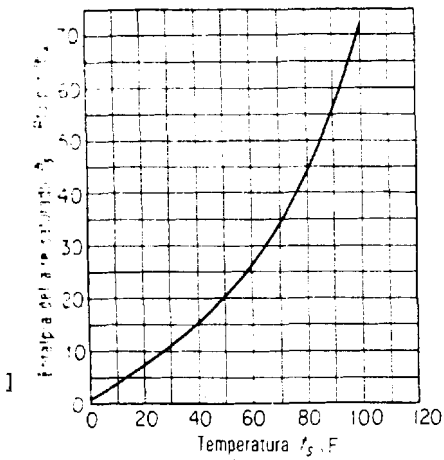


FIGURA 4.3.

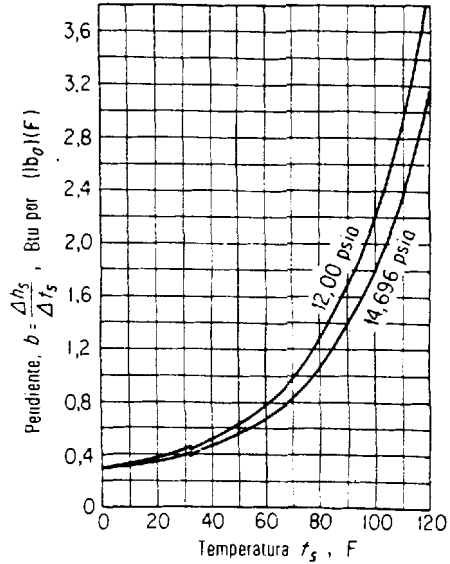


FIGURA 4.4.

FIGURA N^o 4.3. ENTALPIA DEL AIRE SATURADO

FIGURA N^o 4.4. PENDIENTE B, PARA AIRE SATURADO

En la sección 2.4.1., se dedujo una expresión para la eficacia de una aleta de barra seca.

Estudiaremos ahora el rendimiento de una aleta de

barra, cuando sobre sus superficies hay condensación.

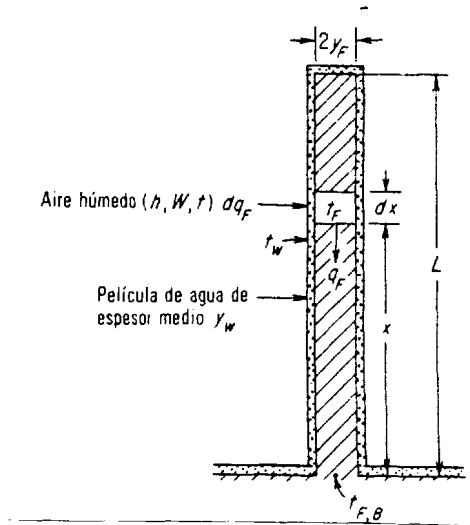


FIGURA N^o 4.5. ILUSTRACION ESQUEMATICA DE UNA ALETA DE BARRA HUMEDECIDA CON HUMEDAD CONDENSADA DEL AIRE HUMEDO.

La figura N^o 4.5., ilustra esquemáticamente el problema. Haremos las mismas suposiciones hechas en la sección 2.4.1. Supondremos también que la conducción de calor a través de la película de agua - se realiza sólo en la dirección y .

Para una longitud unitaria de la aleta tenemos:

$$q_f = 2k_f y_f \frac{dt_f}{dx} \quad (4.15)$$

Donde el subíndice f se refiere a la aleta metálica. También:

$$dq_f = -2 \frac{k_w}{Y_w} (t_w - t_f) dx \quad (4.16)$$

donde:

k_w y Y_w son respectivamente, la conductividad térmica y el espesor de la película de agua. De las ecuaciones (4.14) y (4.16).

$$dq_f = -\frac{2k_w}{b_w Y_w} (h_{s,w} - a_w - b_w t_f) dx \quad (4.17)$$

Pero $a_w + b_w t_s$ tiene las dimensiones de entalpía del aire húmedo. Definamos una entalpía ficticia del aire h_f como

$$h_f = a_w + b_w t_f \quad (4.18)$$

Donde:

a_w y b_w se evalúan a la temperatura de la superficie t_w . Así

$$dq_f = - \frac{2k_w}{b_w y_w} (h_{s,w} - h_f) dx \quad (4.19)$$

De la ecuación (4.13):

$$dq_f = - \frac{2h_{c,e}}{c_{p,a}} (h - h_{s,w}) dx \quad (4.20)$$

De las ecuaciones (4.19) y (4.20), obtenemos:

$$dq_f = - \frac{2h_{o,w}}{b_w} (h - h_f) dx = - \frac{2h_{o,w}}{b_w} \Delta h_f dx \quad (4.21)$$

Donde:

$$\Delta h_f = (h - h_f) \text{ y}$$

$$h_{o,w} = \frac{1}{c_{p,a}/(b_w h_{c,e}) + y_w/k_w} \quad (4.22)$$

De las ecuaciones (4.15) y (4.18), tenemos:

$$q_f = \frac{2k_f Y_f}{b_w} \frac{dh_f}{dx} = - \frac{k_f Y_f}{b_w} \frac{d\Delta h_f}{dx}$$

o sea:

$$dq_f = -2 \frac{k_f Y_f}{b_w} \frac{d^2 \Delta h_f}{dx^2} dx \quad (4.23)$$

De las ecuaciones (4.21) y (4.23)

$$\frac{d^2 \Delta h_f}{dx^2} = \frac{h_{o,w}}{k_f Y_f} \Delta h_f \quad (4.24)$$

Las condiciones de contorno para la ecuación (4.24) son $h_f = h_{f,b}$ en $x = 0$, y $dh_f/dx = 0$ en $x = L$.

La ecuación (4.24) y sus condiciones de contorno son completamente análogas a la ecuación (2.25) y sus condiciones de contorno. O sea la solución de la ecuación (4.24) tiene la misma forma que la de la ecuación (2.25). Además, si definimos

la eficacia de aleta húmeda

$$\phi_w = \frac{h-h_{f,m}}{h-h_{f,b}} = \frac{\Delta h_{f,m}}{\Delta h_{f,b}} \quad (4.25)$$

Encontramos que:

$$\phi_w = \frac{\text{tgh } pL}{pL}$$

Donde:

$$p = \sqrt{h_{o,w}/(k_f Y_f)}$$

O sea, la expresión para la eficiencia de una aleta de barra húmeda tiene forma idéntica a la de la aleta de barra seca. Si analizamos otro tipo de aleta y hacemos sustituciones similares, encontraremos resultados análogos. Tenemos así la conclusión importante de que las expresiones para la eficacia de aletas secas también se aplican a la eficacia de aletas húmedas (ecuación - 4.25), si sustituimos $h_{o,w}$ (ecuación 4.22), para

la aleta húmeda en lugar de $h_{C,e}$ para la aleta seca.

En la sección 2.4.1., se dedujo una expresión para el coeficiente global U_e donde las superficies de las aletas estaban secas. En esta sección deduciremos una expresión para el coeficiente global donde las aletas se humedecen por la condensación de humedad del aire que pasa sobre la superficie exterior.

Podemos utilizar la figura N^o 2.20., pero imaginando que en lugar de fluido caliente tenemos dentro del tubo un refrigerante a la temperatura t_r . Supondremos que la resistencia térmica de la pared del tubo es despreciable y que el tubo tiene una temperatura uniforme t_t . Supondremos también que la aleta y el tubo están cubiertos por una película delgada de agua que tiene un espesor medio y_w . El aire que pasa sobre la superficie tiene una entalpía h . Podemos escribir para la velocidad local de transferencia de calor.

$$q = h_i A_{p,i} (t_t - t_r) \quad (4.26)$$

Por definición sea:

$$b'_r = \frac{h_{s,t} - h_{s,r}}{t_t - t_r} \quad (4.27)$$

Donde:

$h_{s,t}$ y $h_{s,r}$ son entalpías ficticias del aire húmedo saturado evaluado a las temperaturas - respectivas t_t y t_r . De las ecuaciones (4.26) y (4.27), obtenemos:

$$q = \frac{h_i A_{p,i}}{b'_r} (h_{s,t} - h_{s,r}) \quad (4.28)$$

Basados en el desarrollo con $h_{o,w}$ dado por la ecuación (4.22), tenemos:

$$q = \frac{h_{o,w}}{b_{w,t}} A_{p,e} (h - h_{s,t}) + \frac{h_{o,w}}{b_{w,m}} A_f (h - h_{f,m})$$

Donde:

$b_{m,t}^w$ se lee en la figura N° 4.4., a la temperatura superficial de la película de agua - sobre el tubo y $b_{w,m}$ se evalúa a la temperatura media de la superficie de la película de agua sobre la aleta. Haciendo las aproximaciones $b_{w,t} = b_{w,m}$ y $h_{s,t} = h_{f,b}$ y con la ecuación (4.25), tenemos:

$$q = \frac{h_{o,w}}{b_{w,m}} (A_{p,e} + \phi_w A_f) (h - h_{s,t}) \quad (4.29)$$

Por la definición de $U_{e,w}$, podemos escribir:

$$q = U_{e,w} A_e (h - h_{s,r}) \quad (4.30)$$

Podemos demostrar por las ecuaciones (4.28) a (4.30) que:

$$U_{e,w} = \frac{1}{\frac{b'_{r} A_e}{A_{p,i} h_i} + \frac{b_{w,m} (1 - \phi_w)}{h_{o,w} (A_{p,e} / A_f + \phi_w)} + \frac{b_{w,m}}{h_{o,w}}} \quad (4.31)$$

La ecuación (4.31) tiene forma similar a la 2-76, $U_{e,w}$, se mide en W por metro cuadrado de superficie exterior) (KJ por Kgm de aire seco). Para calcular $U_{e,w}$ por medio de la ecuación - (4.31), debemos suponer primero valores de la temperatura media de la superficie de la película de agua $t_{w,m}$ y de la temperatura del tubo t_t . Estas suposiciones permiten hacer las aproximaciones iniciales para $b_{w,m}$ y b_r , respectivamente. Después de calcular $U_{e,w}$, debemos comprobar las suposiciones. Deduciremos ahora las ecuaciones para este procedimiento. De las ecuaciones (4.26) y (4.30), tenemos para la temperatura del tubo:

$$t_t = t_r + \frac{U_{e,w} A_e (h - h_{s,r})}{h_i A_{p,i}} \quad (4.32)$$

Para establecer un procedimiento para comprobación de $t_{w,m}$, comenzamos escribiendo la relación

$$h - h_{f,m} = \phi_w (h - h_{s,t}) = \frac{b_{w,m} h_{c,e}}{h_{o,w} c_{p,a}} (h - h_{s,w,m})$$

De las ecuaciones (4.28) y (4.30).

$$h-h_{s,t} = \left(1 - \frac{b'_r U_{e,w} A_e}{h_i A_{p,i}}\right) (h-h_{s,r})$$

O sea obtenemos:

$$h_{s,w,m} = h - \frac{c_{p,a} h_{o,w} \theta_w}{b_{w,m} h_{c,e}} \left(1 - \frac{b'_r U_{e,w} A_e}{h_i A_{p,i}}\right) (h-h_{s,r})$$

(4.33)

La ecuación (4.33), permite la determinación de $t_{w,m}$ a través de cálculos de la entalpía del aire saturado, $h_{s,w,m}$ a la misma temperatura.

La ecuación (4.30), ilustra que cuando hay enfriamiento y deshumidificación simultáneos, el coeficiente global de transferencia de calor, $U_{e,w}$, se basa sobre la diferenciación de entalpía del aire. Más aún, la entalpía h es la entalpía verdadera del aire, pero la $h_{s,r}$ es una entalpía ficticia del aire saturado calculada a la temperatura del refrigerante. Necesitamos - ahora desarrollar una expresión para la diferencia

cia media de entalpía en un serpentín de enfriamiento y deshumidificación. La diferencia media de entalpía Δh_m se define por la ecuación.

$$q = U_{e,w} A_e \Delta h_m \quad (4.34)$$

Recordemos que para aletas secas con transferencia de solo calor sensible Δt_m viene dada por la diferencia media logarítmica de temperatura si la temperatura del fluido dentro de los tubos permanece constante. Además, en la sección 2.4., observamos que para un cambiador de contraflujo cruzado con más de dos pasos de tubo y donde la temperatura del fluido en los tubos cambia era generalmente adecuado calcular Δt_m como para contraflujo puro. Son comunes dos casos con serpentines de enfriamiento. Uno cuando el serpentín sirve como evaporador de un sistema de refrigeración de expansión directa. Aquí la temperatura del refrigerante permanece esencialmente constante y podremos aplicar la diferencia media logarítmica de entalpía. El otro caso ocurre cuando la temperatura del refrigerante varía (agua) enfriada, salmuera, etc.). Sin embargo, es conveniente siempre al contraflujo y en casi to

Los se usan más de dos pasos de tubo. O sea, podríamos esperar en tales casos que la diferencia media logarítmica de entalpía calculada para contraflujo puro sea una aproximación suficientemente exacta para Δh_m .

Podemos demostrar que con ciertas aproximaciones para contraflujo puro, la diferencia media de la entalpía del aire viene dada por:

$$\Delta h_m = \frac{(h_1 - h_{s,r,2}) - (h_2 - h_{s,r,1})}{\ln \left(\frac{h_1 - h_{s,r,2}}{h_2 - h_{s,r,1}} \right)} \quad (4.35)$$

Donde:

h_1 y h_2 son respectivamente, las entalpías verdaderas, KJ/Kg, de las corrientes de aire entrante y saliente y $h_{s,r,1}$ y $h_{s,r,2}$ son, respectivamente, las entalpías ficticias. KJ/Kg_a del aire saturado calculadas a las temperaturas del refrigerante entrante y saliente. La ecuación (4.35), se restringue a los casos donde la variación de temperatura del refrigerante es pequeña,

puesto que en la deducción es necesario suponer que a_r y b_r , son constantes en la relación $h_{s,r} = a_r + b_r t_r$.

Debemos también ignorar el término $m_a dWh_{f,w}$ en la ecuación (4.8).

En problemas de diseño práctico de serpentines - de enfriamiento se requiere resolver la ecuación (2.24). Es usualmente necesario incluir un coeficiente de depósito para la superficie interior de los tubos en el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor, para nuestro caso este coeficiente es despreciable.

Así, para la mayoría de los casos, usaremos:

$$U_{e,w} = \frac{1}{\frac{b'_r A_e}{A_{p,i} h_i} + \frac{b'_r A_e}{A_{p,i} h_{d,i}} + \frac{b_{w,m} (1-\phi_w)}{h_{o,w} (A_{p,e}/A_f + \phi_w)} + \frac{b_{w,m}}{h_{o,w}}}$$

(4.36)

La estimación de h_i en la ecuación (4.36) plan

tea generalmente alguna dificultad, excepto - en el caso de refrigerante en evaporización, - existe disponible muy pocas correlaciones para h_i en líquidos en ebullición, y puede ser necesario que recurramos a experimentación. El coeficiente de la superficie húmeda $h_{o,w}$ debe calcularse mediante la ecuación (4.22).

En la ecuación (4.22) el término y_w/k_w es usualmente pequeño, de tal manera que la estimación del espesor de la película de agua no es crítico; sin embargo, si hay formación de escarcha, el término y_w/k_w puede ser más importante.

El coeficiente de transferencia de calor por convección $h_{c,e}$ en la ecuación (4.22), es usualmente el factor que controla a $h_{o,w}$. Como se estudió para aletas secas, para estimaciones precisas se necesitan datos de experimentación directa. Hay muy poca información en la literatura - para $h_{c,e}$ en serpentines de enfriamiento húmedos. Myers ha hecho un amplio estudio experimental - que compara el coeficiente $h_{c,e}$ de un serpentín de enfriamiento de superficie húmeda con el del mismo serpentín operando sin deshumidificación.

Myers analizó sus resultados de una manera totalmente consistente con los procedimientos ex puestos.

La figura N^o 4.6. muestra las correlaciones de Myers para la transferencia de calor en la su perficie externa tanto para operación con super ficie seca (enfriamiento sin deshumidificación) como para operación con superficie húmeda (enfriam iento y deshumidificación). En todos los cálcu los sobre superficie húmeda, Myers usó un espesor medio de la película de agua de .004 pulgadas. A causa de la presencia de la película de agua. La velocidad del centro es más alta para el serpentín húmedo que para el serpentín seco para una veloci dad frontal dada.

Myers también ha presentado ecuaciones aproxi madas simplificadas que muestran a $h_{c,e}$ co mo una función de la velocidad frontal de aire - standard $V_{s,f}$ tanto para operaciones en superfi cies húmedas. Combinando sus ecuaciones obtene mos la relación.

$$\frac{h_{c,e,w}}{h_{c,e,d}} = .626 V_{s,f}^{.101} \quad (4.37)$$

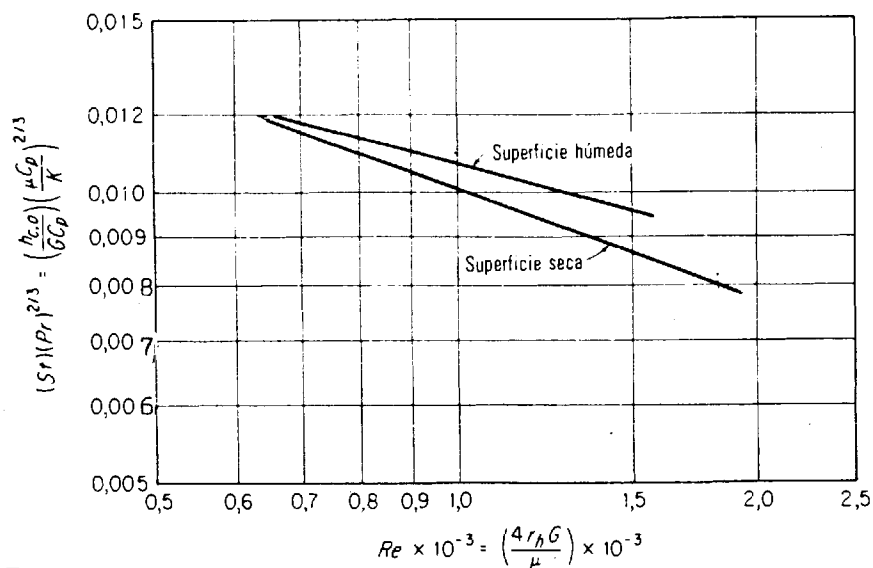


FIGURA N^o 4.6. CORRELACIONES DE TRANSFERENCIA DE CALOR DE SUPERFICIE SECA Y SUPERFICIE EXTERIOR DE UN SERPENTIN DE ENFRIAMIENTO DE TUBOS ALETADOS,

Donde:

$h_{c,e,w}$ se aplica al serpentín húmedo y $h_{c,e,d}$ se aplica al serpentín seco y donde ambos coeficientes se toman a la misma velocidad frontal - $V_{s,f}$ metro por min. Puede usarse la Ecuación (4.37), para obtener una estimación de $h_{c,e}$ para

la operación con superficie húmeda cuando se conocen los valores de operación de la misma superficie seca.

