



Universidad Nacional Autónoma de México

FACULTAD DE QUIMICA

PROGRAMA DE CALCULO DE CALENTADORES
VERTICALES DE TUBOS ALETADOS EN
TANQUES DE ALMACENAMIENTO



EXAMENES PROFESIONALES
FAC. DE QUIMICA

TESIS

Que para obtener el Título de
INGENIERO QUIMICO

presenta

CARLOS MARISCAL JUAREZ

MEXICO, D. F.

1982



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

TESIS CON FALLA DE ORIGEN

I N D I E

C A P I T U L O I

INTRODUCCION

C A P I T U L O II

GENERALIDADES

- 2.1 Introducción
- 2.2 Conducción
- 2.3 Convección
- 2.4 Radiación
- 2.5 Introducción al lenguaje Fortran IV.

C A P I T U L O III

BASES DE CALCULO

- 3.1 Conducción (en estado estable)
 - 3.1.1 Paredes planas, conducción unidimensional
 - 3.1.2 Soluciones integrales de conducción de calor en dos y tres dimensiones.
- 3.2 Convección
 - 3.2.1 Convección natural
 - Superficie plana vertical
 - Superficie plana horizontal
 - Expresiones simplificadas para convección natural en el aire
 - Placas verticales paralelas
 - 3.2.2 Convección forzada
 - Superficies planas
 - Flujo cruzado
 - Agitación mecánica

- 3.3 Radiación térmica
- 3.4 Condensación
- 3.5 Superficies extendidas
- 3.6 Ecuaciones complementarias de cálculo
 - Resistencia térmica de los tubos aletados
 - Caída de presión permisible para un vapor condensante.
 - Ecuaciones de cálculo de propiedades físicas para hidrocarburos líquidos derivados del petróleo.

 - Ecuaciones de cálculo de propiedades físicas del vapor de agua (saturado).

 - Características de los tanques atmosféricos de techo cónico.

 - Area lateral de un cono.
- 3.7 Resúmen de ecuaciones utilizadas para el programa de cálculo.

C A P I T U L O I V

DESARROLLO DEL PROGRAMA

- 4.1 Diagrama de flujo.
- 4.2 Codificación del programa:
 - Opción No. 1
 - Opción No. 2
- 4.3 Cálculos
 - Datos de los calentadores verticales
 - Ejemplo.- Opción 1
 - Ejemplo.- Opción 2

C A P I T U L O V

ANALISIS DE RESULTADOS Y CONCLUSIONES

C A P I T U L O V I

BIBLIOGRAFIA.

APENDICE A

C A P I T U L O I

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

Es importante reconocer, el papel que juega en la industria petrolera de nuestro país; en lo que se refiere a el almacenamiento de hidrocarburos líquidos viscosos, difícilmente manejables a temperatura ambiente; mantener un rango de temperatura adecuado en el líquido almacenado, ya que el efecto del incremento de la temperatura produce la disminución de su viscosidad, es decir, aumenta su fluidez.

Por ejemplo, la potencia y costo de bombeo se verán reducidos, como también puede ser reducido su tiempo de drenado del tanque de almacenamiento, si previamente ha sido elevada su temperatura.

Por lo tanto, se hace necesario en estos casos, un sistema interno de calentamiento que proporcione el calor necesario para mantener el rango de temperatura requerido.

El equipo propuesto para este sistema interno de calentamiento estará representado por calentadores verticales de tubos aletados, ver figura 1.1, y la energía necesaria para el calentamiento deberá ser suministrada con vapor saturado.

La evaluación del flujo de calor a los alrededores está en relación directa a diversos factores tanto físicos como climatológicos del lugar, como son:

- a) El área expuesta del tanque a la atmósfera
- b) La diferencia de temperatura entre la pared del recipiente y del aire ambiente.
- c) La velocidad del viento, normal y crítica.
- d) La humedad relativa del aire.
- e) El espesor de la "placa de concreto" que sirve de cimiento a dicho recipiente.
- f) La humedad y conductividad del suelo
- g) Precipitación pluvial
- h) Agitación interna del líquido, etc.

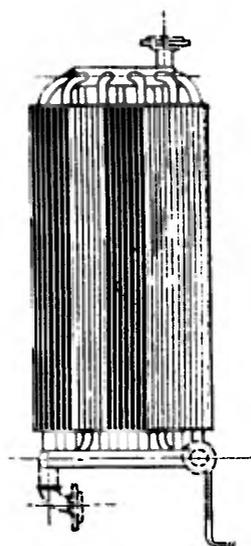


FIGURA 1.1 CALENTADOR DE TUBOS VERTICALES
CON ALETAS LONGITUDINALES.

La exactitud de los cálculos para determinar el flujo de calor entre el contenido de el recipiente ver figura 1.2, y sus alrededores son a menudo complejos. Múltiples resistencias en serie están presentes en la trayectoria del flujo de calor. Además, los diversos mecanismos de transferencia de calor como conducción, convección y radiación pueden estar presentes simultáneamente.

Por tanto, las suposiciones y simplificaciones comprendidas en el método usado para calcular las pérdidas de calor y/o el área de transferencia de calor de los tubos aletados debe ser entendido, y la exactitud del método debe ser consistente con el requerimiento en particular.

En la transferencia de calor como en otras ramas de la ingeniería la solución adecuada de un problema requiere hipótesis e idealizaciones. Es casi imposible descubrir los fenómenos físicos en forma exacta, y para expresar un problema en forma de ecuación que pueda resolverse, es necesario hacer algunas aproximaciones. Por lo tanto, es importante recordar las hipótesis, idealizaciones y aproximaciones hechas durante el análisis del problema, cuando sean interpretados los resultados finales.

Cuando se considere necesario formular una hipótesis ó una aproximación en la solución del problema, será presentada en forma resumida en el capítulo de "Análisis de resultados y conclusiones".

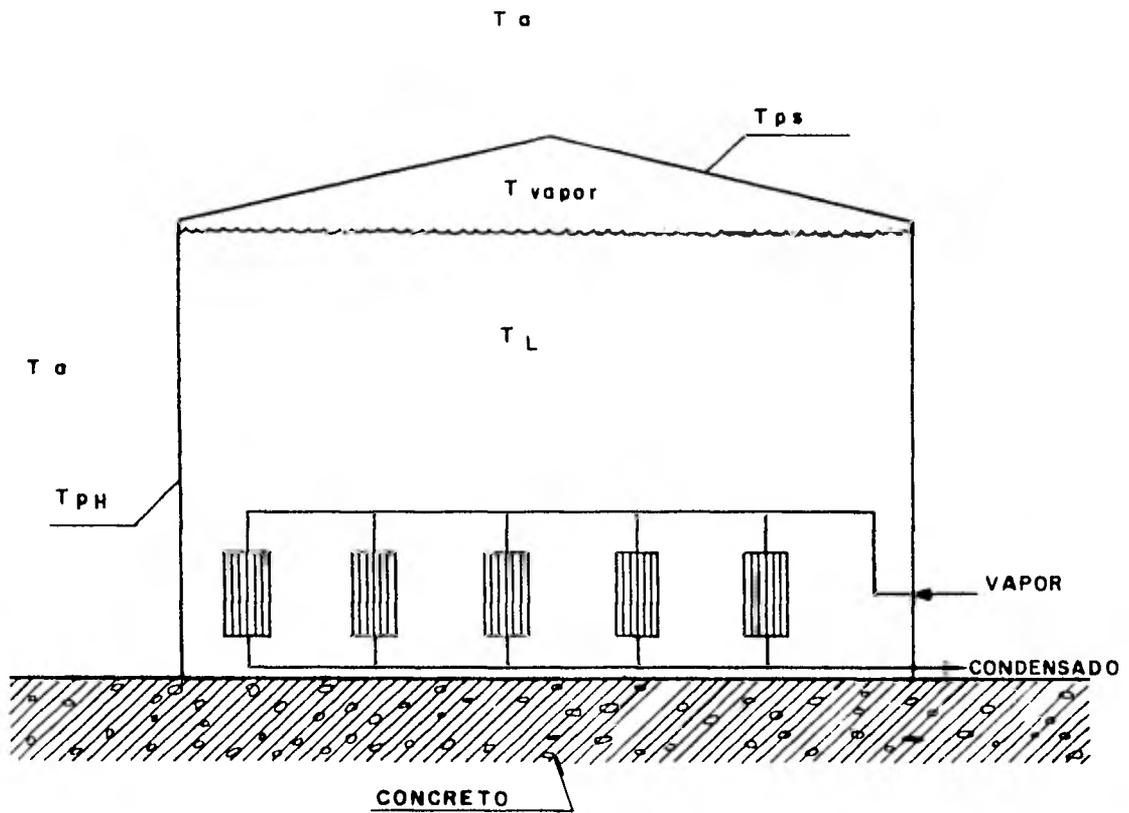


FIGURA 1.2
TANQUE DE ALMACENAMIENTO DE TECHO
CONICO, CON CALENTADORES VERTICALES.

CAPITULO II

GENERALIDADES.