En los cálculos de $U_{e,w}$ mediante la ecuación (4.36), se debe prestar atención al término $b_{w,m}$. Está expresado en KJ/Kg_a y representa la pendiente de una curva que expresa la entalpía del aire saturado en función de la temperatura. En los análisis supusimos que es permisible una relación lineal entre h_s y t_s en un pequeño intervalo de t_s tal como lo $^{\circ}\text{F}$ o menos. La cantidad $b_{w,m}$ debe evaluarse a la temperatura media de la superficie de la película de agua. Cuando la temperatura media de la superficie de la película de agua varía en más de 10°F en todo el serpentín, es más exacto separar el serpentín en dos o más partes y trabajar con cada parte por separado. Es particularmente interesante analizar la influencia de $b_{w,m}$ en las ecuaciones (4.31), (4.33), (4.36). Si y_w/k_w en la ecuación (4.22), es de importancia menor $b_{w,m}$ afecta principalmente a β_w ; en las otras ecuaciones $b_{w,m}$ está prácticamente cancelado a causa del cociente $b_{w,m}/h_{o,w}$. Esta circunstancia es afortunada y usualmente no es nece

sario hacer una evaluación precisa de $b_{w,m}$.

Dependiendo de las circunstancias del problema, un serpentín de enfriamiento puede operar con una o más filas de su superficie externa inicial secas (no hay deshumidificación) y con el resto de su superficie húmeda, Si la ecuación (4.33) , aplicada a las condiciones de entrada, indica un valor de $t_{w,m}$ más alto que la temperatura de rocío del aire de entrada, entonces la superficie inicial estará seca. A esta porción del serpentín se aplicarán los procedimientos para aletas y superficies secas.

Para la sección seca de un serpentín, podemos demostrar por procedimientos análogos a los usados para obtener la ecuación (4.33), que:

$$t_{f,m} = t - \phi \left(1 - \frac{U_e A_e}{h_i A_{p,i}} \right) (t - t_r) \quad (4.38)$$

Cuando $t_{f,m}$ es igual a la temperatura de rocío del aire de entrada $t_{d,1}$, tenemos:

$$t = \frac{t_{d,1} - \phi(1 - U_e A_e / h_i A_{p,i}) t_r}{1 - \phi(1 - U_e A_e / h_i A_{p,i})} \quad (4.39)$$

La ecuación (4.38), permite el cálculo de la temperatura media de la aleta $t_{f,m}$ para una sección seca y para valores dados de las temperaturas de bulbo seco del aire t y de la temperatura del refrigerante t_r . La ecuación (4.39), permite calcular la temperatura del aire t donde se inicia la condensación. A partir de este ligar, el análisis será el de un serpentín húmedo.

C A P I T U L O V

PROGRAMA DE COMPUTADORA PARA EL DISEÑO DE LA SUPERFICIE DE TRANSFERENCIA DE CALOR

5.1. VARIABLES

Las variables más importantes que se utilizan en el programa son: 1) Para realizar el análisis psicrométrico del aire se necesitan la temperatura de bulbo seco y la temperatura de bulbo húmedo, o la temperatura de bulbo seco con la humedad relativa, cualquiera de estos dos pares de datos que se disponga, con la presión ambiental. A partir de estos datos se puede calcular las demás propiedades del aire a la entrada del serpentín, como a las condiciones que deja a este. Otra variable de interés es el saber el caudal de aire que se va a manejar para enfriar, ya que de este valor va a depender directamente el área frontal del serpentín, como también debe de conocerse la velocidad que lleva el aire, ya que de esta variable

va a depender la turbulencia del aire y por consiguiente la transferencia de calor con el área del serpentín (aletas y tubos); 2) En cuanto a las características mismas del serpentín, las variables de mayor interes son: saber de que material se - van a hacer las aletas como los tubos ya que del mismo depende la conductividad térmica, el espaciado existente entre los tubos tanto en la dirección del flujo como perpendicular a éste y el espaciado entre las aletas, por que de estos espacios depende el área que tiene disponible para fluir el aire y la superficie de contacto con el serpentín; 3) También es necesario saber con qué refrigerante se va a trabajar (R12 o R22) para poder determinar sus propiedades como la conductividad, la viscosidad, el volumen, el calor específico, la densidad, la entalpía, la entropía, etc.

5.2. FORMULAS

Las fórmulas que se usaron en este programa son como sigue:

a. Para análisis psicrométrico del aire;

1. Si se sabe la temperatura de bulbo seco y -

temperatura de bulbo húmedo

- Presión de agua saturada

$$\log(p_{ws,h}) = 10.79(1-\theta) + 5.028 \log\theta + 1.50474 \cdot 10^{-4} \\ (1 - 10^{-8.29692(1/\theta-1)}) + .42873 \cdot 10^{-3} (10^{4.76955(1-\theta)} - 1)$$

- Razón de humedad de aire húmedo saturado

$$W_{s,h} = .62198 p_{ws,h} / (p - p_{ws,h})$$

- Razón de humedad de aire húmedo

$$W = (1093 - .556 bh) W_{s,h} - .24 (bs - bh) / (1093 + .444 bs - bh)$$

- Presión de agua saturada

$$p_{ws} = 10.796(1-\theta) + 5.028 \log\theta + 1.50474 \cdot 10^{-4} \\ (1 - 10^{-8.29692(1/\theta-1)}) + .42873 \cdot 10^{-3} (10^{4.76955(1-\theta)} - 1)$$

- Razón de humedad de aire húmedo saturado

$$W_s = .62198 p_{ws} / (p - p_{ws})$$

- Grado de saturación

$$g_s = W / W_s$$

- Humedad relativa

$$hr = g_s / (1 - (1 - g_s) (p_{ws} / p))$$

- Volúmen

$$V = \frac{RT}{p} (1+1.6078W)$$

BIBLIOTECA

- Entalpía

$$h = .24 \text{ bs} + W(1061+.444\text{bs})$$

- Presión parcial del vapor de agua en el aire húmedo

$$p_w = pW / (.62198 + W)$$

- Temperatura de rocío

$$\text{si } \text{bs } 32 < t_d = 79.047 + 30.579 \ln(p_w) + 1.8893 \ln(p_w)^2$$

$$\text{si } \text{bs } 32 > t_d = 71.98 + 24.873 \ln(p_w) + .8977 \ln(p_w)^2$$

2. Si se sabe la temperatura de bulbo seco y la humedad relativa

- Presión de agua saturada

$$\log(p_{ws}) = 10.796(1-\theta) + 5.028 \log \theta + 1.50474 \times 10^{-4}$$

$$(1 - 10^{-8.29692(\theta-1)}) + .42873 \cdot 10^{-3} (10^{4.76955(1-\theta)} - 1)$$

- Presión parcial de vapor de agua en aire húmedo.

$$p_w = h_r p_{ws}$$

- Razón de humedad de aire húmedo

$$W = .62198 p_{ws} / (p - p_{ws})$$

- Razón de humedad de aire húmedo saturado

$$W_s = .62198 p_{ws} / (p - p_{ws})$$

- Grado de saturación

$$g_s = W / W_s$$

- Volúmen

$$V = \frac{RT}{p} (1 + 1.6078W)$$

- Entalpía

$$h = .24 \text{ bs} + W(1061 + .44 \text{ bs})$$

- Temperatura de rocío

$$\text{si } bs \ 32 < t_d = 79.047 + 30.579 \ln(p_w) + 1.8893 \ln(p_w)^2$$

$$\text{si } bs \ 32 > t_d = 71.98 + 24.873 \ln(p_w) + .8977 \ln(p_w)^2$$

- Temperatura de bulbo húmedo

$$bh = bs (.616232 + 4900493 \text{ hr} - .130531 \text{ hr}^2 + .0238085 \text{ hr}^3)$$

Donde:

$$\theta = 273.16 / (T + 460)$$

b. Para determinar las propiedades de los refrigerantes se utilizaron las siguientes fórmulas:

1. Si se utiliza refrigerante R12

- Entalpía

En estado líquido

$$hl = 8.4883 + .21898 + 9.0951e-5 t_r^2 - 3.5644e-7 t_r^3 - 2.662e-10 t_r^4 + 2.1288e-11 t_r^5$$

En estado de vapor

$$\begin{aligned}
 hv = & 77.2118 + .1097t_r - 3.0621e-6t_r^2 - 1.09728e-6t_r^3 \\
 & - 7.4521e-9t_r^4 + 6.1008e-11t_r^5 + 2.05829e-13t_r^6 \\
 & - 1.53749e-15t_r^7
 \end{aligned}$$

- Calor específico

En estado líquido

$$\begin{aligned}
 cel = & .21734 + 1.39769e-4t_r + 2.134e-7t_r^2 + 3.6965e \\
 & - 9t_r^3 + 2.994e-11t_r^4 + 7.4928e-14t_r^5
 \end{aligned}$$

En estado de vapor

$$\begin{aligned}
 cev = & .1453 + 2.1369e-4t_r - 1.2025e-6t_r^2 + 6.7903e-8t_r^3 \\
 & + 7.6892e-11t_r^4 - 1.0259e-11t_r^5 + 7.2427e-14t_r^6 \\
 & - 1.4030e-16t_r^7
 \end{aligned}$$

- Densidad

En estado líquido

$$dl = 90.6165 - .10625t_r - 1.0157e-4t_r^2$$

En estado de vapor

$$dv = (1.7468 - 1.2691e-2t_r + 8.3777e-5t_r^2 - 1.4896e-5t_r^3)$$

$$+1.368e-7t_r^4+1.3556e-9t_r^5-1.005e-11t_r^6-8.1736e-14t_r^7 + 5.10911e-16t_r^8)^{-1}$$

- Viscosidad

En estado líquido

$$v_l = .75875-4.4236e-3t_r+2.1623e-5t_r^2+9.1061e-8t_r^3+5.2963e-10t_r^4-2.7705e-12t_r^5+4.6763e-15t_r^6$$

En estado de vapor

$$v_v=2.6177e-2+7.3131e-5t_r-4.172e-7t_r^2+2.6418e-9t_r^3$$

- Conductividad

En estado líquido

$$k_{ol}=4.9071e-2-1.1571e-4t_r-1.6769e-9t_r^2-1.2505e-10t_r^3$$

En estado de vapor

$$k_{ov}=4.2877e-3+1.6171e-5t_r+7.066e-8t_r^2-1.3393e-9t_r^3-3.056e-12t_r^4+2.366e-13t_r^5-1.7199e-15t_r^6$$

$$+3.7432e-18t_r^7$$

2. Si se utiliza refrigerante R22

- Entalpía

En estado líquido

$$h_l = 10.4297 + .27337t_r + 1.8141e-4t_r^2 - 9.8169e-7t_r^3 + 6.4928e-10t_r^4 + 4.4998e-11t_r^5$$

En estado de vapor

$$h_v = 104.4479 + .10373t_r - 1.3852e-4t_r^2 - 1.9105e-6t_r^3 - 4.453e-9t_r^4 + 1.0925e-10t_r^5 + 1.0414e-13t_r^6 - 2.7904e-15t_r^7$$

- Calor específico

En estado líquido

$$c_{el} = .27105 + 2.4745e-4t_r + 6.979e-7t_r^2 + 4.5033e-9t_r^3 + 6.3875e-11t_r^4 + 8.7446e-15t_r^5$$

En estado de vapor

$$cev = .15789 + 3.2154e-4t_r + 1.6559e-6t_r^2 + 2.19e-8t_r^3 - 5.3106e-11t_r^4 + 2.4156e-13t_r^5$$

- Densidad

En estado líquido

$$dl = 83.7737 - .11182t_r - 1.0931e-4t_r^2$$

En estado de vapor

$$dv = (1.4704 - 1.3337e-2t_r + 1.1239e-4t_r^2 - 1.1243e-5t_r^3 + 1.0139e-7t_r^4 + 9.6688e-10t_r^5 - 7.0678e-12t_r^6 - 6.0736e-14t_r^7)^{-1}$$

- Viscosidad

En estado líquido

$$vl = .64597 - 2.9579e-3t_r + 1.2632e-5t_r^2 - 4.3286e-8t_r^3 + 2.726e-10t_r^4 - 1.4579e-12t_r^5$$

En estado de vapor

$$vv = 2.6066e-2 + 6.9783e-5t_r - 1.3679e-7t_r^2 - 1.4566e-9t_r^3 + 2.1778e-11t_r^4 - 3.8885t_r^5$$

- Conductividad

En estado líquido

$$\begin{aligned} \text{col} = & 6.297e-2 - 1.5769e-4t_r - 2.1964e-8t_r^2 - 5.657e-10t_r^3 \\ & + 4.1703e-12t_r^4 + 5.1269e-14t_r^5 - 1.9808e-16t_r^6 - 9.8798e-19t_r^7 \end{aligned}$$

En estado de vapor:

$$\begin{aligned} \text{Cov} = & 4.83178e-3 + 2.058e-5t_r - 1.234e-7t_r^2 + 7.7596e-10t_r^3 \\ & + 5.212e-11t_r^4 - 8.75715e-13t_r^5 + 4.75684e-15t_r^6 - 8.11043e-18t_r^7 \end{aligned}$$

c. Para calcular el área exterior del serpentín

- Determinación del coeficiente de convección para el refrigerante

$$G = Q_t / (h_v - h_l) A_p$$

$$\begin{aligned} \text{Si se trata de R12 si} = & 1.816e-3 + 3.214e-6t_r \\ & + 1.781e-9t_r^2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Si se trata de R22 si} = & 1.974e-3 + 3.039e-6t_r \\ & + 1.116e-8t_r^2 \end{aligned}$$

$$h_{C,i} = \text{si } G^{.8} / d_i^{.2}$$

- Determinación del coeficiente de convección para el aire.

$$Re = \rho V d_i / \mu$$

$$Pr = \mu c_p / k$$

$$h_{c,e,s} = C Re^{.6} Pr^{.33}$$

Donde:

$C = .26$ si el arreglo es en línea

$C = .33$ si el arreglo es escalonado

$$v_{s,f} = m(1+W) / (A_f \rho)$$

$$h_{c,e,h} = .626 v_{s,f}^{.101} h_{c,e,s}$$

- Cálculo de la diferencia media de entalpía

$$\Delta h_m = \frac{h_1 - h_2}{\ln\left(\frac{h_1 - h_{s,r}}{h_2 - h_{s,r}}\right)} \quad b'_r = \frac{h_{s,t} - h_{s,r}}{t_t - t_r}$$

- Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor

Con la temperatura del tubo se obtiene t_{ma} y se determina $b_{w,m}$ mediante:

$$b_{w,m} = .2998 + 1.4144e-3 t_{ma} + 9.7729e-5 t_{ma}^2 - 1.0522e$$

$$-6tma^3 + 1.6634tma^4$$

$$h_{o,w} = 1 / (c_{p,a} / (b_{w,m} h_{c,e,h}) + y_w / k_w)$$

$$r_2 = \sqrt{ac / \pi} \quad r_1 = d_e / 2$$

$$L = r_2 - r_1$$

$$rz = r_2 / r_1$$

$$pd = L \sqrt{h_{c,e,h} / k_f y_f}$$

Con los valores obtenidos de rz y pd se determina la eficiencia de la aleta ϕ

$$A_f = 2\pi((r_2^2 - r_1^2) + (r_2 y_f)) n_f \lg$$

$$A_{p,i} = \pi d_i \lg$$

$$A_{p,e} = \pi d_e \lg$$

$$A_e = A_f + A_{p,e}$$

$$U_{e,w} = \frac{1}{\frac{b'_r A_e}{A_{p,i} h_i} + \frac{b_{w,m} (1 - \phi_w)}{h_{o,w} (A_{p,e} / A_f + \phi_w)} + \frac{b_{w,m}}{h_{o,w}}}$$

- Cálculo de la superficie externa total

$$A_T = Q_t / U_{e,w} \Delta h_m$$

- Determinación del número de columnas

$$\#c = A_T / A_{1t} \quad f1$$

Donde:

$$A_{1t} = \pi \lg(d_e - (d_e n_f e_f) + (2r_2 n_f e_f)) + (2\pi n_f \lg(r_2^2 - r_1^2))$$

- Cálculo de la caída de presión del aire

$$t1 = ((t_1 - t_t) \neq (t_2 - t_t)) / \ln(t_1 - t_t / t_2 - t_t)$$

$$tf = tam \cdot .32 \quad t1$$

$$mp = p/R \quad tf$$

$$del = mp \quad 32.2$$

Si el arreglo es escalonado $f = .75 \left(\frac{dy - d_e}{va} \right) \left(\frac{va}{60 \rho / \mu} \right)^{-.2}$

$$\Delta p_s = .0945 \quad m_p^{.8} \quad (va/60)^{1.8} \quad \mu^{.2} \quad \#c / (dy - d_e)^{.2}$$

Si el arreglo es en línea $f = .33((dy-d_e)va \rho/\mu)^{.2}$

$$\Delta Pa = 2f * d \bar{E} I Va^2 \# C$$

- Cálculo de la caída de presión del refrigerante

$$\Delta p_{df} = \Delta p_f + \Delta p_a$$

Donde:

$$\Delta p_f = \Delta p_o \left(1/(x_s - x_e) \int_{x_e}^{x_s} \beta_o^2 dx \right)$$

$$\Delta p_a = (16G_r / \pi^2 d_i^4) \left(\frac{1-x_s}{\rho_{Ls}} - \frac{1-x_e}{\rho_{Le}} + \frac{x_s}{\rho_{Vs}} - \frac{x_e}{\rho_{Ve}} \right)$$

5.5. DATOS DE ENTRADA

En cuanto a los datos de entrada se refiere se tienen los siguientes:

- Para el aire se pueden dar las temperaturas de bulbo seco y bulbo húmedo o la temperatura de -
- bulbo seco y la humedad ^{relativa}, cualquiera de estos dos pares de datos que se tenga disponible así como la velocidad, el caudal del aire y la presión del medio.

- Para la geometría del serpentín se debe de dar - el material de que va a construir tanto los tu bos como las aletas, el número de aletas por me tro, el espesor de las aletas, el arreglo de los tubos ya sea en línea o escalonado, el número de filas de tubos, el espesor de la pared del tubo, su diámetro interior, la distancia tanto trans- versal como longitudinal.
- Para el refrigerante se pide con qué refrigerante se va a trabajar (R12 o R22) su temperatura - de evaporización como su temperatura de conden- sación.

5.6. DATOS DE SALIDA

El programa de como datos de salida los siguientes:

- Con respecto al aire, da su volumen, masa, razón de humedad, entalpía, temperatura de rocío, coe ficiente de transferencia de calor y caída de - presión.
- Con respecto al refrigerante de la caída de pre sión y el coeficiente de transferencia de calor.