2.1 INTRODUCCION.

Siempre que existe un gradiente de temperatura en un sistema, se transfiere energía. La termodinámica enseña que ésta transferencia de energía se define como calor. Desde un punto de vista termodinámico, el calor transferido durante un proceso, simplemente es igual a la diferencia entre el cambio de energía del sistema y el trabajo realizado. Es evidente que este tipo de análisis no considera ni el mecanismo de flujo de calor, ni el tiempo requerido para su transferencia. Simplemente, señala que cantidad de calor proporciona o rechaza un sistema durante un proceso, entre estados finales especificados, sin considerar cuando o cómo podría realizarse esto. La razón por la cual no se obtiene esta información a partir de un análisis termodinámico, es por la ausencia del tiempo como variable.

Desde el punto de vista de ingeniería, la rapidéz de transferencia de calor a una diferencia de temperatura especificada constituye el problema principal.

La literatura sobre transferencia de calor generalmente reconoce tres modos distintos de transmisión de calor, que son: conducción, convección y radiación.

2.2. CONDUCCION.

La transferencia de calor por conducción se logra a través de dos mecanismos. El primero es la interacción molecular, en el cuál -- las moléculas de niveles energéticos relativamente mayores (indicados por su temperatura) ceden energía a moléculas adyacentes en niveles inferiores. Este tipo de transferencia sucede en los sistemas que tienen moléculas de sólidos, líquidos o gases y en las que hay un gradiente de temperatura, sin desplazamiento apreciable de partículas.

El segundo mecanismo de transferencia de calor por conducción es el de electrones "libres", los que se presentan principalmente en los sólidos metálicos puros. Muy variable en aleaciones metálicas y muy baja para los no metales. La facilidad que tienen los sólidos para conducir el calor varía directamente con la concentración de electrones libres.

La conducción es el único mecanismo por el cual puede fluir calor en los sólidos opacos. En sólidos transparentes, como el vidrio y el cuarzo, parte de la energía es transmitida por radiación y parte por conducción. En los fluidos a régimen laminar, la transferencia de calor se realiza en dirección perpendicular al movimiento del fluido.

En los gases, el mecanismo de conducción térmica es muy simple. De acuerdo con la teoría cinética, la temperatura de un elemento de materia es proporcional a la energía cinética media de sus constituyentes moleculares. Cuando las moléculas de una región adquieren una energía cinética media mayor que las moléculas de una región adyacente, lo que se manifiesta por una diferencia de temperatura, las moléculas que poseen mayor energía distribuirán su exceso de energía entre las moléculas energéticamente más pobres, es decir, que se encuentran a temperatura inferior. La distribución de la energía puede tener lugar debido a colisiones entre las moléculas.

El mecanismo físico de conducción de energía térmica en líquidos es cualitativamente el mismo que en gases; sin embargo, la situación es más compleja puesto que las moléculas están menos espaciadas y los campos de fuerza molecular ejercen una gran influencia sobre los intercambios de energía en los procesos de choque.

Se atribuye a Fourier (1) una expresión cuantitativa que relaciona el gradiente de temperatura con la naturaleza del medio conductor y la razón de transferencia de calor, y que se expresa por

$$\frac{q_x}{A} = -k \frac{dT}{dx} \quad (2.1)$$

donde q_x es la razón de transferencia de calor en dirección de las x ; $-A$ es el área normal a la dirección de flujo de calor; dT/dx es el gradiente de temperatura en la dirección de las x ; y k es la constante de proporcionalidad llamada conductividad térmica, que es una propiedad de un medio dado, y la ec. 2.1 es la relación que define esta cantidad.

El signo negativo se coloca para satisfacer la segunda ley de la termodinámica, es decir, el calor debe fluir en la dirección de un gradiente de temperatura decreciente.

El valor de la conductividad determina en gran parte, la adaptabilidad de un material para un uso determinado. En la figura 2.1 se muestran los valores de la conductividad térmica para varios metales comunes (2).

La tabla 2.1 nos da en orden descendente, el rango general de la conductividad térmica para distintas categorías de conductores (3).

TABLA 2.1. VALORES DE LA CONDUCTIVIDAD TERMICA PARA DISTINTAS CATEGORIAS DE MATERIALES.

| MEDIO | k (BTU/Hr-ft. ² F) |
|-------------------------|---------------------------------|
| Metales puros | 20 - 250 |
| Aleaciones metálicas | 10 - 100 |
| Metales líquidos | 5 - 50 |
| Líquidos (no metálicos) | 0.1 - 1.0 |
| Sólidos (no metálicos) | 0.01- 10 |
| Materiales aislantes | 0.01- 0.2 |
| Gases | 0.001- 0.1 |

Se ha encontrado para la mayoría de los gases, que la conductividad térmica es independiente de la presión hasta 10 atmósferas aproximadamente. En los materiales sólidos y líquidos a diferencia de los gases, la conductividad térmica es independiente de la presión.

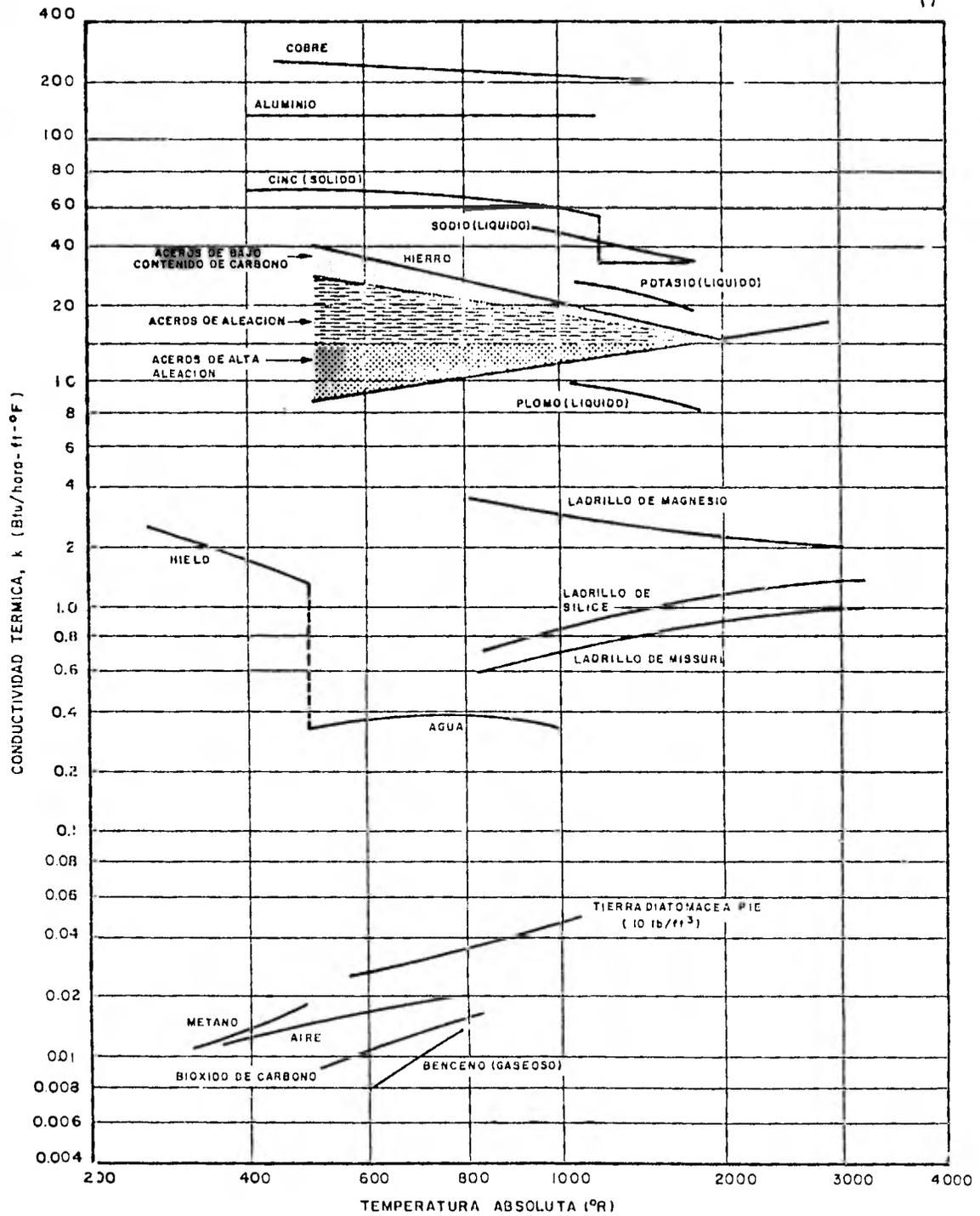


FIGURA 2.1 VARIACION EN LA CONDUCTIVIDAD TERMICA CON LA TEMPERATURA PARA DISTINTOS MATERIALES

2.3 CONVECCION.

La convección involucra el intercambio de energía entre un fluido y una superficie o interfase. Hay dos clases de procesos convectivos, que son: la convección forzada y la convección natural ó libre.

Convección forzada, en este proceso se fuerza el movimiento de un fluido por una superficie debido al efecto de un agente externo tal como un ventilador o bomba, y la convección natural se desarrolla cuando un fluido se encuentra en contacto con una superficie de temperatura mayor que el mismo (por ejemplo), y los cambios de densidad debido a su expansión térmica a consecuencia del intercambio de energía provocan un movimiento natural del fluido.