- Con respecto a la gemoetría del evaporador, dá el calor sensible y total de su capacidad, el alto, largo, profundidad, el número de filas , número de columnas y la longitud total del - serpentín.

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

En el presente trabajo se han determinado las características más importantes en un evaporador, como son: el coeficiente global de transferencia de calor, la caída de presión tanto del refrigerante como del aire, estos parámetros van a servir para luego poder diseñar y di men sio na r o simplemente seleccionar los otros componentes de un sistema de refrigeración como son el compresor, el condensador, la válvula de expansión y el sis te ma de ventiladores.

Uno de los parámetros más importantes en determinar el área necesaria para que un evaporador cumpla los requer im ie nt os, es la transferencia de calor entre los dos medios de trabajo, estando influenciado por las si g u ie nt es variables:

- Diferencia de temperatura entre los dos fluidos
- El diseño y arreglo de la superficie del serpentín
- La velocidad y carácter de la corriente del aire

- La velocidad y carácter de la corriente del refrigerante.

La selección de una forma geométrica conveniente de una aleta, requiere un balance entre el costo, el peso, el espacio disponible y la caída de presión, así como las características de transferencia de calor de la superficie, pero al mismo tiempo introduce una resistencia a la conducción sobre la parte de la superficie en la cual están adheridas las aletas, por consiguiente la adición de aletas no siempre incrementará la rapidez de la transferencia de calor, sin embargo en la práctica está perfectamente justificada la adición de aletas.

Las aletas incrementan efectivamente la transferencia de calor hacia o desde un gas, pero son menos efectivas cuando el medio es un líquido.

De estas consideraciones debe ser claro que, cuando se usan aletas, deben ponerse en el lado de la superficie intercambiadora de calor donde es menor el coeficiente de transferencia de calor entre el fluido y la superficie, desde el punto de vista de transferencia de calor, son superiores las aletas cortas, delgadas y con pequeños espacios entre sí, que las aletas en menor número y -

gruesas, obviamente son más adecuadas las aletas hechas de materiales de alta conductividad térmica. En la práctica, el uso de la media logarítmica de la temperatura es solo una aproximación, la conductancia total suele evaluarse en una sección media, generalmente en el punto medio entre los extremos, y se maneja como una constante. Si la diferencia de temperatura T_e no es más del 50% mayor que T_s , la media aritmética de la diferencia de temperatura estará cerca del 1% de la diferencia media logarítmica de la temperatura, y puede usarse para simplificar los cálculos.

Los serpentines son básicamente de dos tipos, unos están constituidos por tubos o ductos descubiertos y los otros teniendo superficie aletadas o extendidas.

El diseño y arreglo de un serpentín construido del tipo de superficie extendida en el lado del aire, implica considerar muchos detalles como:

- Material de construcción tanto del tubo como de la aleta.
- El tipo, espesor, alto de la aleta y el espaciamiento entre ellas.

- La relación entre la superficie extendida y la superficie de los tubos.
- Las dimensiones de la celda de los tubos.
- El arreglo de los tubos, sea en línea o escalonados - (Triangular).
- Provisión para aumentar la turbulencia del aire.

Por último recomiendo para poder aprovechar la capacidad del sistema de computación de la ESPOL, hacer un archivo en el que se pueda almacenar y disponer de las propiedades de los distintos refrigerantes halocarburos con que funciona este programa.

Los resultados obtenidos utilizando este programa, en cuanto a la capacidad y dimensiones del evaporador, han sido comparados con los datos proporcionados por la firma comercial BOHN (boletín 3300).

Como se ve en la tabla comparativa, se ha obtenido resultados muy buenos, para variaciones de velocidad del aire desde 91.46 m/min hasta 213.41 m/min, como para el rango de aletas desde 320 aletas/m hasta 560 aletas/m.

Los resultados obtenidos por este programa se presentan bajo la casilla A, mientras que los datos por la BOHN,

están bajo la casilla B, además se presenta el porcentaje de exactitud, al comparar los valores de A con los de B.

Los datos de entrada para el programa son:

$$d_i = .01524 \text{ m}$$

$$e_t = 6.35 \cdot 10^{-4} \text{ m}$$

$$e_f = 5.6 \cdot 10^{-4} \text{ m}$$

$$t_c = 40^\circ\text{C}$$

$$t_e = 4.44^\circ\text{C}$$

$$d_y = d_x = .0405 \text{ m}$$

$$\text{caudal} = 263.4 \text{ m}^3/\text{min}$$

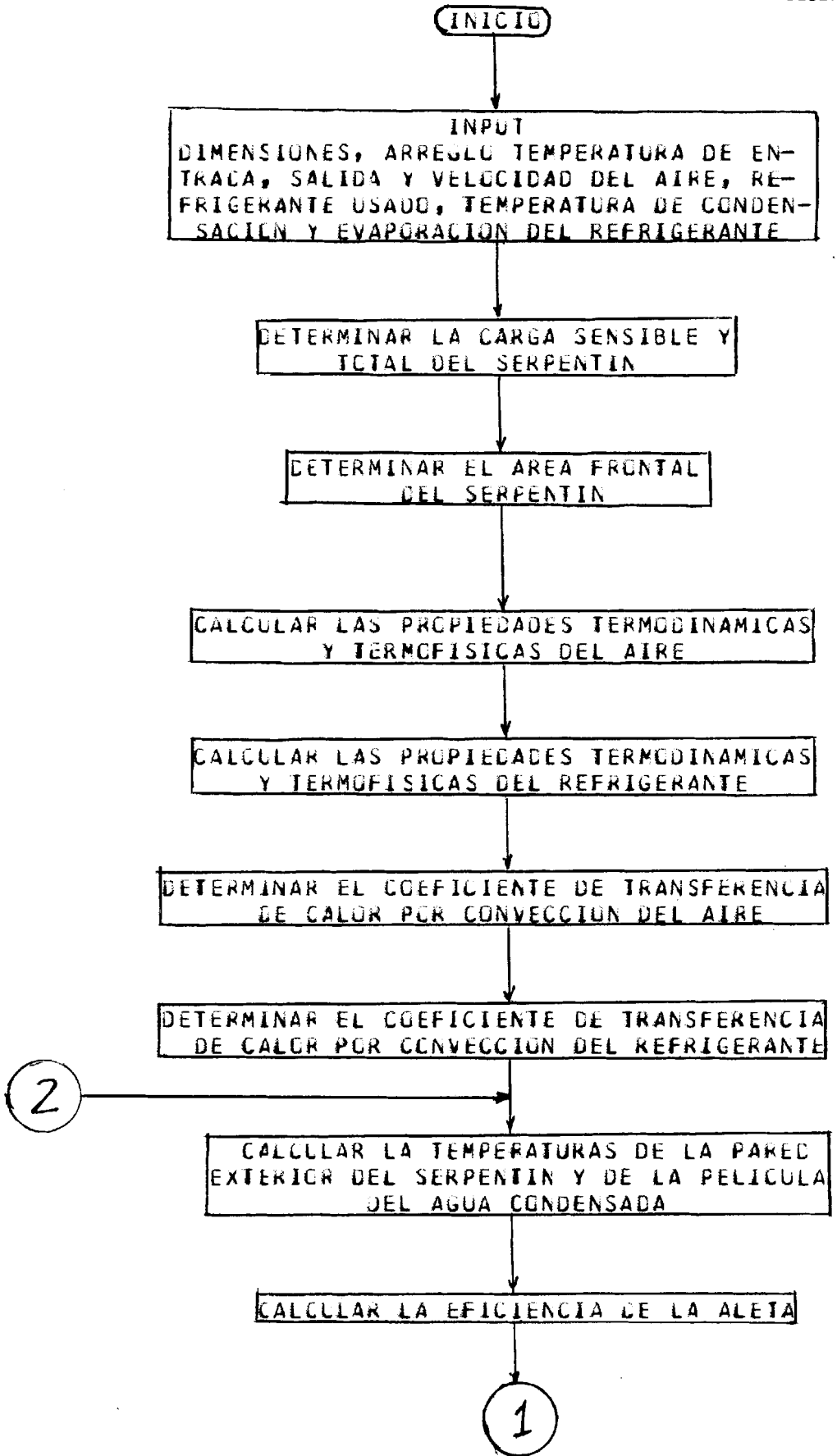
arreglo escalonado.

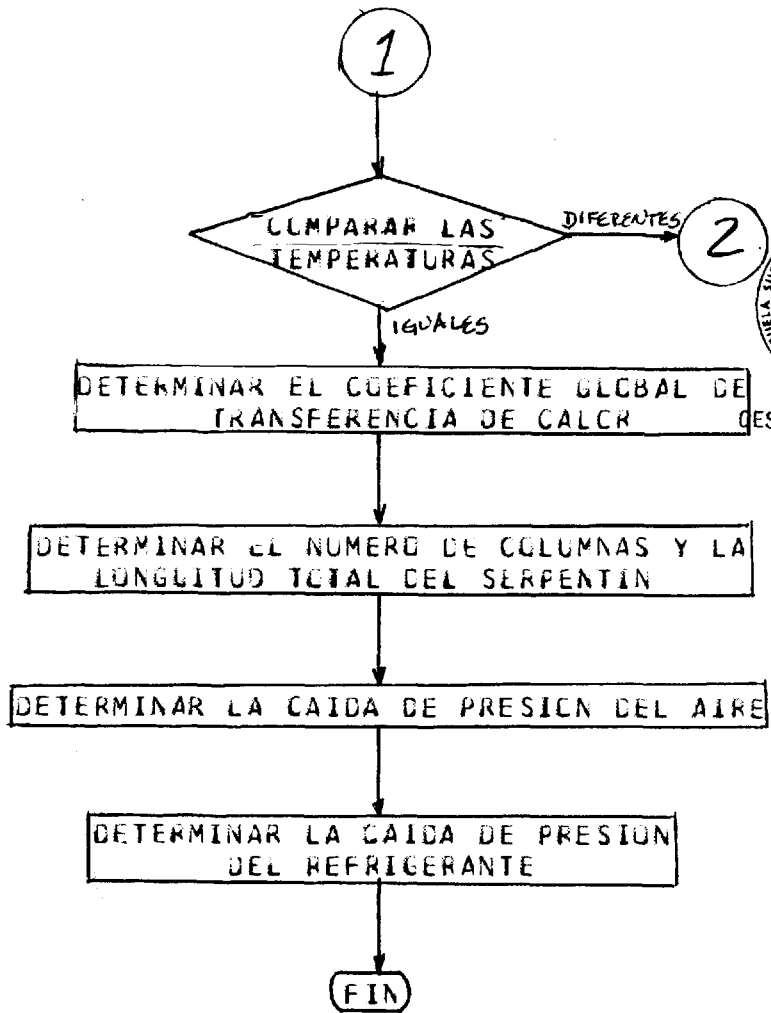
Temperatura de entrada °C	Temp. succ. °C	Temperatura de salida		Velocidad cara m/min	Aletas metro	MBH	A				B	
		bs	bh				Columnas	%	MBH	Columnas		
bulbo seco 26.66	4.44	14.00	12.72	91.46	320	11.18	3	98.94	11.30	3		
		13.00	12.22		400	11.90		98.35	12.10			
		12.39	11.78		480	12.54		98.74	12.70			
		11.89	11.85		560	13.01		98.56	13.20			
		15.28	13.83	121.95	320	12.68	3	98.29	12.90	3		
		14.39	13.33		400	13.69		98.49	13.90			
		13.78	13.00		480	14.35		98.29	14.60			
		13.28	12.72		560	14.93		98.20	15.20			
bulbo humedo 19.49	4.44	16.22	14.61	152.49	320	13.83	3	98.09	14.10	3		
		15.39	14.17		400	14.97		98.49	15.20			
		14.77	13.89		480	15.79		98.69	16.00			
		14.28	13.61		560	16.40		98.20	16.70			
		16.94	15.17	182.93	320	14.81	3.14	98.08	15.10	3		
		16.17	14.83		400	15.90	3	98.15	16.20			
		15.56	14.50		480	16.93	3	98.43	17.20			
		15.06	14.28		560	17.61	3	98.37	17.90			
17.50	15.61	213.41	320	15.60	3.3	98.11	15.90	3				
16.72	15.28		400	16.85	3.28	97.97	17.20					
16.11	15.00		480	17.90	3.25	98.89	18.10					
15.67	14.78		560	18.70	3.22	98.43	19.00					

5.3. DIAGRAMA DE FLUJO PARA DISEÑAR EVAPORADOR DE EXPANSIÓN DIRECTA



CESERCOMP - I







DESERCOMP

5.4. CODIFICACION

ENTRENAMIENTO

LEN 3, 'YCR1', OUTPUT

```

INPUT 'DIAMETRO INTERIOR (METRO).....DI1=',DI1
INPUT 'ESPESOR TUBO (METRO).....ET1=',ET1
INPUT 'CONDUCT TUBO (W/M C).....KTI=',KTI
INPUT 'ALETAS POR METRO.....NFI=',NFI
INPUT 'ESPESOR ALA (METRO).....EFI=',EFI
INPUT 'CONDUCT ALA (W/M C).....KFI=',KFI
INPUT 'ESPACIO TRANSVERSAL (METRO).....DY1=',DY1
INPUT 'ESPACIO LONGITUDINAL (METRO).....DX1=',DX1
INPUT 'APRECIACION (%).....ARR1=',ARR1
INPUT 'VELOCIDAD AIRE (METRO/MIN).....VAL1=',VAL1
INPUT 'REFRIGERANTE USADO (R12/R22).....REF1=',REF1
INPUT 'TEMP CONDENSACION (C).....TC1=',TC1
INPUT 'TEMP EVAPORACION (C).....TE1=',TE1
INPUT 'NUMERO DE FILAS .....FL=',FL
INPUT 'ALTURA SOBRE EL NIVEL MAR (METRO).....Z1=',Z
INPUT 'EXISTE ALGUN ERROR (SI/NO).....ER1=',ER1

```

Z1*3.28

IF ER1='SI' THEN 40

IF ER1='NO' THEN 240

GOTO 12400

D=DI1*3.28

H=ET1*3.28

T=KTI*.5778

F=NFI/3.28

F=EFI*3.28

F=KFI*.5778

D=DY1*3.28

X=DX1*3.28

A=VAL1*3.28

C=1.8*TC1+32

E=1.8*TE1+32

E=DI+2*EI

F=DI+ET

F=DY=1.5*DE THEN 390

GOTO 12400

FTE=-20 THEN 410

GOTO 12400

FVA=500 THEN 430

GOTO 12400

R=TE

DO A,B,C,D,E,F,G,H,I,J,K,L,M,N,O,Y,RA,AA,BB,CC,DD,EE,FF

DA 10.7958E,2.1636E,1.50474E,-4,-8.29892E,+2675E-3,4.76955E,-2.21,590

DB .6219E,8.67535E-8,5.2561E,70.7262,29.921,273.16,1093,.558,.44+

DC 53.352,1.007E,1001,.610252,.4900493,-.130531,.0238085

IF FNC(F)=(5/9)*(F-32)

IF FNA(X)=A*(1-X)+B*LOG(X)+C*(1-10*(B*(1/X-1)))+E*((10*(F*(1-X)))-1)

FRPT1(' ',17)+'. ' +KRPT1(' ',12)+'. ' +KRPT1(' ',13)+'. ' +

FRPT1(' ',17)+'. ' +KRPT1(' ',14)+'. ' +KRPT1(' ',14)+'. ' +

FRPT1(' ',23)+'. ' +KRPT1(' ',21)+'. ' +

FRPT1(' ',27)+'. ' +KRPT1(' ',15)+'. ' +

FRPT1(' ',11)+'. ' +KRPT1(' ',20)+'. ' +KRPT1(' ',20)+'. ' +

FRPT1(' ',35)+'. ' +

FRPT1(' ',18)+'. ' +KRPT1(' ',21)+'. ' +KRPT1(' ',15)+'. ' +

FRPT1(' ',21)+'. ' +KRPT1(' ',17)+'. ' +KRPT1(' ',12)+'. ' +

FRPT1(' ',23)+'. ' +KRPT1(' ',4)+'. ' +KRPT1(' ',8)+'. ' +

FRPT1(' ',25)+'. ' +KRPT1(' ',12)+'. ' +

FRPT1(' ',27)+'. ' +KRPT1(' ',16)+'. ' +



DESERCOMP

```

=RP14(' ',2)+' ' . '+RP14(' ',4)+' ' . '+RP14(' ',11)
' '+RP14(' ',16)+' ' '+RP14(' ',14)+' '
=RP14(' ',27)+' ' . '+RP14(' ',7)+' '
=RP14(' ',31)+' '
MPUT 'OPTION R (1/2).....CPK1=',CPK1
IF CPK1='1' THEN 690
IF CPK1='2' THEN 750
GOTO 12400
MPUT 'TEMP BR RETURN(C).....RH1=',RH1
MPUT 'TEMP BS RETURN(C).....RS1=',RS1
R=1.8*RH1+32
S=1.8*RS1+32
IF R=RS THEN 770
GOTO 12400
MPUT 'HOM REL RETURN(C).....HRK=',HRK
MPUT 'TEMP BS RETURN(C).....RS1=',RS1
MPUT 'AIRE RETURN(MCM).....ARI=',ARI
R=1.8*RS1+32
R=AK1*0.28 *R
IF HRK=100 THEN 820
GOTO 12400
MPUT 'OPTION D (3/4).....CPD1=',CPD1
IF CPD1='3' THEN 860
IF CPD1='4' THEN 920
GOTO 12400
MPUT 'TEMP BR DESEAD(C).....DH1=',DH1
MPUT 'TEMP BS DESEAD(C).....DS1=',DS1
R=1.8*DH1+32
S=1.8*DS1+32
IF R=DS THEN 940
GOTO 12400
MPUT 'HOM REL DESEAD.....HRD=',HRD
MPUT 'TEMP BS DESEAD(C).....DS1=',DS1
MPUT 'EXISTE ERROK(SI/NC).....ER1=',ER1
IF ER1='SI' THEN 950
IF ER1='NC' THEN 980
GOTO 12400
R=1.8*DS1+32
IF HRD=100 THEN 1010
GOTO 12400
MPUT 'EXISTE ERROK(SI/NC).....ER1=',ER1
R=((1-1*2) *R)
IF ER1='SI' THEN 1090
IF ER1='NC' THEN 1000
GOTO 12400
MPUT 'EXISTE ERROK(SI/NC).....ER1=',ER1
IF ER1='SI' THEN 950
IF ER1='NC' THEN 1000
MPUT 'OPTION E (5/6).....CPE1=',CPE1
IF CPE1='5' THEN 1130
IF CPE1='6' THEN 1190
GOTO 12400
MPUT 'TEMP BR EXTERIOR(C).....EH1=',EH1
MPUT 'TEMP BS EXTERIOR(C).....ES1=',ES1
R=1.8*EH1+32
S=1.8*ES1+32
IF R=ES THEN 1240
GOTO 12400
MPUT 'HOM REL EXTERIOR.....HRE=',HRE
MPUT 'TEMP BS EXTERIOR(C).....ES1=',ES1