Sin considerar el fenómeno de flujo involucrado, se sabe que la conducción es el mecanismo de transferencia de energía directamente adyacente a una superficie, ver figura 2.2, es decir, la velocidad de la capa de fluido en la pared es cero (4). ¿Porque hablamos de convección, si el calor fluye por conducción en esta capa?. La respuesta es que el gradiente de temperatura depende de la razón a la cual el fluido disipa el calor, una velocidad alta produce un gradiente de temperatura mayor. Por lo tanto, el gradiente de temperatura en la pared depende del campo de flujo.

Newton expresó por primera vez la ecuación básica que relaciona el efecto total para la transferencia convectiva del calor, conocida como ley de enfriamiento de Newton, es

$$q = hA (T_w - T_{\infty}) \quad (2.2)$$

donde q representa la rapidez de calor transferido por convección, A es el área normal a la dirección del flujo de calor, $(T_w - T_{\infty})$ es la fuerza motriz de la temperatura y h es el coeficiente convectivo de transferencia de calor, llamado algunas veces conductancia de película, debido a su relación con el proceso de conducción en la capa delgada estacionaria de fluido en la superficie de la pared.

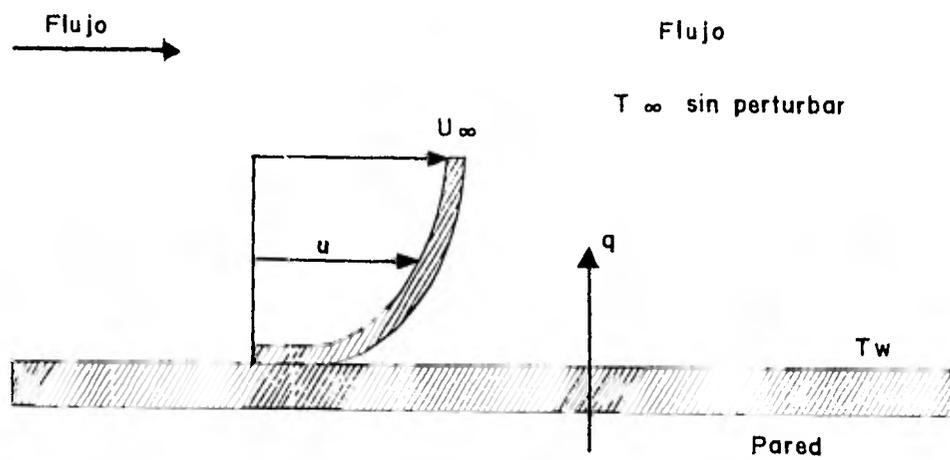


Fig. 2.2 Diagrama esquemático que muestra la transferencia de calor por convección en una placa.

Se puede anticipar por lo tanto que, el coeficiente h tiene una dependencia respecto a la viscosidad del fluido, además de las propiedades térmicas del fluido (conductividad térmica, calor específico, densidad). Esto se anticipa debido a la influencia de la viscosidad en el perfil de velocidad y, de igual manera, en la razón de transferencia de energía en la región cercana a la pared.

La ecuación 2.2 también evalúa la transferencia de energía asociada con los cambios de fase. Por lo tanto, los fenómenos de ebullición y condensación quedan agrupados bajo el tópico general de transferencia de calor por convección (4). La tabla 2.2 da algunos límites aproximados de los coeficientes de transferencia de calor por convección forzada y libre de distintos fluidos (5).

TABLA 2.2 INTERVALO DE VARIACION DE LOS h_m COMUNMENTE EMPLEADOS

| MECANISMO | h (BTU/hr-ft ² °F) |
|--|---------------------------------|
| Vapor, con condensación en gotas | 5,000 - 20,000 |
| Vapor, con condensación en película ó lámina líquida. | 1,000 - 3,000 |
| Agua en ebullición | 300 - 9,000 |
| Vapores orgánicos saturados en el punto de condensación. | 200 - 400 |
| Agua, (calentamiento) | 50 - 3,000 |
| Aceites, (calentamiento ó enfriamiento). | 10 - 300 |
| Vapor, (sobrecalentamiento) | 5 - 20 |
| Aire, (calentamiento o enfriamiento). | 0.2 - 10 |

Pocos son los fenómenos de transporte que siguen sencillas relaciones flujo-gradiente, todas las aplicaciones de la transferencia de calor, con excepción de la transferencia de calor debida a la radiación térmica, pueden ser analizados mediante sencillas ecuaciones de velocidad.

En algunos casos, tienen lugar simultáneamente dos fenómenos de transporte. Por ejemplo en un tubo de un cambiador de calor, cuando el fluido fluye dentro de él es aparente que la cantidad de movimiento se transfiere en forma simultánea de la pared al fluido. Para analizar el sistema completo es necesario cuando menos una ecuación de velocidad para el calor, otra para la cantidad de movimiento y otra para la masa.

En las primeras investigaciones de la conducta de transferencia de cantidad de movimiento, calor y masa, las similitudes que existían entre los tres fenómenos no fueron reconocidas. Las diversas formas de ecuación que se desarrollaron, no son exactamente similares, pero el contenido entre ellas puede correlacionarse y la ecuación general de transporte que debe integrarse es (6a):

$$\psi = - (\delta + E) \frac{d\Gamma}{dx} \quad (2.3)$$

donde ψ = flujo de una propiedad para cualquier valor de X

δ = difusividad molecular

E = difusividad de los remolinos

Γ = concentración por volumen de la propiedad transferente.

Para una geometría cilíndrica de radio $r=D/2$, (6a) se puede determinar el valor medio de la propiedad transferente que resulte de la integración de todo el ducto. Además, manteniendo una temperatura promedio resultante en el fluido, y definiendo una difusividad promedio (\bar{E}) de los remolinos. El coeficiente de transferencia (E) puede definirse como

$$E = -4 \frac{(\delta + \bar{E})}{\gamma D} \quad (2.4)$$

Mediante los pasos adecuados, aplicados a la ecuación general de transporte para nuestra forma cilíndrica, llegamos a la ecuación de la siguiente forma:

$$(\Psi A)_1 = - \frac{(\Gamma_1 - \bar{\Gamma})}{1/(EA_1)} \quad (2.5)$$

donde la integración del gradiente en la ecuación diferencial dá como resultado el término $(\Gamma_1 - \bar{\Gamma})$ en la ecuación 2.5, y la rapidez de transferencia es proporcional a este término, que se llama gradiente- (ó más frecuentemente potencial de transferencia). El término del de nominador $(1/EA)$ es llamado resistencia a la transferencia. La ecuación 2.5 puede escribirse como

$$\text{Rapidez de transferencia} = \frac{\text{Potencial de transferencia}}{\text{Resistencia}} \quad (2.6)$$

Notese la exacta analogía entre transferencia de calor, masa y cantidad de movimiento descrita por la ecuación 2.6, y la transferencia de corriente descrita por la ley de Ohm.

$$I_E = \frac{E_e}{R_e} \quad (2.7)$$

donde I_e = corriente
 E_e = potencial eléctrico
 R_e = resistencia

El coeficiente de transferencia de calor h (para flujo turbulento en tubos) puede definirse como (6b)

$$\frac{h}{\rho C_p} = E_q = \frac{4 (\infty + \bar{E}_q)}{D \gamma_q} \quad (2.8)$$

Si la definición del coeficiente de transferencia de calor (Ec. - 2.8) se reacomoda y divide por k . El número de Nusselt puede definirse como

$$N_{Nu} = \frac{h D}{k} \quad (2.9)$$

La relación entre la cantidad de movimiento por transporte turbulento y la transferencia de cantidad de movimiento por transporte molecular es definido como número de Reynolds.

$$N_{Re} = \frac{D \bar{v} \rho}{\mu} \quad (2.10)$$

El número de Nusselt es la relación de mecanismo que involucra la transferencia de calor, y el número de Reynolds es la relación de los mecanismos que involucran la transferencia de cantidad de movimiento. La tercera relación necesariamente debe incluir el mecanismo de transferencia de calor y el mecanismo de transferencia de cantidad de movimiento. La relación de transferencia de cantidad de movimiento - por transporte molecular a la transferencia de calor por transporte molecular ha sido definido como número de Prandtl.

$$N_{Pr} = \frac{C_p \mu}{k} \quad (2.11)$$

El número de Prandtl es una función de las propiedades del fluido solamente y depende de las características del flujo.

Establecidas las relaciones para los mecanismos, puede establecerse una forma de ecuación:

$$N_{Nu} = \text{constante } (N_{Re})^a (N_{Pr})^b + \text{constante } (N_{Re})^{a^1} (N_{Pr})^{b^1} + \dots \quad (2.12)$$

La similitud entre los fenómenos de transporte molecular examinados presentan una dependencia similar de la actividad de los remolinos en la masa, calor y cantidad de movimiento. Por lo tanto, hasta el presente, parece existir una estrecha relación entre los tres fenómenos de transferencia en los regímenes laminar y turbulento.

ANALOGIA DE REYNOLDS (6c).

La analogía de Reynolds es de importancia histórica como el primer reconocimiento de la conducta análoga de las velocidades de transferencia de calor y cantidad de movimiento.

Reynolds postuló que los mecanismos para la transferencia de calor y cantidad de movimiento son idénticos. El postulado puede escribirse como sigue:

$$\frac{4(\alpha + \bar{E}_q)}{\gamma_q D} = \frac{4(\nu + \bar{E}\nu)}{\gamma\nu D} \quad (2.13)$$

ó si se substituyen los coeficientes

$$\frac{h}{C_p \rho} = E\nu \quad (2.14)$$

La ecuación 2.14 puede dividirse por $\bar{\nu}$, y el factor de fricción - substituirse por $E\nu/\bar{\nu}$, por lo tanto

$$\frac{h}{C_p \rho \bar{\nu}} = \frac{f}{8} \quad (2.15)$$

La ecuación anterior (Ec. 2.15) es la formulación matemática de - la analogía de Reynolds. El grupo $h/C_p \rho \bar{\nu}$ es el número de Stanton - - (N_{st}) y representa la relación adimensional.

Transferencia de calor (molecular y turbulento)
Transferencia turbulenta de cantidad de movimiento

El número de Stanton se relaciona a los números de Nusselt, Rey - nolds y Prandtl como sigue

$$N_{St} = \frac{NNu}{N_{Re} N_{Pr}} \quad (2.16)$$

$$6 \quad N_{St} = \frac{f}{8} \quad (2.17)$$

se encontró experimentalmente que ésta ecuación correlaciona los datos - en forma aproximada para gases en flujo turbulento.

OTROS COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA (6d).

Hay algunas otras aplicaciones de transferencia que involucran el movimiento relativo de sólidos y fluidos, en los cuales la naturaleza - del movimiento no está bien definida. Las aplicaciones son: (1) trans - ferencia de calor en flujo laminar, (2) transferencia de calor en la --

cual el movimiento del fluido es originado por la convección natural, y () procesos de transferencia asociados con cambio de fase, como en la condensación o la ebullición.

Los análisis para la transferencia de calor en régimen laminar - concluyen en una ecuación de la siguiente forma:

$$N_{Nu} = \emptyset (N_{Pe}, L/D) \quad (2.18)$$

donde N_{Pe} = número de Peclet, $D\bar{v}C_p/k$

L/D = cociente longitud - diámetro.

\emptyset = función desconocida.

Los datos experimentales de muchos investigadores revelan una - ecuación para convección natural que tienen la forma general.

$$NNu = \text{constante} (N_{Gr} N_{Pr})^a \quad (2.19)$$

donde N_{Gr} = número de Grashof, $\frac{L^3 \rho^2 g \beta (-\Delta T)}{\mu^2}$,

las propiedades del fluido calculadas a la temperatura promedio - - - $(\bar{T} + T_1)/2$, \bar{T} es la temperatura ambiente del cuerpo principal del fluido, T_1 es la temperatura de la placa y β es el coeficiente volumétrico de expansión del fluido.

Para la convección natural se han postulado los siguientes mecanismos de transferencia:

- 1.- Transferencia de cantidad de movimiento mediante transporte molecular.
- 2.- Transferencia de calor mediante transporte molecular.
- 3.- Transferencia de cantidad de movimiento mediante transporte turbulento.
- 4.- Transferencia de calor mediante transporte turbulento.
- 5.- La fuerza que depende de la gravedad sobre un elemento de un fluido debido a las diferencias en la densidad.

El único origen de la velocidad es la fuerza de desplazamiento.- De manera que las fuerzas de desplazamiento pueden reemplazar a la velocidad. Esto indica que uno de los cinco mecanismos propuestos era re -

condante. El mecanismo redundante es por lo tanto el número 5. La -
fuerza gravitacional no constituye por sí misma a la transferencia, -
sino que actúa únicamente como un potencial de velocidad, y la velocid
dad está ya incluida en los mecanismos 3 y 4.

2.4 RADIACION (3,4,5).

La ecuación fundamental que rige la radiación total desde un radiador ideal (el "cuerpo negro") fué descubierta empíricamente por Stefan y deducida teóricamente por Boltzman de los principios termodinámicos:

$$dq_r = \sigma dAT^4 \quad (2.20)$$

donde dq_r representa el calor transferido por radiación desde un lado del elemento "negro" de area dA , T es la temperatura absoluta de la superficie, y σ la constante dimensional de Stefan-Boltzman con un valor de 0.1714×10^{-8} BTU/hr-ft² °R⁴.

Por definición, el cuerpo negro absorbe la máxima energía posible sin importar la dirección ó longitud de onda, se sigue que su emisión es igualmente un máximo en todas las longitudes de onda y en toda dirección.

Por lo tanto, de la ecuación 2.20 se deduce que la radiación total emitida por un cuerpo negro es una función solamente de la temperatura.

El mecanismo en este caso es radiación electromagnética, la cual se propaga como resultado de una diferencia de temperatura y se le llama radiación térmica (4b). La transferencia de energía se puede realizar a través de un medio, como puede ser transferido hacia regiones donde existe un vacío perfecto. El intercambio de energía radiante puede ocurrir entre dos superficies, entre una superficie y un gas o medio -- participante, ó entre varias superficies o flúidos participantes.

Cuando dos cuerpos intercambian calor por radiación, el intercambio de calor es entonces proporcional a la diferencia en T^4 . Si el -- cuerpo negro radia hacia una cubierta que lo envuelva completamente y -- cuya superficie es también negra (es decir, absorbe toda la energía radiante incidente en ella), la rapidéz neta de calor radiante transferido está dado por

$$q = \sigma A_1 (T_1^4 - T_2^4) \quad (2.21)$$

donde T_2 es la temperatura absoluta de la superficie de la cubierta.

Otros tipos de superficies, como por ejemplo, una superficie barnizada ó una placa de metal pulida, no radian tanta energía como la de un cuerpo negro. Para tomar en cuenta la naturaleza "gris" de tales superficies, se introdujo un nuevo factor llamado emisividad (E), que es el coeficiente de la superficie gris, y es igual a la razón de emisión de la superficie gris a la emisión de un radiador perfecto a la misma temperatura.

Por lo tanto la ecuación 2.21 quedaría expresada para el ejemplo anterior como:

$$q = \sigma E_1 A_1 (T_1^4 - T_2^4) \quad (2.22)$$

La emisividad E de una superficie (más propiamente, la emisividad semiesférica total) varía con su temperatura, grado de rugosidad y, si es un metal en su estado de oxidación, ver tabla 2.3 (7a).

TABLA 2.3
EMISIVIDADES DE VARIAS SUPERFICIES.

| MATERIAL | Longitud de onda y temperatura promedio | | | | |
|------------------------|---|-------------------------------|--------------------------------|--------------------------------|--------------------|
| | 9.3 μ 100 $^{\circ}$ F | 5.4 μ 500 $^{\circ}$ F | 3.6 μ 1000 $^{\circ}$ F | 1.8 μ 2500 $^{\circ}$ F | 0.6 μ SOLAR |
| Fierro: | | | | | |
| Pulido | 0.06 | 0.08 | 0.13 | 0.25 | 0.45 |
| Fundición, oxidado | 0.63 | 0.66 | 0.76 | | |
| Galvanizado, nuevo | 0.23 | -- | -- | 0.42 | 0.66 |
| Galvanizado, sucio | 0.28 | -- | -- | 0.90 | 0.89 |
| Acero en placa rugosa. | 0.94 | 0.97 | 0.98 | | |
| Oxido | 0.96 | -- | 0.85 | -- | 0.74 |
| Fundido | -- | -- | -- | 0.3-0.4 | |
| Pinturas | | | | | |
| Laca Aluminizada | 0.65 | 0.65 | | | |
| Pinturas Lechosas | 0.95 | 0.88 | 0.70 | 0.42 | 0.35 |

Así, para superficies metálicas limpias (5b) la emisividad es de 0.05 a 0.45 a bajas temperaturas, y de 0.4 a 0.7 a temperaturas altas. Para superficies oxidadas o rugosas es, a bajas temperaturas, de 0.6 a 0.95 y a altas, de 0.9 a 0.95.

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

$$q = \sigma A_1 F_{1-2} (T_1^4 - T_2^4) \quad (2.23)$$

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.

Muchos problemas prácticos involucran transferencia de calor por radiación a través de un medio que es absorbente y transmisor a la vez. Las diferentes sustancias de vidrio son un ejemplo de este tipo de medio; los gases son otro ejemplo.

La radiación en los gases difiere de la radiación en cuerpos sólidos en cierto aspecto. La emisión y absorción de energía radiante son esencialmente fenómenos de superficie para un cuerpo sólido, pero en el cálculo de radiación emitida ó absorbida por una capa de gases, deben tomarse en cuenta su espesor, presión y forma, así como el área de superficie.

Muchos de los gases comunes y mezclas de gases, tales como O_2, N_2, H_2 , aire seco, etc., tienen moléculas simétricas y son prácticamente transparentes a la radiación térmica, es decir, ni emiten ni absorben cantidades apreciables de energía radiante a temperaturas de interés práctico.

La radiación en gases heteropolares y vapores tales como $CO_2, H_2O, SO_2, CO, NH_3$, hidrocarburos y alcoholes es de importancia. Mientras los sólidos radían en todas las longitudes de onda del espectro, los gases emiten y absorben radiación únicamente entre angostas regiones de longitudes de onda llamadas bandas (7b).