```



DESIGN COMPT

```

CS=1.e*ES1+3z
IF ER# 100 THEN 1240
GOTO 12400
INPUT 'AIRB EXTERIOR(MCM).....AE1=',AE1
INPUT 'EXISTE ERROR(SI/NO).....ER#=',ER#
IF ER#='SI' THEN 1130
IF ER#='NO' THEN 1240
GOTO 12400
AE=AE1*3.28 z
IF OPE#='5' THEN 1330
IF OPE#='6' THEN 1600
GOTO 12400
I=EH I1=ES
USUB 7020
WS=PW
USUB 7090
WS=WC
USUB 7120
WA=WA
I=ES I1=ER#
USUB 7020
WS=PW
USUB 7090
WS=WC
USUB 7150
FUI
USUB 7180
WE=F1*100
USUB 7210
E=V
E=AE/VE
USUB 7260
E=EA
USUB 7290
WR=FW1
USUB 7320
DE=TD
E=W
GOTO 1330
E=ERE/100 I=ES
USUB 7020
WS=PW
USUB 7390
E=PW1
USUB 7420
WA=WA
USUB 7090
E=WC
USUB 7130
FUI
USUB 7210
E=V
E=AE/VE
USUB 7260
E=EA
USUB 7450
E=EF
E=EH
E=FW1
USUB 7320

```



DESERCOMP

```
TDR=TC
TDR1=.555*(TDR-32)
kr=K
IF M1='S1' THEN 2470
IF M1='K1' THEN 2610
LTC 12400
MM=MK+ME
MM1=MM/2.2
VM=VE+VR
VM1=VM*.1250
HM=( (MP*HRT)+(ME*HE) )/MM
HM1=HM*.32
MK=( (MK*KR)+(ME*KE) )/MM
MK1=( (MK*KR)+(ME*KE) )/MM
MS=( (MK*KS)+(ME*ES) )/MM
MS1=.555*(MS-32)
MH=( (MK*RH)+(ME*EH) )/MM
MH1=.555*(MH-32)
TM=( (MK*TR)+(ME*TE) )/MM
TM1=.555*(TM-32)
IF CPD1='3' THEN 2640
IF CPD1='4' THEN 2900
LTC 12400
I=DF I1=LS
LSUB 7020
S=PW
LSUB 7090
S=WC
LSUB 7120
I=KA
I=DS I1=DF
LSUB 7020
S=PW
LSUB 7090
S=WC
LSUB 7150
I=U1
LSUB 7180
I=FI*100
LSUB 7210
I=V
LSUB 7260
I=HA
LSUB 7290
IR=PW1
LSUB 7320
IC=TC
I=K
LTC 3120
I=HRC/100 I=DS
LSUB 7020
S=PW
LSUB 7390
I=PW1
LSUB 7420
I=KA
LSUB 7090
I=WC
LSUB 7150
I=U1
```

```

USOB 7210
VE=V
USOB 7200
ND=FA
USOB 7450
DF=DF
II=DE
rnn=Pr1
USOB 7520
TLL=TD
nd=n
IF M4='S1' THEN 3100
IF P4='ND' THEN 3200
GOTO 12400
M=M*(WM-WD)
M=AK1*3.20 3
AL=AE1*3.25 3
M=M+AE
M1=M+AE1
S=1.1*M*(TS-LS)
SI=S/3.412
J=4.5*M*(HM-ED)
JI=J/3.412
AF=M/VA
GOTO 3320
M=M*(WC-WE)
S=1.1*M*(KS-LS)
SI=S/3.412
J=4.5*M*(HT-ED)
JI=J/3.412
M=M/VA PRINT '*** AF=',AF
L=LY*FL
AI=AL/3.20
M=M/AL
MI=LC/3.20
IF REF1='R12' THEN 3300
IF REF2='R22' THEN 3400
GOTO 12400
M=1.016E-3+3.214E-6*IK+1.700E-5*IK 2
USOB 7540
USOB 10350
USOB 11150
GOTO 3400
M=1.074E-3+3.035E-6*IK+1.110E-5*IK 2
USOB 7600
USOB 11410
USOB 12100
I=PI*SI 274
JK=J/12000
I=I/(HV-HE*(1-CL))
II=M/132
PI=M/100*TCN)
S=TCN/PL
M=PI*IS
M=PI/AI
M=S1*OK .3/01 .2
MI=OK*5.070
GOTO ' ' DL='',DL
GOTO ' ' MV='',MV
IL=VL/11520

```



CESEBCOMP

```
IV=VV/115320
JK=CL*UV+((1-CL)*UL)
JR=CL*VV+((1-CL)*VL)
UK=CL*UV+((1-CL)*UL)
UR=CL*CV+((1-CL)*CL)
VK=DER*VER*01/VIR
IF M#='NO' THEN 3700
IF M#='S1' THEN 3720
JTC 12400
N=NR VI=VR MI=MK TI=RS
JTC 3730
N=NM VI=VR+VE MI=MM TI=MS
IAM=(I1+J5)/2
EA=1/(11.5735812755851+2.529233727215E-2*IAM-3.035437E-7*IAM 25
#1.02783E-5*IAM 3)
JA=1.512971238912E-2+2.60149E438E-5*IAM-7.30243E-9*IAM 23
#3.07210E1558543E-12*IAM 3
AA=3.937023845524E-2+5.271525388E-5*IAM-3.360063E-8*IAM 25
#1.8850443618019E-11*IAM 3
K=NF*EF
IF ARK#='LN' THEN C1=.20
IF ARK#='ES' THEN C1=.33
MIN=AF-(DE*LC*FL)-(PC*AL)
A=(1+M1)*(M1*60)/4MIN
K=.72025078828459-1.8991299523E-4*IAM+2.0320139E-7*IAM 25
#8.35612285280652E-11*IAM 3
E=DE#*VA*DE*00/VIA
CA=C1*KE .6*PK .33*CCA/DE
FA=VA/AMJA
Ch=.526*CCA*VFA .101
Ch1=CCh*5.07e
PA=.24+.45*w1
EA=HxI
SA=HC
#IR
ISUB 7730
JK=HAS
K=(FA-HSA)/COS((HEA-HAR)/(HSA-HAR))
ISUB 7830
TC=TR+(CCW*K1*HML/CCR)
FTI =ITC-.5 AND TT =ITC+.5 THEN 4050
I=TC
ISUB 7860
JTC 4000
IR=ITC
TMAC=HAR+HML-((CPA+PCW*LI)/(EMA*COH))*I2-(BR*CCW*K1/CCR)*HML1
I=HTMAC
MAC1=-3.5752003614037+3.350582887216*H1-3.597783548935E-2*H1 28
+1.0388883458E-4*H1 3+6.78558989E-6*H1 4-8.88911E-8*H1 5
MAC2=3.20920074202842E-10*H1 6-7.178058121239E-13*H1 78
#6.20217801588924E-10*H1 8
MAC=TMAC1+IMAC2 PRINT ' TMAC=',TMAC
I=MA =TMAC-.5 AND TMA =TMAC+.5 THEN 4170
M=TMAC
ISUB 8220
JTC 4060
MAR=TMAC
MR=UCn
#T/(CCW*HML)
I=(IR+IMAR)/2
```



CESERCOMP - ESP

```
IF ARR4='LN' THEN 4380
IF ARR4='ES' THEN 4240
GOTO 12400
NT=AT/AIT
IF NT =FL THEN 4270
GOTO 4290
AC=1 LT=LG*FL
GOTO 4440
MC1=NT/(2*FL-1) MC2=2*MC1 PRINT '----MC2=',MC2
IF MC2=INT(MC2) THEN 4330
MC2=INT(MC2)+1
NC=MC2
IF MC2/2=INT(MC2/2) THEN 4360
CC=MC2+1 LT=((CC/2)*FL+((CC/2)-1)*(FL-1))*LG PRINT ' LT=',LT
GOTO 4440
NC=MC2 LT=(NC/2)*(2*FL-1)*LG
GOTO 4440
NC=AT/(AIT*FL)
IF MC=INT(MC) THEN 4420
MC=INT(MC)+1
GOTO 4430
NC=MC
AT=NC*FL*LG
AN=NC*DX
NI=AN/3.28
TI=LT/3.28
IL=((TI-TIR)-(DS-TTR))/LGG((TI-TIR)/(DS-TTR))
IF=TAM-.32*TL
IP=P*70.72527/(53.34*(IF+460))
DEI=MP/32.2
IF ARR5='LN' THEN 4540
IF ARR5='ES' THEN 4570
GOTO 12400
F=.33*((DY-DE)*(VA/60)*(DEA/32.2)/(VIA/115920)) (-.2)
PTA=2*CF*DEI*(VA/60) 2*NC
GOTO 4590
F=.75*((DY-DE)*(VA/60)*(DEA/32.2)/(VIA/115920)) (-.2)
PTA=.0945*MP .8*(VA/60) 1.8*(VIA/115920) .2*NC/(DY-DE) .2
PTA1=CPIA/5.2
G=CL*MS
H=MS-MG
EG=MG/(60*AI*DV)
EL=HL/(60*AI*DL)
EG=VEG*DI*((DV/32.2)*47978*3600/(VV*1490)
EL=VEL*DI*((DL/32.2)*47978*3600/(VL*1490)
T=MS/(60*AI*DL)
EO=VT*DI*((DL/32.2)*47978*3600/(VL*1490)
IF REO 2000 THEN 4710
D=64/REO
GOTO 4720
G=.0055*(1+((20000*.00005/DI)+(1E6/REO)) .333)
FC=FO*NC*LG*(DL/32.2)*VT 2/(2*DI*144)
L=(1/CLM)-1
IF REL 2000 AND REG 2000 THEN 4780
IF REL 2000 AND REG =2000 THEN 4800
IF REL =2000 AND REG 2000 THEN 4820
IF REL =2000 AND REG =2000 THEN 4840
F=((DV/DL)*(VL/VV) .2)*(AI 1.8)) .5
L=20 GOTO 4860
F=((DV/DL)*(VL/VV)*AI*.00286*(REL .8)) .5
```



GESERCOMP

```

C2=10 CUTE 4860
LM=((DV/DL)*(VL/VV)*A1*3487/(REG .8)) .5
C2=12 CUTE 4860
LM=((DV/DL)*(VL/VV)*A1) .5
C2=9
FIC=1+(C2/LM)+(1/LM^2)
CPF=LPC*FIC*(1-CL)^2
CPA=(15*(MS/1932)^2*((1-CL)*32.2/DV)-(1/CL)*32.2/DL))/((PI^2*DI^4*14
CPIR=CPF+CPA PRINT ' CPIR=' ,CPIR
PRINT 3,TAB (10) '5.6. APLICACION DEL PROGRAMA'
PRINT 3
PRINT 3
PRINT 3
PRINT 3,TAB (19) 'ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL'
PRINT 3,TAB (24) 'FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA'
PRINT 3
PRINT 3,TAB (33) 'TESIS DE GRADO'
PRINT 3
PRINT 3,TAB (28) 'YURI ALAN WALSANG AMEN'
PRINT 3
PRINT 3,TAB (31) 'GLAYAGUIC - ECUADOR'
PRINT 3,TAB (39) '1980'
PRINT 3
PRINT 3
PRINT 3,TAB (23) RPT$( '*',35)
PRINT 3,TAB (23) 'PROGRAMA PARA DISEÑAR EVAPORADOR'
PRINT 3,TAB (29) 'DE EXPANSION DIRECTA'
PRINT 3,TAB (23) RPT$( '*',35)
PRINT 3
PRINT 3,TAB (4) RPT$( '*',28) TAB (32) 'DATOS DE ' +
'ENTRADA' TAB (50) RPT$( '*',28)
PRINT 3,TAB (32) RPT$( '=',18)
PRINT 3
PRINT 3,TAB (12) RPT$( '- ',12) TAB (24) 'CARACTERISTICAS DEL SERPENTIN'
PRINT 3,TAB (55) RPT$( '- ',13)
PRINT 3,TAB (24) RPT$( '- ',31)
PRINT 3
PRINT 3,TAB (12) 'DIAMETRO INTERIOR * ESPESOR TUBO * CONDUCTIVIDAD' +
' TUBO'
PRINT 3,TAB (19) 'DI(M)' TAB (36) 'EF(M)' TAB (54) 'K(W/M C)'
PRINT 3,USING A3,D11,ET1,K11
PRINT 3
PRINT 3,TAB (12) 'ALETAS POR PIE * ESPESOR ALETA * CONDUCTIVIDAD' +
' ALETA'
PRINT 3,TAB (16) 'NF(N/M)' TAB (36) 'EF(M)' TAB (54) 'KF' +
'(W/M C)'
PRINT 3,USING D4,NF1,EF1,KF1
PRINT 3
PRINT 3,TAB (17) 'ESPACIO TRANSVERSAL * ARREGLO DE LOS TUBOS'
PRINT 3,TAB (24) 'DY(M)' TAB (45) 'ARR$ (LN C ES)'
PRINT 3,USING C4,DY1,ARR4
PRINT 3
PRINT 3,TAB (20) 'ESPACIO LONGITUDINAL * NUMERO DE FILAS'
PRINT 3,TAB (28) 'DX(PIE)' TAB (50) 'FL(N-)'
PRINT 3,USING D5,DX1,FL
PRINT 3
PRINT 3,TAB (4) RPT$( '- ',22) TAB (26) 'CONDICIONES DEL ' +
'REFRIGERANTE' TAB (55) RPT$( '- ',22)
PRINT 3,TAB (26) RPT$( '- ',30)
PRINT 3

```




```
PRINT 3,TAB (4) 'REFRIGERANTE USADO * TEMPERATURA CONDENSACION *  
'TEMPERATURA EVAPORACION'  
PRINT 3,TAB (6) 'REFRIGERANTE * R22' TAB (36) 'TC(F)' TAB (63) 'T  
PRINT 3,USING F#,REF#,TCI,TEI  
PRINT 3  
PRINT 3,TAB (9) RPT$(('-',20) TAB (29) 'CONDICIONES DEL *+8 CESERCOMP-ES  
'AIRE' TAB (51) RPT$(('-',22)  
PRINT 3,TAB (29) RPT$(('-',22)  
PRINT 3  
PRINT 3,TAB (32) 'AIRE DE RETORNO'  
PRINT 3,TAB (52) RPT$(('-',17)  
IF CPR#='1' THEN 5550  
IF CPR#='2' THEN 5610  
GOTO 12020  
PRINT 3,TAB (9) 'TEMPERATURA BULBO HUMEDO * TEMPERATURA BULBO *+8  
'SECO * RETORNO'  
PRINT 3,TAB (17) 'TEMP BH(C)' TAB (45) 'TEMP BS(C)' TAB (66) 'AE(MCM)'  
PRINT 3,USING F#,RH1,RS1,AF1  
PRINT 3  
GOTO 5660  
PRINT 3,TAB (13) 'TEMPERATURA BULBO SECO * HUMEDAD RELATIVA * *+8  
'RETORNO'  
PRINT 3,TAB (20) 'TEMP BS(C)' TAB (46) 'HR( )' TAB (61) 'AR(MCM)'  
PRINT 3,USING I#,RS1,HR#,AF1  
PRINT 3  
IF M#='S1' THEN 5690  
IF M#='ND' THEN 5990  
GOTO 12020  
PRINT 3,TAB (33) 'AIRE EXTERIOR'  
PRINT 3,TAB (33) RPT$(('-',14)  
IF LPE#='5' THEN 5740  
IF LPE#='6' THEN 5800  
GOTO 12020  
PRINT 3,TAB (9) 'TEMPERATURA BULBO HUMEDO * TEMPERATURA BULBO SECO *+8  
'EXTERIOR'  
PRINT 3,TAB (17) 'TEMP BH(C)' TAB (45) 'TEMP BS(C)' TAB (65) 'AE(MCM)'  
PRINT 3,USING H#,RH1,RS1,AF1  
PRINT 3  
GOTO 5850  
PRINT 3,TAB (13) 'TEMPERATURA BULBO SECO * HUMEDAD RELATIVA * *+8  
'EXTERIOR'  
PRINT 3,TAB (20) 'TEMP BS(C)' TAB (46) 'HR( )' TAB (60) 'AE(MCM)'  
PRINT 3,USING I#,RS1,HR#,AF1  
PRINT 3  
PRINT 3,TAB (33) 'AIRE MEZCLADO'  
PRINT 3,TAB (33) RPT$(('-',14)  
IF CPR#='2' AND LPE#='6' THEN 5940  
PRINT 3,TAB (9) 'TEMPERATURA BULBO HUMEDO * TEMPERATURA BULBO *+8  
'SECO * MEZCLADO'  
PRINT 3,TAB (17) 'TEMP BH(C)' TAB (45) 'TEMP BS(C)' TAB (65) 'AM(MCM)'  
PRINT 3,USING H#,TMH1,TMS1,AM1  
PRINT 3  
GOTO 5990  
PRINT 3,TAB (13) 'TEMPERATURA BULBO SECO * HUMEDAD RELATIVA * *+8  
'MEZCLADO'  
PRINT 3,TAB (20) 'TEMP BS(C)' TAB (46) 'HR( )' TAB (60) 'AM(MCM)'  
PRINT 3,USING I#,TMS1,HR#,AM1  
PRINT 3  
PRINT 3,TAB (34) 'AIRE DESECCO'  
PRINT 3,TAB (34) RPT$(('-',13)
```



```

IF OPD#='3' THEN 6040
IF OPD#='4' THEN 6150
GOTO 12400
PRINT 3,TAB (9) 'TEMPERATURA BULBO HUMEDO * TEMPERATURA BULBO
*SECC * DESEADO'
PRINT 3,TAB (17) 'TEMP BU(C)' TAB (45) 'TEMP BSIC)' TAB (66) 'DESEADO'
IF M#='SI' THEN 6100
IF M#='NO' THEN 6120
GOTO 12400
AD=AM1
GOTO 6130
AD=ARI
PRINT 3,USING H#,DH1,DS1,AD
PRINT 3
GOTO 6270
PRINT 3,TAB (13) 'TEMPERATURA BULBO SECC * HUMEDAD RELATIVA * '+
# ' DESEADO'
PRINT 3,TAB (20) 'TEMP BSIC)' TAB (46) 'HR( )' TAB (61) 'AD(MCM)'
IF M#='SI' THEN 6220
IF M#='NO' THEN 6240
GOTO 12400
AD=AM1
GOTO 6250
AD=ARI
PRINT 3,USING I#,DS1,HR#,AD
PRINT 3
PRINT 3,TAB (29) 'VELOCIDAD DEL AIRE'
PRINT 3,TAB (29) RPT#(' ',20)
PRINT 3,TAB (33) 'VA(METRE/MIN)'
PRINT 3,USING G#,VA1
PRINT '1'
PRINT 3
PRINT 3
PRINT 3,TAB (3) RPT#('* ',29) TAB (32) 'DATOS DE '+
# 'SALIDA' TAB (49) RPT#('* ',25)
PRINT 3,TAB (32) RPT#(' ',17)
PRINT 3
PRINT 3,TAB (15) RPT#(' ',14) TAB (29) 'CONDICIONES DEL '+
# 'AIRE' TAB (51) RPT#(' ',14)
PRINT 3,TAB (29) RPT#(' ',22)
PRINT 3
IF M#='SI' THEN 6450
IF M#='NO' THEN 6570
GOTO 12020
PRINT 3,TAB (33) 'AIRE MEZCLADO'
PRINT 3,TAB (33) RPT#(' ',14)
PRINT 3
PRINT 3,TAB (23) 'VOLUMEN * MASA * RAZON HUMEDAD'
PRINT 3,TAB (22) 'L3/KG)' TAB (33) '(KG/MIN)' TAB (49) 'W'
PRINT 3,USING P#,VM1,MM1,W#
PRINT 3
PRINT 3,TAB (25) 'ENTALPIA * TEMPERATURA BULBO'
PRINT 3,TAB (25) 'H(KJ/KG)' TAB (42) 'TDIC)'
PRINT 3,USING Q#,HM1,TEM1
PRINT 3
GOTO 6680
PRINT 3,TAB (32) 'AIRE RECIBIDO'
PRINT 3,TAB (32) RPT#(' ',13)
PRINT 3
PRINT 3,TAB (23) 'VOLUMEN * MASA * RAZON HUMEDAD'