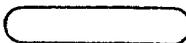
2.5 INTRODUCCION AL LENGUAJE FORTRAN IV (8 ,9)

Cuando se quiere resolver un problema utilizando una computadora se debe seguir un proceso que se describe a continuación.

- a) Definir el problema que queremos resolver, es decir, conocer con claridad cuáles son los datos que se le suministrarán y los resultados que se desean obtener.
- b) Decidir el método que se utilizará para resolver el problema.
- c) Hacer un diagrama de flujo que describa el procedimiento a seguir.
- d) Escribir las instrucciones para la computadora. Se han desarrollado lenguajes que utilizan palabras en inglés que reducen el número de instrucciones--conocidas como declaraciones-- y son fáciles de leer y comprender.
- e) Añadir al programa las instrucciones operacionales particulares de la máquina, como son: clave del usuario.
- f) Pasar todo el conjunto: programa, datos e instrucciones operacionales a un medio a partir del cual pueda leerlo la computadora. Por ejemplo perforar tarjetas.
- g) Compilación y ejecución del programa. La compilación es un proceso llevado a cabo por un programa llamado compilador. Si no hay ningún error de sintaxis al compilarse el programa, éste será ejecutado.

ELEMENTOS DE DIAGRAMAS DE FLUJO

Los elementos que describen un algoritmo son:

- i) Bloque inicial y final. 

Este bloque se utiliza cada vez que se empieza o se termina la solución de un problema. Un diagrama de flujo debe tener un bloque -- con la palabra "EMPIEZA", y por lo menos uno con la palabra "TERMINA". También se utiliza para la declaración STOP ("ALTO").

II) Flecha de flujo. 

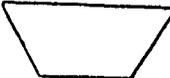
Esta flecha indica el orden en que los pasos para resolver el problema deben de ser tomados. La dirección puede cambiar muchas veces, - entonces se deben añadir flechas adicionales.

III) Variables. Letras que tienen el mismo significado que en algebra.

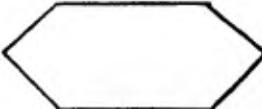
IV) Expresiones. Una expresión en un diagrama de flujo se construye a partir de variables previamente definidas (ésto es, que tengan valores- numéricos asignados) y operadores algebraicos.

V) Bloque procesador. 

En este símbolo se ponen los cálculos necesarios para resolver el problema. Este tipo de bloque debe de tener por lo menos una flecha de entrada y solo una de salida.

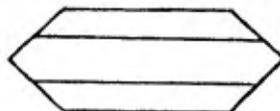
VI) Bloque de entrada y salida. 

Este símbolo se utiliza siempre que se lea información o se impriman resultados por cualquiera de los medios mencionados. Este tipo de bloque debe tener por lo menos una flecha de entrada y sólo una salida.

VII) Bloque de decisión. 

Este bloque plantea una pregunta que puede ser contestada "Si" ó "No". La pregunta en general se hace en términos de variables ya definidos en el diagrama de flujo. Debe tener por lo menos una flecha de - entrada y exactamente dos de salida.

VIII) Anillo DO, se representa por el siguiente bloque.



Donde en el casillero superior se pone la inicialización de la variable de control, en el central se hace la comparación con el límite - superior y en el inferior se incrementa la variable de control.

C A P I T U L O I I I

BASES DE CALCULO.

El presente capítulo enfocará su desarrollo a presentar, esencialmente, las ecuaciones matemáticas que correlacionen aisladamente cada mecanismo de transferencia de calor presente en un tanque de almacenamiento con calentamiento interno. Cuando se estime conveniente, dichas ecuaciones serán acompañadas por una breve descripción para lo cual fueron desarrolladas. Solamente en los casos necesarios se implementarán ecuaciones que por su complejidad y/o laboriosidad, conduzcan a simplificar el procedimiento de cálculo.

3.1 CONDUCCION (EN ESTADO ESTABLE)

Se le llama estado estable al caso de transferencia de calor en el que el tiempo no es un factor (3b).

3.1.1. PAREDES PLANAS, CONDUCCION UNIDIMENSIONAL.

Se puede usar la ecuación de la razón de Fourier (Ec. 2.1) para determinar el flujo de calor por una pared plana. Dado que en el caso de estado estable q_x es constante, se puede separar e integrar directamente esta ecuación como.

$$q_x \int_0^L dX = -k A \int_{T_0}^{T_1} dT$$

lo que dá

$$q_x = \frac{k A}{L} (T_0 - T_L) \quad (3.1)$$

donde L/kA es la resistencia térmica R_t , y A/L es llamado factor de forma.

3.1.2. SOLUCIONES INTEGRALES DE CONDUCCION DE CALOR EN DOS Y TRES DIMENSIONES.

Cuando las fronteras de un sistema son irregulares o cuando la

temperatura a lo largo de una frontera no es uniforme, un tratamiento unidimensional puede no ser satisfactorio. En tales casos, la temperatura es una función de dos y aún posiblemente de tres coordenadas.

Los sistemas de conducción de calor en dos y tres dimensiones pueden tratarse por métodos analíticos, gráficos, analógicos y numéricos.

De los métodos anteriores solo serán presentadas las soluciones analíticas de algunos ejemplos reportados en la literatura. Los resultados para varios casos se dan en la tabla 3.1.

Una solución analítica de un problema de conducción de calor deberá satisfacer tanto la ecuación general de conducción de calor como las condiciones de frontera especificadas por las condiciones físicas del problema particular.

En un sistema bidimensional donde únicamente dos temperaturas límites son involucradas, podemos definir un factor de forma S tal que.

$$q = k S \Delta T_{\text{Total}} \quad (3.2)$$

TABLA 3.1 FACTORES DE FORMA PARA LA CONDUCCION (5c).

| CONFIGURACION | FACTOR DE FORMA S |
|--|--|
| Esfera de diámetro D con el centro a una distancia Z debajo de la superficie; Z positivo. | $\frac{2 \pi D}{(1 - D/4Z)}$ |
| Cilindro horizontal de longitud L y diámetro D , con su eje a una distancia Z debajo de la superficie * | $\frac{2 \pi L}{\ln(4Z/D)}$ |
| Disco circular de poco espesor, de diámetro D , muy por debajo de la superficie. Aproximado en un 10% ** | $4 D$ |
| Tubo horizontal de diámetro medio D_m y espesor Y , con el eje a una distancia Z debajo de la superficie | $\frac{2 \pi^2 D_m}{\ln(4Z/Y)}$ $Z > Y, D_m \lesssim 20 Y$ |
| Rectángulo horizontal de poco espesor, de lados mayor y menor D_1 y D_2 , enterrado muy por debajo de la superficie. | $\frac{2 \pi D_1}{\ln(2 \pi Z/D_2)}$ $D_1 \gg D_2, Z > 2 D_2$ |
| * Una solución más exacta es. | $\frac{2 \pi L}{\text{Arg Ch}(2Z/D)}$ para $L \gg Z$ |
| ** Una solución más exacta es | $\frac{4.44 D}{1 - \frac{D}{5.66 Z}}$ |

3.2 CONVECCION

3.2.1 CONVECCION NATURAL

Se mencionó que el fenómeno de convección natural involucra el intercambio de calor entre un fluido y una frontera adyacente cuando ocurre movimiento del fluido debido a las diferencias de densidad como resultado del intercambio de energía (ver figuras 3.1 y 3.2). La orientación y la geometría del límite sólido son de primordial importancia.

SUPERFICIE PLANA VERTICAL:

El número medio de Nusselt para un fluido con $Pr = 0.733$, para una placa vertical calentada está dada por

$$Nu_L = 0.478 Gr_L^{1/4} \quad (3.3)$$

y es la expresión para el parámetro local, desarrollada por Polhausen; donde (3c).

$$Gr_L = \frac{g L^3 (T_0 - T_\infty)}{\sqrt{2} \nu T_\infty} \quad (3.4)$$

T_0 es la temperatura de la pared

T es la temperatura del fluido

ν es la viscosidad cinemática.