```



1308100MP

```

PRINT 3,TAB (22) '(M 3/RG)' TAB (33) '(KG/R/M)' TAB (51) 'W'
PRINT 3,USING P1,VR1,VR1,WR
PRINT 3
PRINT 3,TAB (25) 'ENTALPIA * TEMPERATURA FOCIO'
PRINT 3,TAB (26) 'H(KJ/KG)' TAB (42) 'IDIC)'
PRINT 3,USING P2,VR11,VR1
PRINT 3
PRINT 3,TAB (19) 'COEFICIENTE TRANSFERENCIA CALOR * CALOR PRESION'
PRINT 3,TAB (20) 'HE(W/M 2C)' TAB (52) 'CP(PLG H2O)'
PRINT 3,USING P3,UCH1,CPTA1
PRINT 3
PRINT 3,TAB (15) RPI4(' ',8) TAB (23) 'CARACTERISTICAS DEL REFRIGERANTE'
PRINT 3,TAB (16) RPI4(' ',8)
PRINT 3,TAB (23) RPI4(' ',24)
PRINT 3,TAB (19) 'COEFICIENTE TRANSFERENCIA CALOR * CALOR PRESION'
PRINT 3,TAB (20) 'HE(W/M 2C)' TAB (52) 'CP(LB/P 2)'
PRINT 3,USING P4,UCH1,CPTA
PRINT 3
PRINT 3,TAB (37) 'MASA'
PRINT 3,TAB (38) '(KG/MIN)'
PRINT 3,USING P4,MT1
PRINT 3
PRINT 3,TAB (13) RPI4(' ',21) TAB (24) 'CARACTERISTICAS DEL EVAPORADOR'
PRINT 3,TAB (14) RPI4(' ',21)
PRINT 3,TAB (25) RPI4(' ',22)
PRINT 3
PRINT 3,TAB (25) 'CALOR SENSIBLE * CALOR TOTAL'
PRINT 3,TAB (39) 'Q(S)'
PRINT 3,USING P5,NS1,QT1
PRINT 3
PRINT 3,TAB (4) 'ALTO * LARGO * ANCHO * NUMERO FILAS * NUMERO CUBI'
PRINT 3,TAB (5) '(M) (M) (M)' RPI4(' ',35),TAB (68) '(M)'
PRINT 3,USING P4,AL1,LG1,AN1,FL,NC,LF1
PRINT 3
JCP

```

SUBROUTINA QUE REALIZA EL ANALISIS PSICROMETRICO DEL AIRE

SUBROUTINA PARA CALCULAR LA PRESION DE AGUA SATURADA

```

IFNA(T)
IFA1+273
FM/BI
IFNA(X)
F(10 A2)*L
RETURN

```

SUBROUTINA PARA CALCULAR RAZON HUMEDAD AIRE HUMEDO SATURADO

```

FF*(PWS/(P-PWS))
RETURN

```

SUBROUTINA PARA CALCULAR RAZON HUMEDAD AIRE HUMEDO

```

F((10-(10*F)+PWS)-(1.24*(11-1))) / (N+(Y*11)-1)
RETURN

```

SUBROUTINA PARA CALCULAR GRADO DE SATURACION

```

FW/WS
RETURN

```

SUBROUTINA PARA CALCULAR HUMEDAD RELATIVA

```

FC/(1-(1-U)*(PWS/P))
RETURN

```



CESECOM

SUBROUTINA PARA CALCULAR VOLUMEN AIRE HUMEDO

PI=P*K

IS=T+400

W=((KA*IS)/PI)*(1+AA*K)

RETURN

SUBROUTINA PARA CALCULAR ENTALPIA

IA=.24*I+[(.28+Y*T)*W

RETURN

SUBROUTINA PARA CALCULAR PP VAPOR EN AIRE HUMEDO

PI=(P*W)/(H+W)

RETURN

SUBROUTINA PARA CALCULAR TEMP PUNTO ROCIO

S=LOG(P/W)

IF T1.52 THEN T370

TD=79.047+30.5790*S+1.8893*S 2

TD=7080

TD=71.09+24.073*S+.8927*S 2

RETURN

SUBROUTINA PARA CALCULAR PP VAPOR AIRE HUMEDO

WI=PWS*HF

RETURN

SUBROUTINA PARA CALCULAR RAZON HUMEDAD AIRE HUMEDO

IA=H*PW/(P-PW)

RETURN

SUBROUTINA PARA CALCULAR TEMP BUBLE HUMEDO

HS=CC+DD*HR+EE*HK 2+FF*HF 3

H=HFS*T

RETURN

SUBROUTINA PARA CALCULAR ENTALPIA DE R12

L=8.4003140501500+.2109082170364*TR+9.09514328E-5*TR 2

+5.5644891E-7*TR 3-2.66206154782012E-10*TR 4+2.1268320910901E-11*TR 5

V1=77.2118890510637+.10973201418351*TR-3.06216591E-6*TR 2

-1.09720324E-8*TR 3-7.452155-9*TR 4+6.1006375874936E-11*TR 5

V2=2.00022914079133E-13*TR 6-1.5374975572516E-15*TR 7

V=H*V1+H*V2

RETURN

SUBROUTINA PARA CALCULAR ENTALPIA DE R22

L=10.429705331205+.27337495110148*TR+1.81416012395E-4*TR 2

+9.810949E-7*TR 3+6.4928236305003E-10*TR 4+4.49980178364064E-11*TR 5

V1=104.44791868357+.10373150097242*TR-1.3852966434E-4*TR 2

+1.91053537E-6*TR 3-4.45306E-9*TR 4+1.09257472244751E-10*TR 5

V2=1.0414604306072E-13*TR 6-2.7904399740622E-15*TR 7

V=H*V1+H*V2

RETURN

SUBROUTINA PARA CALCULAR ENTALPIA DE AIRE HUMEDO

IS1=-.23787512469533+.26596310817306*I+1.97661164977E-3*I 2

+2.214132612E-5*I 3-5.089954E-8*I 4-5.72796857140032E-10*I 5

IS2=8.99836624511663E-12*I 6+4.58813966860051E-14*I 7

IS=HAS1+HAS2

RETURN

SUBROUTINA PARA CALCULAR TEMPERATURAS DEL TUBO
Y PELICULA DEL AGUA CONDENSADA



CESERCOMP · ES

```

*****
TI=TR+Z
T=TI
GCSUB 7730
HAT=HAS
BR=(HAI-HAR)/(TI-TR)
TMA=TI+Z
BMA=.29979638009036+1.41445564241E-3*TMA+9.772984368E-5*TMA 28
3-1.05220759E-6*TMA 3+1.60341E-8*TMA 4
YW=.005/12
KW=.30942833040352+0.0605276666*TMA-1.3305223E-6*TMA 28
3+3.0896497287417E-10*TMA 3
HCW=1/(CPA/(BMA*CCF))+(YW/KW)
E2=(DY*DX/PI) .5
E1=D1/2+ET
CI=E2-E1
PD=D1*(2*HCW/(KF*EF)) .5
RZ=E2/E1
GCSUB 8220
EFC=FI
API=PI*CI*LG
APE=PI*DE*LG
APM=PI*(D1+ET)*LG
AIA=2*PI*(E2 2-E1 2+(E2*EF))
ATA=AIA*NF*LG
AEX=ATA+APE
AIT=(PI*LG*(DE-(DE*PO)+(2*E2*PO)))+(2*PI*NF*LG*(E2 2-E1 2))
R1=AEX/API
R2=APE/ATA
SU=(BR*R1/CCR)+(BMA*(1-EFC))/(HCW*(R2+EFC))+(BMA/HCW)3
I+((AEX*ET)/(APM*IT))
JW=1/SU
RETURN

```

SUBROUTINA PARA CALCULAR EFICIENCIA DE ALETA

```

*****
IF RZ =1 THEN 8240
GOTO 8270
I=.999753279278493+2.363462913151E-2*PD-.42207288677444*PD 28
+.21246339731177*PD 3-4.157202602342E-2*PD 4+2.8997219057E-3*PD 5
RETURN
IF RZ =1.1 THEN 8290
GOTO 8330
I1=.99742281569714+2.549855068117E-2*PD-.42654266608322*PD 28
+.21637775956632*PD 3-4.311642764675E-2*PD 4+3.17945679696E-3*PD 5
I2=-1.892732521E-5*PD 6
I=I1+I2
IF RZ =1.2 THEN 8350
GOTO 8400
I1=.99688456797509+4.014781353331E-2*PD-.49838756000735*PD 28
+.2765646359525*PD 3-6.422973725114E-2*PD 4+6.56947834106E-3*PD 5
I2=-2.2437003694E-4*PD 6
I=I1+I2
RETURN
IF RZ =1.3 THEN 8420

```



```

JUL 8477
F11=.5468+4022500+P1.4507070007E-2*PD-.52857045940504*PD 28
S+.30235454743712*PD 3-7.845777394501E-2*PD 4+8.0581819511E-3*PD 5
F12=-3.144563187E-4*PD 6
F1=F11+F12
RETURN
IF KZ =1.4 THEN 8490
JUL 8440
F11=.59839479317233+0.237517271101E-2*PD-.52751539405555*PD 28
S+.30216329827091*PD 3-7.853405842888E-2*PD 4+8.30504258509E-3*PD 5
F12=-3.2358707310E-4*PD 6
F1=F11+F12
RETURN
IF KZ =1.5 THEN 8500
JUL 8410
F11=.50713553311503+0.008003842155E-2*PD-.52600226652500*PD 28
S+.3094920491047*PD 3-7.857042325270E-2*PD 4+8.5590322708E-3*PD 5
F12=-3.4272540440E-4*PD 6
F1=F11+F12
RETURN
IF KZ =1.6 THEN 8520
JUL 8380
F11=.950757132322+3.193358534391E-2*PD-.55840245170707*PD 28
S+.30954504095759*PD 3-8.8212775821006E-2*PD 4+1.082241380008E-2*PD 5
F12=-3.7833700009E-4*PD 6
F1=F11+F12
RETURN
IF KZ =1.7 THEN 8400
JUL 8750
F11=.95030382152837+2.378034020587E-2*PD-.58074281478002*PD 28
S+.30919524481129*PD 3-9.59751283270E-2*PD 4+1.208451838620E-2*PD 5
F12=-6.1404054783E-4*PD 6
F1=F11+F12
RETURN
IF KZ =1.8 THEN 8770
JUL 8320
F11=.35860314073474+2.583949113780E-2*PD-.617082777885*PD 28
S+.399903284280406*PD 3-.11187748084406*PD 4+1.474742590588E-2*PD 5
F12=-7.4570430210E-4*PD 6
F1=F11+F12
RETURN
IF KZ =1.9 THEN 8890
JUL 8090
F11=.39501105994111+2.7452+421090E-2*PD-.6474229459+398*PD 28
S+.42890544051737*PD 3-.12337553338196*PD 4+1.880995354548E-2*PD 5
F12=-8.853620300E-4*PD 6
F1=F11+F12
RETURN
IF KZ =2 THEN 8910
JUL 8540
F11.0031741303250-7.207452510706E-2*PD-.4478517520139*PD 28
S+.25701214273690*PD 3-5.426173616232E-2*PD 4+3.55548883807E-3*PD 5
RETURN
IF KZ =2.1 THEN 8900
JUL 9010
F11.95956083245803+0.331135022411E-2*PD-.78714201398453*PD 28
S+.5389244175235*PD 3-.1253855585379*PD 4+2.40702000138E-2*PD 5
F12=-1.35455232501E-3*PD 6
F1=F11+F12
RETURN

```

LINE FROM



GESERCOM

```
IF RZ =2.2 THEN 9030
GOTO 9080
F11=.99618055353231+5.272070613716E-2*PD-.78429314387927*PD 28
F1+.55627055273968*PD 3-.17212784822791*PD 4+2.523658031578E-2*PD 5
F12=-1.42986257491E-3*PD 6
F1=F11+F12
RETURN
IF RZ =2.3 THEN 9100
GOTO 9150
F11=.99640027538993+5.21300560502E-2*PD-.801444273774*PD 28
F1+.57362866755085*PD 3-.17887014060204*PD 4+2.640690001777E-2*PD 5
F12=-1.50517282621E-3*PD 6
F1=F11+F12
RETURN
IF RZ =2.4 THEN 9170
GOTO 9220
F11=.99681999880656+5.153940598325E-2*PD-.81859540368873*PD 28
F1+.59098082235203*PD 3-.18561243297616*PD 4+2.757521971976E-2*PD 5
F12=-1.58048307752E-3*PD 6
F1=F11+F12
RETURN
IF RZ =2.5 THEN 9240
GOTO 9290
F11=.9968397182+318+5.094879587629E-2*PD-.83574653356347*PD 28
F1+.60833295717321*PD 3-.19235472535029*PD 4+2.87+353942175E-2*PD 5
F12=-1.65579332382E-3*PD 6
F1=F11+F12
RETURN
IF RZ =2.6 THEN 9310
GOTO 9360
F11=.99709943967901+5.035810578934E-2*PD-.8528976034582*PD 28
F1+.62568509193439*PD 3-.19909701772442*PD 4+2.991185912373E-2*PD 5
F12=-1.73110358012E-3*PD 6
F1=F11+F12
RETURN
IF RZ =2.7 THEN 9380
GOTO 9430
F11=.99727918121045+4.976749570239E-2*PD-.87004879335293*PD 28
F1+.64303722879557*PD 3-.20583931009854*PD 4+3.108017882572E-2*PD 5
F12=-1.80641383147E-3*PD 6
F1=F11+F12
RETURN
IF RZ =2.8 THEN 9450
GOTO 9500
F11=.99749888255306+4.917680561543E-2*PD-.88719992324766*PD 28
F1+.66038936180674*PD 3-.21258160247267*PD 4+3.224849852771E-2*PD 5
F12=-1.88172406273E-3*PD 6
F1=F11+F12
RETURN
IF RZ =2.9 THEN 9520
GOTO 9570
F11=.99771800398928+4.858815552848E-2*PD-.9043510531424*PD 28
F1+.67774145641792*PD 3-.21932389484679*PD 4+3.34168182297E-2*PD 5
F12=-1.95703433404E-3*PD 6
F1=F11+F12
RETURN
IF RZ =3 THEN 9590
GOTO 9640
F11=.99793832542831+4.799550544152E-2*PD-.92150218303713*PD 28
F1+.6950936312291*PD 3-.22606618722092*PD 4+3.458513793168E-2*PD 5
```