Schuh (10) extendió los resultados de Polhausen para valores de Pr hasta 1000, ver tabla 3.2

TABLA 3.2 Num. PARA CONVECCION NATURAL ADYACENTE A UNA PLACA VERTICAL CALENTADA.

| Pr | $Nu_L / Gr_L^{1/4}$ | $Nu_L / Gr_L^{1/4} Pr^{1/4}$ |
|------|---------------------|------------------------------|
| 0.73 | 0.478 | 0.517 |
| 10 | 1.09 | 0.612 |
| 100 | 2.06 | 0.652 |
| 1000 | 3.67 | 0.653 |

Eckert y Jackson (11) sugirieron las siguientes relaciones de correlación para placas verticales como para cilindros son:

$$Nu_L = 0.555 (Gr Pr)^{1/4} \quad (3.5)$$

para $Gr Pr < 10^9$

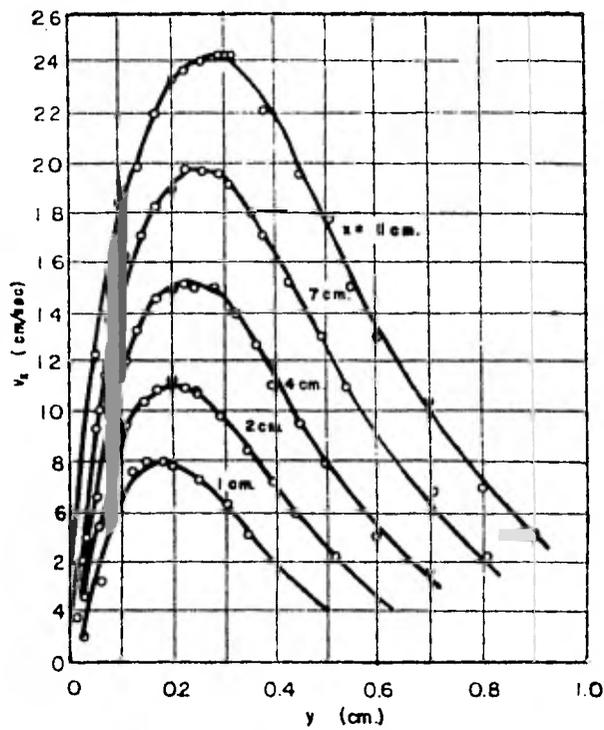


FIGURA 3.1 PERFILES DE VELOCIDAD EN EL AIRE ADYACENTE A UNA PLACA VERTICAL CALENTADA

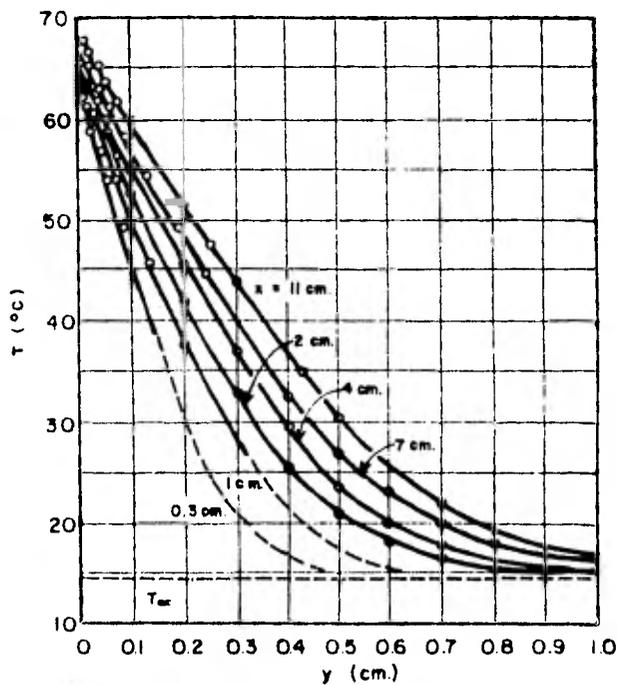


FIGURA 3.2 PERFILES DE TEMPERATURA EN EL AIRE ADYACENTE A UNA PLACA VERTICAL CALENTADA

$$Nu_L = 0.0210 (Gr Pr)^{2/5} \quad (3.6)$$

para $Gr Pr > 10^9$

Las ecuaciones para placas verticales también pueden usarse para calcular coeficientes de transferencia de calor por convección libre de superficies verticales de cilindros, con suficiente aproximación.

SUPERFICIES PLANAS HORIZONTALES (5,3d)

Para placas calientes hacia arriba o placas frías dirigidas hacia abajo, en el rango $10^5 < Gr_L Pr_L < 2 \times 10^7$ (laminar)

$$Nu_L = 0.54 (Gr_L Pr)^{1/4} \quad (3.7)$$

o, en el rango $2 \times 10^7 < Gr_L Pr < 3 \times 10^{10}$ (turbulento)

$$Nu_L = 0.14 (Gr_L Pr)^{1/3} \quad (3.8)$$

La longitud característica es la longitud de un lado de una superficie cuadrada, la media de una superficie rectangular, ó 0.9 por el diámetro de un área circular.

EXPRESIONES SIMPLIFICADAS PARA LA CONVECCION NATURAL EN EL AIRE (5,3c).

Para distintas orientaciones, geometrías y condiciones de flujo según se indica por la magnitud $Gr Pr$, Mc Adams sugirió los siguientes valores, ver tabla 3.3, simplificados para el aire, de acuerdo con la siguiente ecuación.

$$h = A \left(\frac{\Delta T}{L} \right)^b \quad (3.9)$$

en donde A y b son constantes, dependiendo de la geometría y condiciones de flujo, y L es la longitud significativa en Ft, que también es función de la geometría y del flujo.

T A B L A 3.3

| GEOMETRIA | RANGO APLICABLE | A | b | L |
|--|--|------|-----|----------------------|
| Superficies Verticales (Planos y Cilindros) | $10^4 < Gr_L Pr < 10^9$ | 0.29 | 1/4 | Altura |
| | $10^9 < Gr_L Pr < 10^{12}$ | 0.19 | 1/3 | 1 |
| Planos Horizontales (Placas calientes hacia arriba) | $10^5 < Gr_L Pr < 2 \times 10^7$ | 0.24 | 1/4 | Longitud del lado |
| | $10^7 < Gr_L Pr < 3 \times 10^{10}$ | 0.27 | 1/3 | 1 |
| ó (placas frías hacia abajo). | $2 \times 10^7 < Gr_L Pr < 3 \times 10^{10}$ | 0.22 | 1/3 | 1 |
| (Placas frías hacia - arriba ó placas calien tes hacia abajo). | $3 \times 10^5 < Gr_L Pr < 3 \times 10^{10}$ | 0.12 | 1/4 | Longitud del lado |

Los valores de h determinados usando los valores de la tabla 3.3 - en la ecuación 3.9, tienen las dimensiones de $BTU/Hr ft^2-^{\circ}F$. La diferencia de temperaturas es la que hay entre la pared y el aire en $^{\circ}F$.

CONVECCION NATURAL EN PLACAS VERTICALES PARALELAS (3,4, 5 y 7).

Las nervaduras de enfriamiento de algunos dispositivos industria - les tales como transformadores, radiadores de calentamiento, etc., pue - den frecuentemente idealizarse por placas planas, paralelas, separadas - por la distancia δ , ver figura 3.3.

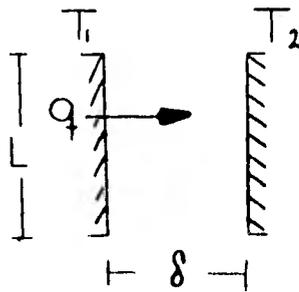


FIGURA 3.3

Cuando una diferencia de temperatura $\Delta T_w = T_1 - T_2$ se impone sobre el fluido, se experimentará transferencia de calor. En ésta figura (Fig. 3.3), el número de Grashof se calcula como:

$$Gr = \frac{g \beta (T_1 - T_2) \delta^3}{\nu^2} \quad (3.10)$$

donde g es la aceleración de la gravedad, β es el coeficiente de expansión térmico, $(T_1 - T_2)$ es el gradiente de temperatura y ν es la viscosidad cinemática.

A números de Grashof muy bajos, la transferencia de calor ocurre principalmente por conducción a través de la capa de fluido. Cuando el número de Grashof aumenta, se encuentran diferentes regímenes de flujo, con un aumento progresivo de transferencia de calor como se expresa a través del número de Nusselt

$$Nu = \frac{h \delta}{k} \quad (3.11)$$

Mc Gregor y Emery (15) obtuvieron las siguientes correlaciones empíricas, para predecir la transferencia de calor a un número de líquidos en condiciones de flujo de calor por unidad de área constante.

Flujo en capa límite laminar:

$$Nu = 0.42 (Gr \delta Pr)^{1/4} Pr^{0.012} \left(\frac{L}{\delta}\right)^{-0.30} \quad (3.12)$$

para $q_w = \text{constante}$ y,

$$\begin{aligned} 10^4 &< Gr \delta Pr < 10^7 \\ 1 &< Pr < 20,000 \\ 10 &< L/\delta < 40 \end{aligned}$$

Flujo en capa límite turbulenta:

$$Nu = 0.046 (Gr Pr)^{1/3} \quad (3.13)$$

para $q_w = \text{constante}$

$$\begin{aligned} 10^6 &< Gr \delta Pr < 10^9 \\ 1 &< Pr < 20 \\ 1 &< L/\delta < 40 \end{aligned}$$

La transferencia de calor por convección libre laminar entre dos placas verticales ha sido investigada por Elenbaas (16), sus resultados se muestran en la figura 3.4.

La ordenada es \bar{Nu}_b , el número promedio de Nusselt $\bar{h}cb/k$ y la abscisa es el número de Grashof Gr_b , el número de Prandtl y la razón de la distancia entre las placas b y su altura L . Todas las propiedades físicas excepto β están evaluadas a la temperatura de superficie T_s . El coeficiente de expansión térmica β está evaluado en T_s .

La curva de la figura 3.4 puede ser correlacionada aproximadamente por las siguientes ecuaciones:

$$\bar{Nu}_b = 0.0716 (Gr_b Pr b/L)^{0.985} \quad (3.14)$$

$$0.1 < Gr_b Pr b/L < 10$$

$$\bar{Nu}_b = 0.1960 (Gr_b Pr b/L)^{0.5528} \quad (3.15)$$

$$10 < Gr_b Pr b/L < 100$$

$$\bar{Nu}_b = 1.0952 (Gr_b Pr b/L)^{0.2036} \quad (3.16)$$

$$10^2 < Gr_b Pr b/L < 10^5$$

Las tres ecuaciones anteriores 3.14, 3.15 y 3.16, han sido seleccionadas para calcular el coeficiente en las aletas.