F12=-2.05234+58524E-3*PD 0

F1=F11+F12

RETURN

IF RZ =3.1 THEN 9660

GOTO 9710

F11=.998224505939E+4.3714403E523E-2*PD-.92924030450812*PD 28 DESERCOMF

+7.70658728154204*PD 3-.23118587841408*PD 4+3.553754282585E-3*PD 5

F12=-2.09646195372E-3*PD 6

F1=F11+F12

RETURN

IF RZ =3.2 THEN 9730

GOTO 9780

F11=.99866419410213+3.719252354148E-2*PD-.93097037370418*PD 28

+7.71158518183214*PD 3-.23335702645651*PD 4+3.590436982951E-2*PD 5

F12=-2.11722568961E-3*PD 6

F1=F11+F12

RETURN

IF RZ =3.3 THEN 9800

GOTO 9850

F11=.99738093710295+8.089281314262E-2*PD-1.086889363097*PD 28

+7.8010968785827*PD 3-.31085917713214*PD 4+5.135485779273E-2*PD 5

F12=-3.23891005498E-3*PD 6

F1=F11+F12

RETURN

IF RZ =3.4 THEN 9870

GOTO 9920

F11=.99912204994302+3.132719288462E-2*PD-.95149795385114*PD 28

+7.73248495727145*PD 3-.24503884633535*PD 4+3.806500026353E-2*PD 5

F12=-2.2388885259E-3*PD 6

F1=F11+F12

RETURN

IF RZ =3.5 THEN 9940

GOTO 9990

F11=.99951922799278+2.65899869543E-2*PD-.98019279039209*PD 28

+7.75206188275381*PD 3-.25185404318871*PD 4+3.924716240253E-2*PD 5

F12=-2.35293142722E-3*PD 6

F1=F11+F12

RETURN

IF RZ =3.6 THEN 10010

GOTO 10060

F11=.99983540250607+2.230839454621E-2*PD-.98793091186308*PD 28

+7.764055523110676*PD 3-.26671233437987*PD 4+4.02995672967E-2*PD 5

F12=-2.4170487958E-3*PD 6

F1=F11+F12

RETURN

IF RZ =3.7 THEN 10080

GOTO 10130

F11=1.0001515890194+1.8827733179E-2*PD-.97586903333408*PD 28

+7.7750451834197*PD 3-.28189002557303*PD 4+4.125197219088E-2*PD 5

F12=-2.48116618397E-3*PD 6

F1=F11+F12

RETURN

IF RZ =3.8 THEN 10150

GOTO 10200

F11=1.0004877695327+1.374885144778E-2*PD-.98340715480507*PD 28

+7.78704283373264*PD 3-.28700771676619*PD 4+4.220437708503E-2*PD 5

F12=-2.54528353235E-3*PD 6

F1=F11+F12

RETURN

IF RZ =3.9 THEN 10220

GOTO 10270

F11=1.000824877695327+1.374885144778E-2*PD-.98340715480507*PD 28

+7.78704283373264*PD 3-.28700771676619*PD 4+4.220437708503E-2*PD 5

F12=-2.54528353235E-3*PD 6

F1=F11+F12

RETURN



CESERCOI

```

GOTO 10270
F11=1.000783990040+9.40588909285E-3*PD-1.99114527627606*PD 23
3+.795538984045534PE 3-.2772125407959935*PD 4+4.31567819792E-2*PD
F12=-2.809400500721-3*PD 6
F1=F11+F12
RETURN
IF RZ =4 THEN 10250
GOTO 12400
F11=1.0011001305592+5.18443794514E-3*PD-.59888339774705*PD 20
3+.01003013435853*PD 3-.27724309515251*PD 4+4.410918607337E-2*PD 5
F12=-2.8735132051E-3*PD 6
F1=F11+F12
RETURN
*****
*
*                               SUBROUTINA PARA CALCULAR CALIDAD DE F12
*
*****
SUBROUTINA PARA CALCULAR CALIDAD DE R12
IF IE =-50 THEN 10420
GOTO 10450
UL=.17933537051284+2.79589283265E-3*IC-1.16817924E-6*IC 23
3+1.858588E-8*IC 3+4.0171225832366E-12*IC 4
RETURN
IF IE =-40 THEN 10470
GOTO 10500
UL=.14634206436781+2.89288846754E-3*IC+.035283E-7*IC 2-2.51715E-9*IC
3+.03632958743421E-11*IC 4
RETURN
IF IE =-30 THEN 10520
GOTO 10550
UL=.11382661456151+2.95585092828E-3*IC-4.3159985E-7*IC 23
3+1.175142E-8*IC 3+1.84787638830744E-11*IC 4
RETURN
IF IE =-20 THEN 10570
GOTO 10600
UL=.036578160518+2.57890624945E-3*IC+1.10580186E-6*IC 2-9.02309E-9*IC
3+.285352108724E-11*IC 4
RETURN
IF IE =-10 THEN 10620
GOTO 10650
UL=.049009324009+2.93130422817E-3*IC+5.20373059E-6*IC 23
3+4.132875E-8*IC 3+1.5706949300727E-10*IC 4
RETURN
IF IE =0 THEN 10670
GOTO 10700
UL=.080291577314E-2+2.84253731676E-3*IC+2.0517085E-6*IC 23
3+.871430-9*IC 3+2.03350397124364E-11*IC 4
RETURN
IF IE =10 THEN 10720
GOTO 10750
UL=.01853146853E-4+1.43444784381E-3*IC+.0573381847E-5*IC 23
3+.7007393E-7*IC 3+4.83273E-9*IC 4-9.2649237180169E-12*IC 5
RETURN
IF IE =20 THEN 10770
GOTO 10800
UL=.0354975100323E-2+3.21846553325E-3*IC+7.025792E-8*IC 23
3+.621076E-7*IC 3+2.9022635138202E-11*IC 4
RETURN
IF IE =30 THEN 10820

```



CESECOM

GO TO 10850

CL=-8.25000000000E-2+4.38063325565E-3*TC-2.08442599E-5*TC 28
8+1.4143842E-7*TC 3-2.4584790210101E-10*TC 4

RETURN

IF TE =40 THEN 10870

GO TO 10900

CL=-.12883419307247+4.71544298378E-3*TC-2.036353228E-5*TC 28
8+1.2319876E-7*TC 3-1.9201909885485E-10*TC 4

RETURN

IF TE =50 THEN 10920

GO TO 10950

CL=-.1911111111288+8.48907511009E-3*TC-5.885460373E-5*TC 28
8+3.971607E-7*TC 3-8.5591491842692E-10*TC 4

RETURN

IF TE =60 THEN 10970

GO TO 11000

CL=-.29137353422196+8.25182277192E-3*TC-6.74555789E-5*TC 28
8+8.74355789E-5*TC 3-7.31455835328904E-10*TC 4

RETURN

IF TE =70 THEN 11020

GO TO 11050

CL=-.41452380950841+1.197891157829E-2*TC-1.2291686865E-4*TC 28
8+7.280101E-7-1.42045E-9*TC 4

RETURN

IF TE =80 THEN 11070

GO TO 12400

CL=-.23129461885077+8.38351828331E-3*TC-5.77089716E-5*TC 28
8+4.1026708E-7*TC 3-8.83271479536932E-10*TC 4

RETURN

SUBROUTINA PARA CALCULAR DENSIDAD, VISCOSIDAD, CONDUCTIVIDAD , Y
 CALCULO ESPECIFICO DE R12

W1=1.7468165036101-1.26914618581E-2*TR+8.377793198E-5*TR 28

+1.485621016E-5*TR 3+1.3880238E-7*TR 4+1.355884E-9*TR 5

W2=-1.00554403774732E-11*TR 6-8.1738984139449E-14*TR 78

+5.10911597854452E-16*TR 8
W=1/(W1+W2)

RL=90.512580652436-.10825580085239*TR-1.0157723927E-4*TR 2

+2.617702297702E-2+7.313159003E-5*TR-4.1720779E-7*TR 2+2.8418E-9*TR 10

RL=.75375688124946-4.4236498108E-3*TR+2.16232783E-5*TR 28

+9.108059E-8*TR 3+5.29832377973483E-10*TR 4-2.7705858516162E-12*TR 5

+4.6733095828997E-15*TR 6
RL=4.90710870313E-2-1.1571365095E-4*TR-1.67698E-9*TR 28

+1.2535733237468E-10*TR 3

RV=4.2377795579E-3+1.017108584E-5*TR+7.086198E-8*TR 2-1.53934E-9*TR

+3.0584900702085E-12*TR 4+2.3662248270423E-13*TR 58

+1.71988624+2452E-15*TR 6+3.742273634141E-18*TR 7

RL=.21734182992939+1.3978987195E-4*TR+2.1340087E-7*TR 2+3.89883E-9*TR

+2.9940953854138E-11*TR 4+7.4928089053741E-14*TR 5

RV=.14530068383845+2.138979731E-4*TR-1.20259205E-6*TR 28

+6.790329E-8*TR 3+7.68928945088851E-11*TR 4-1.02598331014893E-11*TR

+7.24275459905849E-14*TR 6-1.40304202847014E-16*TR 7

RETURN

SUBROUTINA PARA CALCULAR CALIDAD DE R22



CESEERCOM

F IE =-50 THEN 11430

UTC 11480

E=.14001220120050+2.74334522002E-3*TC+2.18015566E-6*TC 28
-4.264032E-8*TC 3+2.4002091584454E-10*TC 4

ETURN

F IE =-40 THEN 11480

UTC 11510

E=.12351153182685+2.66844219756E-3*TC+3.27084159E-6*TC 28
-3.4588592E-8*TC 3+1.927082097008E-10*TC 4

ETURN

F IE =-30 THEN 11530

UTC 11580

E=.10521897328835+2.78447549E98E-3*TC+1.7919703E-6*TC 28
-3.392737E-8*TC 3+2.107567109634E-10*TC 4

ETURN

F IE =-20 THEN 11580

UTC 11610

E=7.429600644444E-2+2.00195832247E-3*TC+4.18917045E-6*TC 28
-5.427339E-8*TC 3+1.83098207555741E-10*TC 4

ETURN

F IE =-10 THEN 11630

UTC 11660

E=5.378054123975E-2+2.81109825777E-3*TC+1.22091182E-6*TC 28
-1.260242E-8*TC 3+1.2489284300796E-10*TC 4

ETURN

F IE =0 THEN 11680

UTC 11710

E=2.145755981836E-2+2.30282002515E-3*TC+1.875756029E-5*TC 28
-1.5794564E-7*TC 3+4.9247005042501E-10*TC 4

ETURN

F IE =10 THEN 11730

UTC 11760

E=-6.6095153271E-4+3.9708440019E-3-5.435307769E-5*TC 28
8.8152607E-7*TC 3-5.51300E-9*TC 4+1.2258855346351E-11*TC 5

ETURN

F IE =20 THEN 11780

UTC 11810

E=-1.9849935570785E-2+1.93185485215E-3*TC+2.621709398E-5*TC 28
-2.151429E-7*TC 3+5.52398242910011E-10*TC 4

ETURN

F IE =30 THEN 11830

UTC 11860

E=-3.014976776872E-2+1.3497630375E-3*TC+3.515768701E-5*TC 28
-2.627505E-7*TC 3+1.37883004474711E-10*TC 4

ETURN

F IE =40 THEN 11880

UTC 11910

E=-9.707279200975E-2+1.36430155318E-3*TC+2.436278576E-5*TC 28
-1.350765E-7*TC 3+3.65302680225982E-10*TC 4

ETURN

F IE =50 THEN 11930

UTC 11960

E=-8.159070223193E-2+1.03030537591E-3*TC+3.23791488E-5*TC 28
-2.0502741E-7*TC 3+5.7300451269547E-10*TC 4

ETURN

F IE =60 THEN 11980

UTC 12010

E=-1.3118540891700+6.305185502235E-2*TC-1.10039145754E-3*TC 28
0.0593041E-5*TC 3-4.583905E-8*TC 4+7.83409063778071E-11*TC 5

ETURN



GESERCOMI

011 TR=89 TRFN 12080

060TC 12400

TC1=-3.00117589704000-2.205438761585E-2*TC+4.0380203669E-4*TC 20

TC2=-2.5704933E-6*TC 3+1.01723E-8*TC 4-1.24480810485293E-11*TC 5

011 TR=89 TRFN 12080

060TC 12400

TC1=-1.1015753054041+4.570424135376E-2*TC-8.0191599933E-4*TC 20

TC2=7.25552803E-6*TC 3-3.100804E-8*TC 4+5.4173877007583E-11*TC 5

*

* SUBROUTINA PARA CALCULAR DENSIDAD, VISCOSIDAD, CONDUCTIVIDAD, Y
* CALLR ESPECIFICO DE K22

CV1=1.470+3905608E-4-1.3337531901E-2*TR+1.1209433335E-4*TR 20

CV2=-7.057017655279E-12*TR 6-6.073500568449E-14*TR 70

CV3=2.73703742002E-18*TR 8

CV=1/(CV1+CV2)

DL=33.773705220529-1.1182140654326*TR-1.0931864768E-4*TR 2

WL=2.800535129576E-2+6.978368241E-5*TR-1.3679641E-7*TR 20

WL2=-1.45955E-9*TR 3+2.1778160055123E-11*TR 4-3.8885740007495E-14*TR 5

WL3=.64597130289112-2.95795060331E-3*TR+1.205283172E-5*TR 20

WL4=-4.32659E-8*TR 3+2.7260334801939E-10*TR 4-1.4579054040847E-12*TR 5

CC1=6.297605420462E-2-1.5769515898E-4*TR-2.19645E-8*TR 20

CC2=5.05703112130063E-10*TR 3+4.1703059980853E-12*TR 4

CC3=5.1209497352074E-14*TR 5-1.9808409249689E-16*TR 60

CC4=9.87982197042321E-19*TR 7

CC=CC1+CC2

CC5=4.83178678909E-3+2.05852986E-5*TR-1.2336784E-7*TR 20

CC6=7.75901809100073E-10*TR 3+5.21205445571062E-11*TR 4

CC7=9.7571486900951E-13*TR 5+4.7568369441062E-15*TR 60

CC8=8.5183470318040E-17*TR 7

VEL=.27105327025515+2.4745310391E-4*TR+5.9790133E-7*TR 2+4.50351E-9*TR 3

W0=.3375350011123E-11*TR 4+8.7446415814514E-15*TR 5

W1=.1573956190868+3.2154111819E-4*TR+1.05598047E-6*TR 20

W2=.190028E-3*TR 3-5.31063605513774E-11*TR 4+2.4156297134052E-13*TR 5

RETURN

END

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL
 FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA



TESIS DE GRADO

YURI ALAN ROSANO AMER

COYACUIL - ECUADOR
 1980

 PROGRAMA PARA DISEÑAR EVAPORADOR
 DE EXPANSIÓN DIRECTA

*****DATOS DE ENTRADA*****
 =====

-----CARACTERÍSTICAS DEL SERPENTIN-----

DIÁMETRO INTERIOR * ESPESOR TUBO * CONDUCTIVIDAD TUBO
 DI (M) EI (M) KI (W/M C)
 .01690 .00317 207.63

ALTEZA POR PIE * ESPESOR ALTA * CONDUCTIVIDAD ALTA
 AP (M) EI (M) KI (W/M C)
 .015 .00056 237.66

ESPACIO TRANSVERSAL * AREA DE LOS TUBOS
 LY (M) AREA (M C B)
 .0361 LB

ESPACIO LONGITUDINAL * NUMERO DE FILAS
 LX (PIE) FL (N°)
 .0444 20

-----CONDICIONES DEL REFRIGERANTE-----

TEMPERATURA SÁTICO * TEMPERATURA CONDENSADOR * TEMPERATURA EVAPORADOR
 TS (°C) TC (°F) TE (°F)
 8.12 40.55 4.44

-----CONDICIONES DEL AIRE-----

AIRE DE RETORNO

TEMPERATURA SÁTICO HUMEDAD * TEMPERATURA SÁTICO SECCO * RETORNO
 TEMP SAT (°C) HUM (G/G) TEMP SS (°C) SECCO * RETORNO
 21.11 27.76 240

AIRE EXTERIOR

TEMPERATURA SÁTICO HUMEDAD * TEMPERATURA SÁTICO SECCO * EXTERIOR
 TEMP SAT (°C) HUM (G/G) TEMP SS (°C) SECCO * EXTERIOR
 21.11 27.76 100%

AIRE MEZCLADO

TEMPERATURA BOLEO HUMEDAD * TEMPERATURA BOLEO SECC * VELOCIDAD
TEMP DB(C) TEMP DB(C) AM (FC/60) FPM
21.05 27.75 340

AIRE DESECAD

TEMPERATURA BOLEO HUMEDAD * TEMPERATURA BOLEO SECC * VELOCIDAD
TEMP DB(C) TEMP DB(C) AD (FC/M) FPM
11.07 12.22 340

VELOCIDAD DEL AIRE

VA (METRO/MIN)

152.44

*****DATOS DE SALIDA*****
=====

-----CONDICIONES DEL AIRE-----

AIRE MEZCLADO

VOLUMEN * MASA * CALOR HUMEDAD
(M³/MIN) (KG/MIN) W
9.18 391.05 .01280

ENTALPIA * TEMPERATURA HUELO
H (KJ/KG) TD (C)
70.22 17.8

COEFICIENTE TRANSFERENCIA CALOR * CAIDA PRESION
FC (W/M²C) DP (PLG FZL)
42.59 0.022

-----CARACTERISTICAS DEL REFRIGERANTE-----

COEFICIENTE TRANSFERENCIA CALOR * CAIDA PRESION
FC (W/M²C) DP (LB/F²)
3005.02 4.992

MASA
(KG/MIN)
70.00

-----CARACTERISTICAS DEL EVAPORADOR-----

CALOR SENSIBLE * CALOR TOTAL
QS (W) QT (W)
108334.38 181577.05

* LARGO * ANCHO * NUMERO FILAS * NUMERO CELULAS * LOGGITEO T
L (M) A (M) N F N C (M)
2.5 0.2 20 5 292.70

A P E N D I C E S

A P E N D I C E "A"

TABLA A-1 AIRE HUMEDO (PRESION ATM., 29.921 plg Hg) - UNIDADES INGLESAS

°F	Razón Humedad $W_s \times 10^3$	Volumen			Entalpia			Entropia		
		v_s	v_{as}	v_t	i_s	i_{as}	i_t	s_s	s_{as}	s_t
		pie ³ /lbm a.s.			Btu/lbm a.s.			Btu/F lbm a.s.)		
0	0.7872	11.578	0.015	11.593	0.000	0.835	0.835	0.00000	0.00192	0.00192
5	1.020	11.705	0.019	11.724	1.201	1.085	2.286	0.00260	0.00246	0.00506
10	1.315	11.831	0.025	11.856	2.402	1.401	3.803	0.00518	0.00314	0.00832
15	1.687	11.958	0.032	11.990	3.603	1.800	5.403	0.00772	0.00399	0.01171
20	2.152	12.081	0.042	12.126	4.804	2.302	7.106	0.01023	0.00504	0.01527
25	2.733	12.211	0.054	12.265	6.005	2.929	8.934	0.01273	0.00635	0.01908
30	3.454	12.338	0.068	12.406	7.206	3.709	10.915	0.01519	0.00796	0.02315
32	3.788	12.388	0.075	12.463	7.686	4.072	11.758	0.01617	0.00870	0.02487
36	4.450	12.489	0.089	12.578	8.647	4.791	13.438	0.01812	0.01016	0.02828
40	5.213	12.590	0.105	12.695	9.608	5.622	15.230	0.02005	0.01183	0.03188
44	6.091	12.691	0.124	12.815	10.569	6.580	17.149	0.02197	0.01373	0.03570
48	7.100	12.792	0.146	12.938	11.530	7.681	19.211	0.02387	0.01591	0.03978
52	8.256	12.891	0.170	13.064	12.191	8.945	21.436	0.02575	0.01839	0.04414
56	9.575	12.995	0.200	13.195	13.452	10.39	23.84	0.02762	0.02121	0.04883
60	11.08	13.096	0.233	13.329	14.413	12.05	26.46	0.02948	0.02441	0.05389
64	12.80	13.197	0.271	13.468	15.374	13.94	29.31	0.03132	0.02803	0.05935
68	14.75	13.298	0.315	13.613	16.355	16.09	32.42	0.03314	0.03213	0.06527
72	16.97	13.398	0.364	13.762	17.297	18.53	35.83	0.03495	0.03675	0.07170
76	19.48	13.499	0.422	13.921	18.259	21.31	39.57	0.03675	0.04197	0.07872
80	22.33	13.601	0.486	14.087	19.221	24.47	43.69	0.03854	0.04784	0.08638
84	25.55	13.702	0.560	14.262	20.183	28.04	48.22	0.04031	0.05446	0.09477
88	29.19	13.803	0.645	14.448	21.144	32.09	53.23	0.04207	0.06189	0.10396
92	33.30	13.904	0.741	14.645	22.106	36.67	58.78	0.04382	0.07025	0.11407
96	37.95	14.005	0.851	14.856	23.068	41.85	64.92	0.04556	0.07963	0.12519
100	43.19	14.106	0.975	15.081	24.029	47.70	71.73	0.04729	0.09016	0.13745
104	49.11	14.207	1.117	15.324	24.991	54.32	79.31	0.04900	0.1020	0.1510
108	55.78	14.308	1.278	15.586	25.953	61.80	87.76	0.05070	0.1153	0.1660
112	63.33	14.409	1.460	15.896	26.915	70.27	97.18	0.05239	0.1302	0.1826
116	71.85	15.510	1.668	16.178	27.878	79.85	107.73	0.05407	0.1470	0.2011
120	81.49	14.611	1.905	16.516	28.841	90.70	119.54	0.05573	0.1659	0.2216
124	92.42	14.712	2.174	16.886	29.804	103.0	132.8	0.05739	0.1872	0.2446
128	104.8	14.813	2.482	17.295	30.766	117.0	147.8	0.05903	0.2113	0.2703
132	118.9	14.915	2.834	17.749	31.729	133.0	164.7	0.06067	0.2386	0.2993
136	135.0	15.016	3.237	18.253	32.692	151.2	183.9	0.06229	0.2695	0.3318
140	153.4	15.117	3.702	18.819	33.655	172.0	205.7	0.06390	0.3047	0.3686
144	174.5	15.218	4.239	19.457	34.618	196.0	230.6	0.06549	0.3449	0.4104
148	198.9	15.319	4.862	20.181	35.581	223.7	259.3	0.06708	0.3912	0.4583
152	227.1	15.420	5.587	21.007	36.545	255.9	292.4	0.06866	0.4445	0.5132
156	260.2	15.521	6.439	21.960	37.508	293.5	331.0	0.07023	0.5066	0.5768
160	299.0	15.622	7.446	23.068	38.472	337.8	376.3	0.07179	0.5793	0.6511
164	345.2	15.723	8.648	24.371	39.436	390.5	429.9	0.07334	0.6652	0.7385
168	400.7	15.824	10.098	25.922	40.400	454.0	494.4	0.07488	0.7680	0.8429
172	468.2	15.925	11.870	27.795	41.364	521.3	572.7	0.07641	0.8927	0.9691
176	551.9	16.026	14.074	30.100	42.328	627.1	669.4	0.07794	1.047	1.125
180	657.8	16.127	16.870	32.997	43.292	748.5	791.8	0.07946	1.240	1.319
184	795.3	16.228	20.513	36.741	44.257	906.2	950.5	0.08096	1.490	1.571
188	980.2	16.329	25.427	41.756	45.222	1119	1164	0.08245	1.825	1.907
192	1241	16.430	32.375	48.805	46.187	1418	1464	0.08394	2.296	2.380
196	1635	16.531	42.885	59.416	47.153	187	1918	0.08542	3.002	3.087
200	2295	16.632	60.510	77.142	48.119	2629	2677	0.08689	4.179	4.266

TABLA A-1a AIRE HUMEDO (PRESION ATM., 29.921 plg Hg) - UNIDADES SI

°C.	Razón Humedad $W, \times 10^3$	Volumen			Entalpia			Entropia		
		$\text{m}^3/\text{kg a.s.}$			$\text{Kj}/\text{kg a.s.}$			$\text{kJ}/(\text{K kg a.s.})$		
		v_a	v_{as}	v_s	i_a	i_w	i_s	s_a	s_{as}	s_s
-18	0.771	0.7222	0.0009	0.7231	-18.103	1.901	-16.203	-0.0686	0.0079	-0.0607
-16	0.930	0.7279	0.0011	0.7290	-16.092	2.297	-13.795	-0.0607	0.0094	-0.0513
-14	1.119	0.7336	0.0013	0.7349	-14.080	2.767	-11.314	-0.0529	0.0113	-0.0416
-12	1.342	0.7393	0.0016	0.7409	-12.069	3.324	-8.745	-0.0452	0.0134	-0.0318
-10	1.606	0.7450	0.0019	0.7469	-10.058	3.984	-6.073	-0.0375	0.0159	-0.0216
-8	1.916	0.7506	0.0023	0.7529	-8.046	4.761	-3.285	-0.0299	0.0189	0.0110
-6	2.280	0.7563	0.0028	0.7591	-6.035	5.674	-0.360	-0.0223	0.0223	0.0000
-4	2.707	0.7620	0.0033	0.7653	-4.023	6.748	2.724	-0.0148	0.0264	0.0115
-2	3.206	0.7677	0.0039	0.7716	-2.012	8.003	5.991	-0.0074	0.0310	0.0236
0	3.788	0.7734	0.0047	0.7781	0.000	9.470	9.470	0.0000	0.0364	0.0364
2	4.38	0.7991	0.0055	0.7845	2.012	10.966	12.978	0.0073	0.0419	0.0492
4	5.05	0.7847	0.0064	0.7911	4.023	12.669	16.692	0.0146	0.0480	0.0626
6	5.82	0.7904	0.0074	0.7978	6.035	14.604	20.639	0.0219	0.0550	0.0768
8	6.68	0.7961	0.0085	0.8046	8.047	16.801	24.848	0.0290	0.0628	0.0919
10	7.66	0.8018	0.0098	0.8116	10.059	19.289	29.348	0.0362	0.0716	0.1078
12	8.76	0.8075	0.0113	0.8188	12.071	22.102	34.172	0.0432	0.0815	0.1248
14	10.01	0.8131	0.0130	0.8262	14.083	25.279	39.362	0.0503	0.0926	0.1429
16	11.41	0.8188	0.0150	0.8338	16.095	28.860	44.955	0.0573	0.1051	0.1624
18	12.99	0.8245	0.0172	0.8417	18.107	32.891	50.998	0.0642	0.1190	0.1832
20	14.75	0.8302	0.0196	0.8498	20.119	37.424	57.544	0.0711	1.1345	0.2056
22	16.74	0.8359	0.0224	0.8583	22.132	42.514	64.646	0.0779	0.1518	0.2298
24	18.96	0.8415	0.0256	0.8671	24.144	48.222	72.366	0.0847	0.1711	0.2559
26	21.44	0.8472	0.0291	0.8763	26.157	54.620	80.777	0.0915	0.1926	0.2841
28	24.22	0.8529	0.0331	0.8860	28.170	61.782	89.952	0.0982	0.2166	0.3147
30	27.32	0.8586	0.0376	0.8961	30.183	69.794	99.977	0.1048	0.2431	0.3480
32	30.78	0.8643	0.0426	0.9068	32.196	78.750	110.946	0.1115	0.2726	0.3841
34	34.64	0.8699	0.0483	0.9182	34.209	88.758	122.968	0.1180	0.3054	0.4235
36	38.95	0.8756	0.0546	0.9302	36.223	99.938	136.161	0.1246	0.3418	0.4664
38	43.76	0.8813	0.0617	0.9430	38.236	112.423	150.660	0.1311	0.3822	0.5133
40	49.11	0.8870	0.0697	0.9567	40.250	126.364	166.615	0.1375	0.4271	0.5646
42	55.09	0.8926	0.0787	0.9713	42.264	141.936	184.200	0.1439	0.4769	0.6208
44	61.76	0.8983	0.0887	0.9871	44.278	159.331	203.610	0.1503	0.5322	0.6825
46	69.20	0.9040	0.1001	1.0040	46.292	178.775	225.068	0.1566	0.5936	0.7503
48	77.51	0.9097	0.1127	1.0224	48.307	200.521	248.823	0.1629	0.6620	0.8249
50	86.80	0.9153	0.1270	1.0424	50.322	224.876	275.198	0.1692	0.7381	0.9072
52	97.20	0.9210	0.1431	1.0641	52.337	252.175	304.512	0.1754	0.8229	0.9983
54	108.9	0.9267	0.1612	1.0879	54.352	282.830	337.182	0.1816	0.9176	1.0992
56	122.0	0.9324	0.1817	1.1141	56.367	317.312	373.679	-0.1877	1.0235	1.2112
58	136.7	0.9381	0.2049	1.1429	58.383	356.188	414.572	0.1938	1.1423	1.3361
60	153.4	0.9437	0.2312	1.1749	60.399	400.137	460.536	0.1999	1.2759	1.4757
62	172.3	0.9494	0.2611	1.2105	62.415	449.976	512.391	0.2059	1.4265	1.6324
64	193.8	0.9551	0.2953	1.2504	64.431	506.713	571.144	0.2119	1.5971	1.8090
66	218.3	0.9608	0.3345	1.2953	66.448	571.555	638.003	0.2179	1.7910	2.0089
68	246.4	0.9664	0.3797	1.3462	68.465	656.066	714.531	0.2238	2.0126	2.2364
70	278.8	0.9721	0.4322	1.4043	70.482	732.161	802.643	0.2297	2.2674	2.4972
72	316.6	0.9778	0.4933	1.4711	72.499	832.353	904.852	0.2356	2.5624	2.7980
74	360.8	0.9835	0.5653	1.5488	74.517	949.905	1024.422	0.2414	2.9068	3.1482
76	413.2	0.9891	0.6508	1.6400	76.535	1089.154	1165.689	0.2472	3.3127	3.5599
78	476.0	0.9948	0.7536	1.7484	78.554	1256.050	1334.604	0.2530	3.7967	4.0497
80	552.0	1.0005	0.8787	1.8792	80.572	1458.841	1539.414	0.2587	4.3820	4.6407
82	646.1	1.0062	1.0338	2.0399	82.591	1709.528	1792.119	0.2644	5.1019	5.3663
84	764.7	1.0118	1.2300	2.2418	84.611	2026.112	2110.723	0.2701	6.0067	6.2768
86	918.5	1.0175	1.4849	2.5025	86.630	2436.686	2523.317	0.2757	7.1746	7.4503
88	1125	1.0232	1.8281	2.8513	88.650	2988.382	3077.032	0.2813	8.7363	9.0176
90	1416	1.0289	2.3124	3.3412	90.671	3765.876	3856.547	0.2869	10.9270	11.2139

TABLA A-2 REFRIGERANTE 12 PROPIEDADES DE SATURACION- UNIDADES SI

°C	Presión		Entalpía			Entropía		Volumen específico	
	Pa	$P \times 10^5$	h_f	h_g	h_{fg}	s_f	s_g	$v_f \times 10^3$	$v_g \times 10^3$
-40	0.6412		163.949	169.601	333.551	0.85804	1.58548	0.65947	242.094
-35	0.8065		168.369	167.489	335.858	0.87675	1.58004	0.66561	195.536
-30	1.0034		172.811	165.342	338.153	0.89516	1.57516	0.67198	159.487
-28	1.0919		174.595	164.472	339.067	0.90243	1.57334	0.67459	147.373
-26	1.1864		176.381	163.596	339.978	0.90967	1.57160	0.67724	136.374
-24	1.2871		178.172	162.713	340.885	0.91686	1.56993	0.67993	126.364
-22	1.3943		179.966	161.824	341.790	0.92400	1.56833	0.68267	117.243
-20	1.5083		181.765	160.927	342.692	0.93110	1.56680	0.68544	108.915
-18	1.6294		183.568	160.022	343.590	0.93816	1.56533	0.68827	101.303
-16	1.7577		183.375	159.110	344.485	0.94518	1.56393	0.69113	94.3375
-14	1.8938		187.186	158.189	345.375	0.95216	1.56258	0.69404	87.9461
-12	2.0377		189.003	157.259	346.262	0.95911	1.56129	0.69701	82.0803
-10	2.1898		190.823	156.322	347.144	0.96601	1.56005	0.70002	76.6398
-9	2.2691		191.735	155.849	347.584	0.96945	1.55945	0.70154	74.1563
-8	2.3505		192.648	155.374	348.022	0.97288	1.55886	0.70308	71.7262
-7	2.4341		193.562	154.898	348.460	0.97630	1.55829	0.70463	69.3948
-6	2.5199		194.478	154.418	348.896	0.97971	1.55773	0.70619	67.1525
-5	2.6080		195.395	153.936	349.331	0.98311	1.55718	0.70777	65.0005
-4	2.6986		196.313	153.452	349.765	0.98651	1.55664	0.70936	62.9298
-3	2.7913		197.233	152.965	350.198	0.98989	1.55611	0.71097	60.9418
-2	2.8866		198.154	152.475	350.629	0.99327	1.55560	0.71259	59.0285
-1	2.9841		199.077	151.983	351.059	0.99664	1.55509	0.71422	57.1910
0	3.0842		200.000	151.488	351.488	1.00000	1.55460	0.71587	55.4217
1	3.1869		200.926	150.990	351.916	1.00336	1.55411	0.71754	53.7176
2	3.2922		201.853	150.489	352.342	1.00670	1.55364	0.71922	52.0763
3	3.4000		202.781	149.985	352.766	1.01004	1.55317	0.72091	50.4973
4	3.5104		203.711	149.478	353.189	1.01338	1.55272	0.72262	48.9758
5	3.6236		204.642	148.969	353.611	1.01670	1.55227	0.72435	47.5095
6	3.7394		205.574	148.457	354.031	1.02002	1.55184	0.72609	46.0982
7	3.8580		206.509	147.941	354.450	1.02333	1.55140	0.72786	44.7358
8	3.9794		207.445	147.422	354.867	1.02663	1.55098	0.72963	43.4225
9	4.1035		208.383	146.900	355.283	1.02993	1.55058	0.73143	42.1578
10	4.2306		209.322	146.375	355.697	1.03322	1.55017	0.73324	40.9363
11	4.3609		210.264	145.845	356.109	1.03651	1.54977	0.73507	39.7551
12	4.4939		211.207	145.313	356.520	1.03976	1.54939	0.73692	38.6171
13	4.6298		212.152	144.777	356.929	1.04306	1.54901	0.73879	37.5192
14	4.7689		213.099	144.237	357.336	1.04632	1.54863	0.74068	36.4570
15	4.9111		214.047	143.694	357.741	1.04959	1.54826	0.74259	35.4317
16	5.0564		214.998	143.147	358.145	1.05284	1.54790	0.74451	34.4409
17	5.2051		215.951	142.596	358.546	1.05609	1.54755	0.74646	33.4816
18	5.3567		216.905	142.041	358.947	1.05934	1.54720	0.74843	32.5569
19	5.5119		217.863	141.482	359.344	1.06258	1.54685	0.75042	31.6603
20	5.6703		218.821	140.919	359.740	1.06581	1.54652	0.75243	30.7944
21	5.8319		219.782	140.352	360.134	1.06904	1.54619	0.75446	29.9570
22	5.9969		220.745	139.781	360.526	1.07227	1.54586	0.75652	29.1470
23	6.1653		221.710	139.206	360.916	1.07549	1.54554	0.75859	28.3634
24	6.3374		222.678	138.625	361.303	1.07871	1.54523	0.76069	27.6030
25	6.5131		223.649	138.040	361.688	1.08193	1.54491	0.76282	26.8672
26	6.6922		224.621	137.450	362.071	1.08514	1.54461	0.76497	26.1552
27	6.8750		225.595	136.856	362.451	1.08834	1.54430	0.76715	25.4649
28	7.0615		226.574	136.256	362.829	1.09155	1.54400	0.76935	24.7958
29	7.2516		227.554	135.652	363.206	1.09475	1.54370	0.77157	24.1481
30	7.4455		228.537	135.043	363.579	1.09795	1.54341	0.77383	23.5200
31	7.6430		229.521	134.429	363.950	1.10114	1.54312	0.77611	22.9119
32	7.8451		230.511	133.806	364.317	1.10433	1.54283	0.77842	22.3192
33	8.0507		231.502	133.181	364.683	1.10752	1.54254	0.78075	21.7461
34	8.2598		232.495	132.551	365.046	1.11071	1.54226	0.78312	21.1912
35	8.4732		233.492	131.914	365.406	1.11390	1.54198	0.78552	20.6518
36	8.6909		234.493	131.270	365.763	1.11708	1.54170	0.78794	20.1276
37	8.9123		235.496	130.622	366.117	1.12027	1.54142	0.79040	19.6197
38	9.1384		236.503	129.965	366.468	1.12345	1.54114	0.79290	19.1251
39	9.3683		237.512	129.304	366.816	1.12663	1.54087	0.79542	18.6459
40	9.6026		238.526	128.635	367.161	1.12981	1.54059	0.79798	18.1799
41	9.8410		239.541	127.961	367.502	1.13299	1.54032	0.80058	17.7276
42	10.084		240.561	127.280	367.841	1.13617	1.54004	0.80321	17.2884
43	10.331		241.585	126.592	368.177	1.13935	1.53977	0.80588	16.8612
44	10.583		242.612	125.895	368.507	1.14253	1.53949	0.80858	16.4449
45	10.839		243.643	125.193	368.835	1.14571	1.53921	0.81133	16.0413
46	11.099		244.678	124.481	369.159	1.14889	1.53893	0.81411	15.6479
47	11.364		245.715	123.765	369.480	1.15207	1.53865	0.81694	15.2665
48	11.634		246.758	123.039	369.797	1.15525	1.53837	0.81981	14.8945
49	11.909		247.805	122.303	370.108	1.15844	1.53808	0.82272	14.5319
50	12.188		248.855	121.562	370.417	1.16162	1.53780	0.82568	14.1803
52	12.761		250.969	120.053	371.022	1.16799	1.53722	0.83173	13.5040
54	13.353		253.101	118.507	371.608	1.17438	1.53662	0.83799	12.8623
56	13.966		255.252	116.924	372.176	1.18078	1.53601	0.84446	12.2532
58	14.600		257.422	115.301	372.723	1.18719	1.53537	0.85115	11.6747
60	15.253		259.611	113.639	373.250	1.19361	1.53472	0.85808	11.1253
62	15.928		261.819	111.937	373.756	1.20005	1.53404	0.86528	10.6033
64	16.625		264.051	110.187	374.239	1.20650	1.53332	0.87275	10.1061
66	17.344		266.302	108.394	374.696	1.21297	1.53258	0.88053	9.63298
68	18.086		268.577	106.552	375.129	1.21947	1.53180	0.88863	9.18216
70	18.851		270.873	104.662	375.534	1.22598	1.53108	0.89709	8.75268
75	20.867		276.701	99.726	376.878	1.24221	1.52876	0.91001	7.78538

TABLA A-3 REFRIGERANTE 22 PROPIEDADES DE SATURACION- UNIDADES SI

°C	Presión	Entalpía			Entropía		Volumen específico	
	Pa $P \times 10^{-3}$	i_f	i_g	i_s	s_f	s_g	$v_f \times 10^3$	$v_g \times 10^3$
-40	1.0490	155.624	233.204	388.828	0.82489	1.82512	0.70935	205.841
-35	1.3162	160.923	230.162	391.085	0.84742	1.81388	0.71679	166.470
-30	1.6340	166.291	227.008	393.299	0.86975	1.80337	0.72451	135.907
-28	1.7768	168.458	225.712	394.170	0.87863	1.79934	0.72768	125.613
-26	1.9291	170.636	224.398	395.034	0.88748	1.79542	0.73091	116.262
-24	2.0912	172.826	223.064	395.890	0.89630	1.79160	0.73418	107.747
-22	2.2639	175.027	221.709	396.736	0.90509	1.78786	0.73751	99.9741
-20	2.4472	177.239	220.335	397.574	0.91385	1.78423	0.74090	92.8825
-18	2.6418	179.463	218.939	398.402	0.92259	1.78066	0.74435	86.3881
-16	2.8481	181.698	217.522	399.220	0.93129	1.77719	0.74785	80.4427
-14	3.0666	183.945	216.083	400.028	0.93997	1.77378	0.75142	74.9848
-12	3.2976	186.204	214.622	400.826	0.94862	1.77046	0.75505	69.9736
-10	3.5416	188.473	213.140	401.613	0.95725	1.76720	0.75875	65.3646
-9	3.6686	189.612	212.390	402.002	0.96155	1.76560	0.76062	63.1994
-8	3.7992	190.755	211.634	402.388	0.96585	1.76401	0.76251	61.1184
-7	3.9331	191.900	210.873	402.772	0.97014	1.76245	0.76442	59.1227
-6	4.0708	193.049	210.104	403.153	0.97442	1.76089	0.76635	57.2017
-5	4.2118	194.199	209.332	403.531	0.97870	1.75935	0.76830	55.3612
-4	4.3568	195.354	208.551	403.905	0.98297	1.75782	0.77026	53.5871
-3	4.5054	196.511	207.765	404.277	0.98724	1.75631	0.77225	51.8828
-2	4.6577	197.671	206.974	404.645	0.99150	1.75482	0.77425	50.2452
-1	4.8138	198.834	206.177	405.011	0.99575	1.75334	0.77628	48.6700
0	4.9740	200.000	205.372	405.373	1.00000	1.75187	0.77832	47.1523
1	5.1382	201.170	204.562	405.731	1.00424	1.75041	0.78039	45.6920
2	5.3065	202.343	203.744	406.087	1.00848	1.74896	0.78248	44.2848
3	5.4786	203.517	202.922	406.439	1.01271	1.74753	0.78459	42.9319
4	5.6549	204.696	202.092	406.788	1.01694	1.74612	0.78672	41.6278
5	5.8360	205.878	201.254	407.132	1.02115	1.74470	0.78887	40.3677
6	6.0207	207.062	200.412	407.474	1.02537	1.74331	0.79105	39.1576
7	6.2100	208.250	199.562	407.812	1.02958	1.74192	0.79325	37.9890
8	6.4036	209.441	198.706	408.147	1.03378	1.74055	0.79548	36.8624
9	6.6020	210.636	197.841	408.477	1.03798	1.73918	0.79773	35.7742
10	6.8045	211.834	196.971	408.804	1.04218	1.73782	0.80001	34.7261
11	7.0123	213.036	196.090	409.126	1.04637	1.73647	0.80231	33.7109
12	7.2239	214.240	195.207	409.447	1.05056	1.73514	0.80464	32.7357
13	7.4408	215.448	194.314	409.761	1.05474	1.73380	0.80699	31.7909
14	7.6626	216.660	193.412	410.072	1.05892	1.73248	0.80937	30.8778
15	7.8890	217.874	192.504	410.378	1.06309	1.73116	0.81179	29.9967
16	8.1203	219.092	191.589	410.681	1.06726	1.72985	0.81423	29.1453
17	8.3566	220.314	190.666	410.979	1.07142	1.72855	0.81670	28.3224
18	8.5980	221.539	189.735	411.274	1.07559	1.72726	0.81920	27.5268
19	8.8446	222.768	188.795	411.563	1.07974	1.72597	0.82173	26.7567
20	9.0967	224.002	187.846	411.847	1.08390	1.72468	0.82430	26.0109
21	9.3535	225.237	186.891	412.128	1.08805	1.72341	0.82689	25.2910
22	9.6158	226.477	185.926	412.403	1.09220	1.72214	0.82953	24.5937
23	9.8840	227.722	184.951	412.673	1.09634	1.72086	0.83219	23.9174
24	10.157	228.970	183.970	412.939	1.10049	1.71960	0.83489	23.2643
25	10.436	230.222	182.978	413.200	1.10463	1.71834	0.83763	22.6307
26	10.720	231.477	181.978	413.455	1.10876	1.71708	0.84041	22.0177
27	11.011	232.738	180.967	413.705	1.11290	1.71582	0.84322	21.4229
28	11.306	234.001	179.949	413.950	1.11703	1.71457	0.84608	20.8476
29	11.608	235.270	178.920	414.190	1.12117	1.71332	0.84897	20.2890
30	11.915	236.543	177.881	414.424	1.12530	1.71207	0.85191	19.7478
31	12.229	237.820	176.831	414.651	1.12943	1.71082	0.85489	19.2222
32	12.549	239.102	175.771	414.873	1.13356	1.70957	0.85791	18.7129
33	12.874	240.389	174.700	415.089	1.13769	1.70832	0.86099	18.2183
34	13.206	241.678	173.621	415.300	1.14181	1.70708	0.86410	17.7397
35	13.544	242.976	172.527	415.502	1.14594	1.70582	0.86727	17.2732
36	13.889	244.276	171.424	415.700	1.15007	1.70457	0.87049	16.8217
37	14.239	245.580	170.310	415.891	1.15420	1.70332	0.87376	16.3832
38	14.597	246.892	169.182	416.074	1.15833	1.70206	0.87708	15.9564
39	14.960	248.207	168.044	416.251	1.16246	1.70080	0.88046	15.5425
40	15.331	249.530	166.890	416.419	1.16659	1.69953	0.88390	15.1396
41	15.708	250.857	165.725	416.581	1.17073	1.69826	0.88739	14.7482
42	16.092	252.190	164.546	416.735	1.17487	1.69699	0.89095	14.3677
43	16.483	253.528	163.355	416.882	1.17901	1.69571	0.89457	13.9980
44	16.881	254.873	162.148	417.020	1.18315	1.69442	0.89825	13.6380
45	17.286	256.223	160.927	417.150	1.18730	1.69312	0.90201	13.2880
46	17.698	257.581	159.690	417.271	1.19145	1.69181	0.90583	12.9471
47	18.117	258.944	158.440	417.384	1.19561	1.69050	0.90973	12.6157
48	18.543	260.314	157.173	417.487	1.19977	1.68918	0.91371	12.2929
49	18.977	261.692	155.889	417.581	1.20394	1.68784	0.91777	11.9784
50	19.418	263.073	154.594	417.667	1.20811	1.68650	0.92190	11.6731
52	20.323	265.866	151.938	417.804	1.21648	1.68377	0.93044	11.0839
54	21.258	268.686	149.214	417.900	1.22488	1.68099	0.93936	10.5251
56	22.227	271.546	146.400	417.946	1.23334	1.67812	0.94869	9.99235
58	23.227	274.441	143.502	417.943	1.24183	1.67518	0.95847	9.48555
60	24.260	277.373	140.514	417.887	1.25038	1.67215	0.96874	9.00332
62	25.326	280.348	137.423	417.771	1.25899	1.66903	0.97957	8.54307
64	26.428	283.373	134.216	417.589	1.26768	1.66577	0.99101	8.10285
66	27.566	286.451	130.883	417.334	1.27647	1.66238	1.00314	7.68185
68	28.740	289.585	127.417	417.002	1.28535	1.65884	1.01604	7.27843
70	29.952	292.786	123.795	416.581	1.29436	1.65512	1.02983	6.89127
75	33.153	301.133	113.925	415.058	1.31757	1.64480	1.06911	5.98528

A P E N D I C E "B" .

TABLA B-1 REFRIGERANTE 12- UNIDADES SI

°C	Viscosidad		Conductividad térmica		Calor específico		
	liq. saturado $\mu \times 10^3$	vapor gas $\mu \times 10^3$	liq. saturado $W/(m \cdot K)$	vapor gas $W/(m \cdot K)$	liq. saturado $kJ/(kg \cdot K)$	vapor gas $kJ/(kg \cdot K)$	°K $P = 0$
-95	1.01		0.113		0.833		0.4543 178
-84	0.806		0.109		0.846		0.4702 189
-73	0.659		0.105		0.854		0.4857 200
-62	0.550		0.101		0.867		0.5007 211
-51	0.468		0.097		0.875	0.528	0.5150 222
-40	0.404		0.093		0.888	0.557	0.5292 233
-29	0.354	0.0102	0.089	0.0069	0.896	0.582	0.5426 244
-18	0.313	0.0108	0.085	0.0074	0.909	0.607	0.5556 255
-7	0.281	0.0114	0.081	0.0080	0.921	0.628	0.5677 266
4	0.253	0.0119	0.077	0.0087	0.938	0.657	0.5799 277
16	0.230	0.0123	0.073	0.00920	0.959	0.687	0.5916 289
27	0.211	0.0127	0.069	0.0097	0.980	0.729	0.6025 300
38	0.195	0.0132	0.065	0.0104	1.00	0.775	0.6113 311
49	0.180	0.0138	0.061	0.0111	1.05	0.833	0.6238 322
60	0.167	0.0146	0.056	0.0118	1.11	0.904	0.6335 333
71	0.151	0.0157	0.052	0.0125	1.21	0.984	0.6431 344
82	0.134	0.0170	0.048	0.0132	1.33	1.21	0.6523 355
93	0.112	0.0187	0.043	0.0173	1.49	1.52	0.6611 366
104	0.082	0.021	0.035	0.0161	1.70		0.6695 377
110	0.061	0.025	0.028	0.0185			0.6737 383
112	0.031	0.031	0.022	0.0225			0.6749 385
116		0.0158		0.0144			0.6774 389
127		0.0162		0.0151			0.6854 400
138		0.0166		0.0157			0.6925 411
149		0.0169		0.0164			0.6996 422
160		0.0174		0.0170			0.7063 433
171		0.0177		0.0175			0.7130 444
183		0.0181		0.0182			0.7193 456
194		0.0185		0.0187			0.7252 467
205		0.0189		0.0194			0.7310 478

TABLA B-2 REFRIGERANTE 22- UNIDADES SI

°C	Viscosidad $\frac{(N \cdot s)}{m^2}$		Conductividad térmica $\frac{W}{(m \cdot K)}$		Calor específico $\frac{kJ}{(kg \cdot K)}$	
	liq. saturado $\mu \times 10^3$	gas saturado $P = 101.33kPa$ $\mu \times 10^3$	liq. saturado $P = 101.33kPa$	gas saturado $P = 101.33kPa$ $k \times 10$	liq. saturado	gas saturado $P = 0$
-73	0.4766		0.137		1.07	0.5275 200
-62	0.4142		0.131		1.07	0.5409 211
-51	0.365		0.125		1.08	0.5543 222
-40	0.326	0.0100	0.120	0.0069	1.10	0.5677 233
-29	0.294	0.0105	0.114	0.0076	1.11	0.5811 244
-18	0.267	0.0110	0.109	0.0083	1.13	0.5945 255
-7	0.245	0.0115	0.103	0.0090	1.16	0.6079 266
4	0.226	0.0121	0.0980	0.0097	1.18	0.6213 277
16	0.210	0.0126	0.0924	0.010	1.22	0.6343 289
27	0.196	0.0133	0.0869	0.011	1.26	0.6473 300
38	0.184	0.0140	0.0815	0.012	1.31	0.6603 311
49	0.174	0.0149	0.0760	0.012	1.39	0.6732 322
60	0.160	0.0158	0.0704	0.013	1.49	0.6858 333
71	0.141	0.0170	0.0642	0.015	1.63	0.6984 344
82	0.118	0.019	0.0550	0.018	1.81	0.7105 355
88	0.101	0.020	0.0498	0.021		0.7168 361
94	0.075	0.024	0.0412	0.024		0.7226 367
96	0.031	0.031	0.0306	0.031		0.7256 369
105		1.60		0.157		0.7344 378
116		1.65		0.163		0.7461 389
127		1.69		0.170		0.7578 400
138		1.73		0.1767		0.7687 411
149		1.77		0.1833		0.7800 422
160		1.81		0.190		0.7905 433
171		1.86		0.197		0.8009 444
183		1.90		0.204		0.8110 456
194		1.94		0.209		0.8206 467
205		1.98		0.216		0.8302 478
216		2.03		0.223		0.8395 489
227		2.07		0.230		0.8482 500

A P E N D I C E "C".

TABLA C FACTORES DE CONVERSION

Longitud

$$1 \text{ pie} = 30.48 \text{ cm}$$

$$1 \text{ plg} = 2.54 \text{ cm}$$

$$1 \text{ m} = 39.37 \text{ plg}$$

$$1 \text{ micron} = 10^{-6} \text{ m} = 3.281 \times 10^{-6} \text{ pie}$$

$$1 \text{ milla} = 5280 \text{ pie}$$

Area

$$1 \text{ m}^2 = 1550.1472 \text{ plg}^2$$

$$1 \text{ m}^2 = 10.76392 \text{ pie}^2$$

Volúmen

$$1 \text{ pie}^3 = 1728 \text{ plg}^3 = 7.48 \text{ gal.}$$

$$1 \text{ m}^3 = 6.1 \times 10^4 \text{ plg}^3 = 35.3147 \text{ pie}^3$$

$$1 \text{ m}^3 = 264.154 \text{ gal.}$$

Masa

$$1 \text{ kg} = 2.20462 \text{ lbm}$$

$$1 \text{ lbm} = 7000 \text{ g} \text{ avos} = 453.5924 \text{ g}$$

Fuerza

$$1 \text{ N} = .334809 \text{ lbf}$$

$$1 \text{ lbf} = 4.44822 \text{ N}$$

Energia

$$1 \text{ Btu} = 778.28 \text{ lbf-pie}$$

$$1 \text{ kilo caloria} = 10^3 \text{ calorías} = 3.968 \text{ Btu}$$

$$1 \text{ J} = 9.48 \times 10^{-4} \text{ Btu} = .73756 \text{ lbf-pie}$$

$$1 \text{ kw-hr} = 3412 \text{ Btu} = 2.6562 \times 10^6 \text{ lbf-pie}$$

Potencia

$$1 \text{ hp} = 33,000 \text{ lbf-pie/min} = 745.7 \text{ W}$$

$$1 \text{ W} = 3.412 \text{ Btu/hr}$$

$$1 \text{ W} = .001341 \text{ hp}$$

$$1 \text{ W} = .0002843 \text{ ton. de refrigeración}$$

Tabla C (continuación)

Presión

$$1 \text{ atm} = 14.6959 \text{ psia} = 2116 \text{ lbf/pie}^2 = 101325 \text{ N/m}^2$$

$$1 \text{ plg de agua} = 249.08 \text{ Pa}$$

$$1 \text{ plg de mercurio} = 3376.85 \text{ Pa}$$

$$1 \text{ lbf/plg}^2 = 6894.76 \text{ Pa}$$

$$1 \text{ Pa} = 1 \text{ N/m}^2 = 1.4504 \times 10^{-4} \text{ lbf/plg}^2$$

Temperatura

$$1 \text{ grado diferencia R} = 1 \text{ grado diferencia F} = (5/9) \text{ grado diferencia C} = (5/9) \text{ grado diferencia K}$$

$$\text{grado F} = (9/5)(\text{grado C}) + 32$$

$$\text{grado C} = (5/9)(\text{grado F} - 32)$$

Conductividad térmica

$$1 \text{ Btu / (hr pie F)} = .004134 \text{ caloria / (seg cm C)} = 1.7307 \text{ W / (m C)}$$

$$1 \text{ W / (m C)} = .5778 \text{ Btu / (hr pie F)} = 6.933 \text{ Btu plg / (hr pie}^2 \text{ F)}$$

$$1 \text{ Btu plg / (hr pie}^2 \text{ F)} = .1442 \text{ W / (m C)}$$

Coefficiente de transferencia de calor

$$1 \text{ Btu / (hr pie}^2 \text{ F)} = 5.678 \text{ W / (m}^2 \text{ C)}$$

$$1 \text{ W / (m}^2 \text{ C)} = .1761 \text{ Btu / (hr pie}^2 \text{ F)}$$

Viscosidad absoluta

$$1 \text{ poise} = 100 \text{ centipoises} = .1 \text{ N seg / m}^2$$

$$1 \text{ lbm / (seg pie)} = 1490 \text{ centipoises} = 1.49 \text{ N seg / m}^2$$

$$1 \text{ lbf seg / pie}^2 = 47,800 \text{ centipoises}$$

Viscosidad dinámica

$$1 \text{ pie}^2 / \text{seg} = .0929 \text{ m}^2 / \text{seg}$$

$$1 \text{ m}^2 / \text{seg} = 10.764 \text{ pie}^2 / \text{seg}$$

Calor específico

$$1 \text{ caloria / (gm C)} = 1 \text{ Btu / (lbm F)}$$

$$1 \text{ Btu / (lbm F)} = 4186.8 \text{ J / (kg C)}$$

$$1 \text{ kJ / (kg C)} = .2388 \text{ Btu / (lbm F)}$$

BIBLIOGRAFIA

1. ASHRAE (American Society of Heating, Refrigerating, and Air Conditioning Engineers) Fundamentals and Equipment for 1965 and 1966
2. ASHRAE Handbook Equipment, 1975.
3. ASHRAE Handbook of Fundamentals, 1972.
4. Bandel J. and Schlünder E. Pressure drop and heat transfer by vaporization of boiling refrigerants in a horizontal pipe, Institut für Thermische Verfahrenstechnik, Universität Karlsruhe (TH)-Germany (FR), chapter 29.
5. Brown and Marco. Introduction to heat transfer, Mc Graw Hill Book company, 1958, 3^o edition.
6. Chapman J. Heat transfer, Macmillan Publishing Co. 1974, 3^o edition
7. Chisholm D. A theoretical basis for the Lockhart-Martinelli correlation for two-phases flow, Int. J. Heat mass transfer, vol. 10, 1767-1778 p.
8. Croft Huber. Thermodynamics, fluid flow and heat transmission, Mc Graw Hill Book Co., 1938, 1^o edition.
9. Domkundwar. A course in refrigeration and air conditioning, Dhanpat Rai and Sons, 1980, 3^o edition.
10. Dossat R.J. Principles of refrigeration, John Willey and Sons, 1978, 2^o edition.
11. Guy R.K. Modern refrigeration practice, Mc Graw Hill Book Co., 1971
12. Hall Newman. Thermodynamics of fluid flow, Longmans, Green and Co., 1957, 1^o edition
13. Kreith F. Principios de transferencia de calor, Herrero Hermanos, Sucesores, 1970, 1^o edition.
14. McQuiston and Parker. Heating, Ventilating and Air Conditioning, Analysis and Design, John Willey and Sons, 1982, 2^o edition.
15. Pitts and Sissom. Transferencia de Calor, Mc Graw Hill, 1979
16. Stoecker W. Refrigeración y acondicionamiento de aire, Mc Graw Hill, 1978 1^o edición.
17. Streeter y Wylie. Mecánica de los fluidos, Mc Graw Hill, 1981, 6^o edición
18. Threlkeld J. Ingeniería del ámbito térmico, Editorial Prentice Hall Int., 1973, 2^o edición .
19. Welty J.R. Engineering heat transfer, John Willey and Sons, 1974.