Sin embargo, desde un punto de vista ideal, las aletas se encuentran ordenadas en forma simétrica; en cualquier punto de la aleta, de su base al extremo de ella misma, la temperatura de una aleta es igual a la temperatura de la aleta adyacente en ese mismo punto. Lo cual nos conduce a un gradiente de temperatura igual a cero, ver figura 3.6.

Por lo tanto, para ser congruentes con la figura 3.4, siguiendo que la dirección del flujo de calor es en la dirección de temperatura decreciente y la separación entre los planos sigue el mismo sentido que los movimientos de convección natural entre las aletas. Tomaremos que, la magnitud B ó altura de aleta, así llamada (ver inciso 3.5); puede ser referida a la separación que existe entre dos planos, uno real formado por la pared del tubo, y uno imaginario formado por la sección -

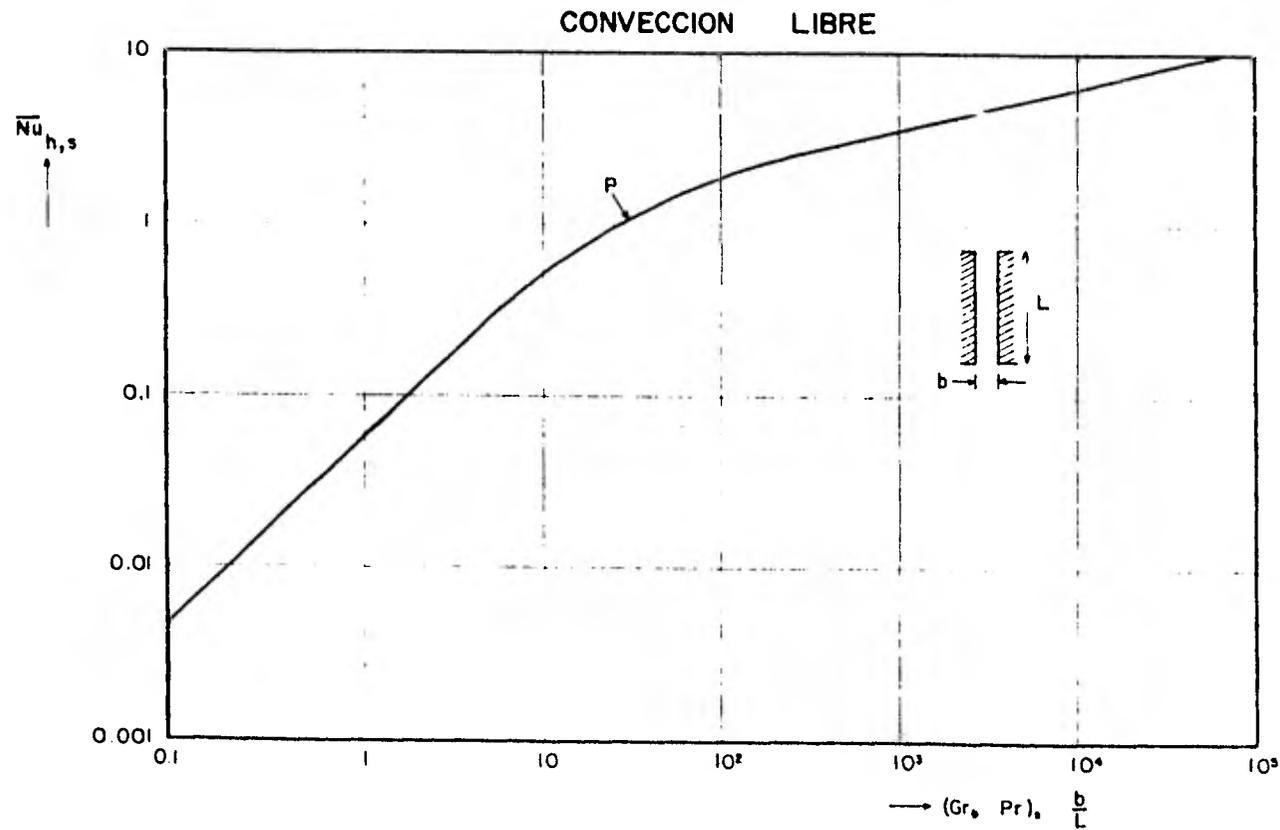


Figura. 3.4 Transferencia de calor por convección libre desde dos placas verticales paralelas, separadas una distancia b . En P la rapidez de transferencia de calor por unidad de área es la máxima.
 W. Elenbaas, N. Y. Philips Gloeilampenfabrieken.

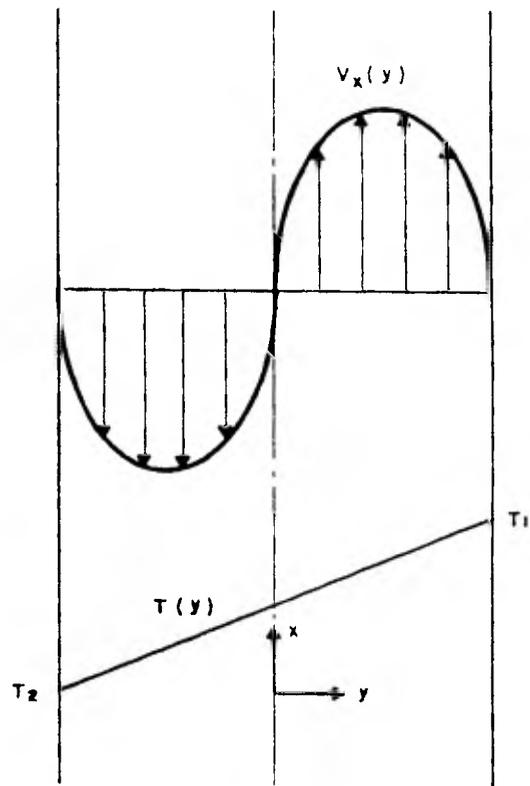


FIGURA 3.5 PERFILES DE TEMPERATURA Y VELOCIDAD EN LA CONVECCION NATURAL ENTRE DOS PAREDES VERTICALES PLANAS

achurada en la figura 3.6. Donde, la temperatura mayor es la de la base (tubo-aleta) y, la del plano imaginario es la del líquido circundante.

Por lo tanto, el gradiente de temperatura que origina los movimientos de convección natural, deberá ser la diferencia de temperatura que exista entre los dos planos de referencia. Y, que el movimiento de convección natural "perpendicular" al tubo y a su vez "paralelo" a las aletas, es mayor, como se tratará de demostrar (caso I); que el movimiento originado entre las aletas perpendicularmente a ellas, debido a un gradiente de temperatura entre la aleta y el fluido entre ellas - (caso II).

Partiendo de que, para los dos casos anteriores el gradiente de temperatura es el máximo disponible, y la temperatura promedio de la aleta es igual a la temperatura de su base. Para el modelo de dos placas verticales paralelas tenemos:

la ecuación general es

$$Nu = c (Gr Pr b/L)^a$$

donde nuestra única variable es b y Gr que depende de b, analizando el lado derecho de la ec. dentro del paréntesis.

Si $b = B$ (caso I)

$$Gr = \frac{g \beta \Delta T \text{ máx } B^3}{\sqrt{2}}$$

de esta forma se vé que el producto Gr.B se debe analizar.

Si $b = X/2$ (caso II)

$$Gr = \frac{g \beta \Delta T \text{ máx } (X/2)^3}{\sqrt{2}}$$

Si $B > X/2$, como usualmente ocurre entre los tubos aletados ver - tabla 3.4, entonces:

$$\frac{Gr_B \cdot B}{Gr_{X/2} \cdot X/2} > 1$$

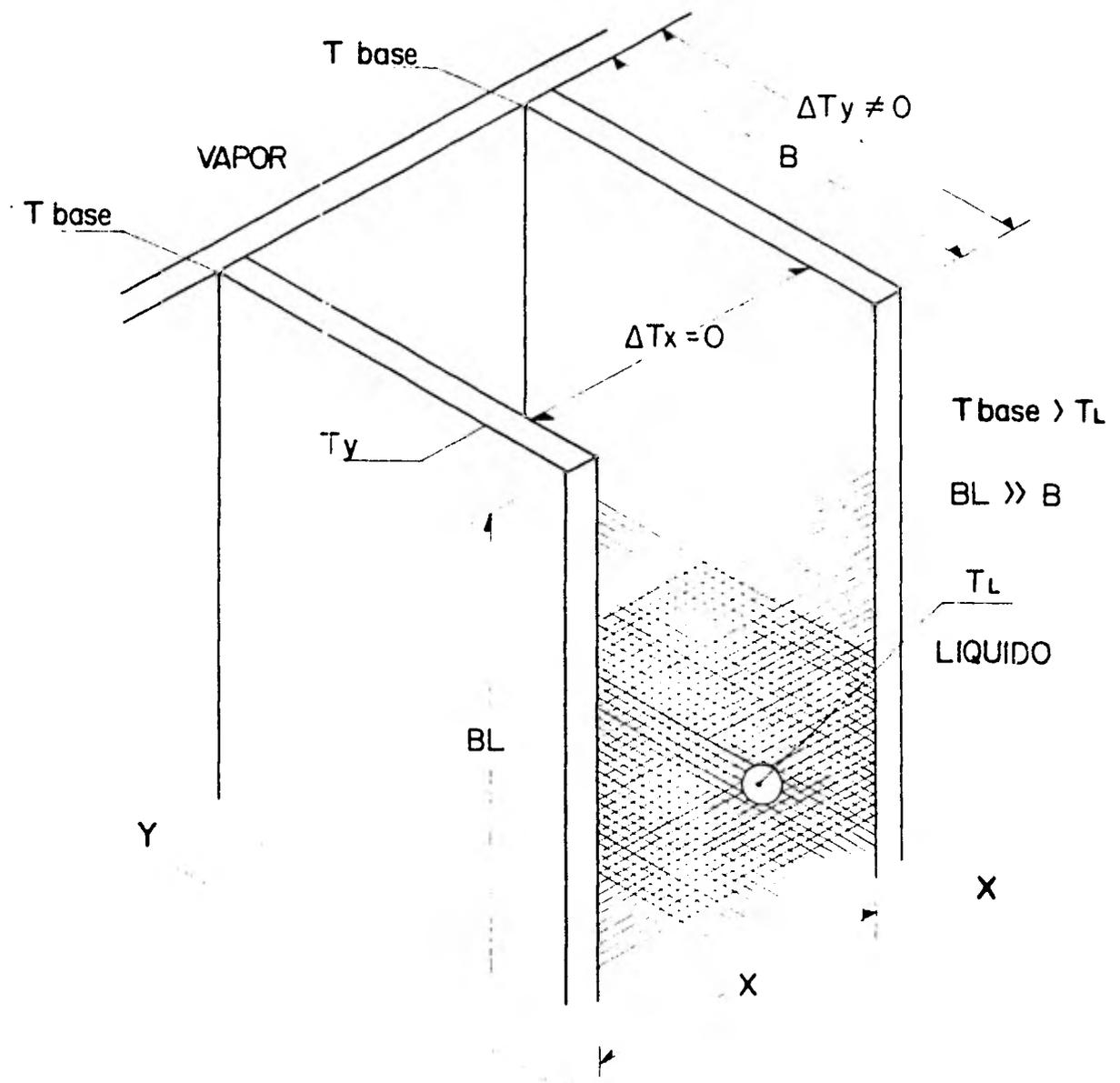


FIG. 3.6 SEGMENTO DE TUBO ALETADO ; DONDE B ES LA ALTURA DE LA ALETA LONGITUDINAL

TABLA No. 3.4

| DIMENSIONES Y SUPERFICIE DE TUBOS CON ALETAS LONGITUDINALES | | | | | | | | | | |
|---|--|---|------------------------|--|-------|-------|--------|--------|--------|--------|
| TUBO 6 TUBERIA | SUPERFICIE LISA DEL TUBO Ft ² /Ft | ESPESOR MIN. DE LA PARED PULG. | NUMERO DE ALETAS | SUPERFICIE DEL TUBO ALETADO (ft ² /ft lineal) | | | | | | |
| | | | | ALTURA DE LA ALETA LONGITUDINAL, PULG. | | | | | | |
| | | | | 1/4" | 3/8" | 1/2" | 3/4" | 1" | 1-1/4" | 1-1/2" |
| 3/4 in. OD | .196 | .083 | 12 | .696 | .946 | 1.196 | 1.696 | 2.196 | 2.696 | 3.196 |
| | | | 16 | .863 | 1.196 | 1.529 | 2.196 | 2.863 | 3.529 | 4.196 |
| 7/8 in. OD | .229 | .083 | 12 | .729 | .979 | 1.229 | 1.729 | 2.229 | 2.729 | 3.229 |
| | | | 16 | .896 | 1.229 | 1.562 | 2.229 | 2.896 | 3.562 | 4.229 |
| 1 in. OD | .262 | .083 | 20 | 1.062 | 1.479 | 1.895 | 2.729 | 3.562 | 4.395 | 5.229 |
| | | | 12 | .762 | 1.012 | 1.262 | 1.762 | 2.262 | 2.762 | 3.262 |
| | | | 16 | .928 | 1.262 | 1.595 | 2.262 | 2.928 | 3.595 | 4.262 |
| 1-1/2 in. I.P.S. 1.9 OD | .497 | .109 | 24 | 1.095 | 1.512 | 1.928 | 2.762 | 3.595 | 4.428 | 5.262 |
| | | | 24 | 1.497 | 1.997 | 2.497 | 3.497 | 4.497 | 5.497 | 6.497 |
| | | | 28 | 1.664 | 2.247 | 2.831 | 3.997 | 5.164 | 6.331 | 7.497 |
| 2 in. I.P.S. 2.375 OD | .622 | .154 | 36 | 1.997 | 2.747 | 3.497 | 4.997 | 6.497 | 7.997 | 8.497 |
| | | | 24 | 1.622 | 2.122 | 2.622 | 3.622 | 4.622 | 5.622 | 6.622 |
| | | | 36 | 2.122 | 2.872 | 3.622 | 5.122 | 6.622 | 8.122 | 9.622 |
| 2-1/2 in. I.P.S. 2.875 OD | .753 | .203 | 40 | 2.288 | 3.122 | 3.955 | 5.622 | 7.288 | 8.955 | 10.622 |
| | | | 24 | 1.753 | 2.253 | 2.753 | 3.753 | 4.753 | 5.753 | 6.753 |
| | | | 36 | 2.253 | 3.003 | 3.753 | 5.253 | 6.753 | 8.253 | 9.753 |
| 3 in. I.P.S. 3.500 OD | .916 | .216 | 48 | 2.753 | 3.753 | 4.753 | 6.753 | 8.753 | 10.753 | 12.753 |
| | | | 24 | 1.916 | 2.416 | 2.916 | 3.916 | 4.916 | 5.916 | 6.916 |
| | | | 48 | 2.916 | 3.916 | 4.916 | 6.916 | 8.916 | 10.916 | 12.916 |
| 3-1/2 in. I.P.S. 4.000 OD | 1.047 | .226 | 56 | 3.250 | 4.416 | 5.583 | 7.916 | 10.250 | 12.583 | 14.916 |
| | | | 36 | 2.547 | 3.297 | 4.047 | 5.547 | 7.047 | 8.547 | 10.047 |
| | | | 48 | 3.047 | 4.047 | 5.047 | 7.047 | 9.047 | 11.047 | 13.047 |
| 4 in. I.P.S. 4.500 OD | 1.178 | .237 | 56 | 3.380 | 4.547 | 5.714 | 8.047 | 10.380 | 12.714 | 15.047 |
| | | | 48 | 3.178 | 4.178 | 5.178 | 7.178 | 9.178 | 11.178 | 13.178 |
| | | | 56 | 3.511 | 4.678 | 5.845 | 8.178 | 10.511 | 12.845 | 15.178 |
| 6 in. I.P.S. 6.625 OD | 1.734 | .280 | 64 | 3.845 | 5.178 | 6.511 | 9.173 | 11.845 | 14.511 | 17.178 |
| | | | 48 | 3.734 | 4.735 | 5.734 | 7.735 | 9.735 | 11.735 | 13.734 |
| | | | 63 | 4.235 | 5.465 | 6.735 | 9.234 | 11.735 | 14.234 | 16.735 |
| 8 in. I.P.S. 8.625 OD | 2.258 | .322 | 72 | 4.735 | 6.235 | 7.735 | 10.734 | 13.734 | 16.735 | 19.735 |
| | | | 63 | 4.758 | 6.009 | 7.258 | 9.758 | 12.258 | 14.758 | 17.258 |
| | | | 84 | 5.591 | 7.258 | 8.924 | 12.258 | 15.591 | 18.924 | 22.258 |
| | | | | 5.758 | 7.508 | 9.258 | 12.758 | 16.258 | 19.758 | 23.258 |

reduciendo los términos iguales (constantes), nos queda

$$\frac{B^3 \cdot B}{(X/2)^3 \cdot X/2} > 1$$

ó

$$\frac{B^4}{(X/2)^4} > 1$$

Por lo tanto, el movimiento de convección natural que determina el coeficiente en las aletas es el que comprende a $b = B$; donde B es la altura de la aleta.

Por ejemplo para un tubo de $3/4$ de pulgada D.E. con 12 aletas, de altura a) $1/4$ in., b) $1\ 1/2$ in. Despreciando el espesor de las aletas.

$$a) \frac{(0.25)^4}{(\pi \times 0.75 / 12 \times 2)^4} = 42.05 > 1$$

$$b) \frac{(1.5)^4}{(\pi \times 0.75 / 12 \times 2)^4} = 54496.1 \gg 1$$

NOTA: Un análisis teórico se desarrolló en el apéndice A, al final de esta tesis; como alternativa de cálculo del coeficiente de película por convección natural a partir de una ecuación de convección forzada para el lado externo de tubos con aletas longitudinales.

*

3.2.2 CONVECCION FORZADA

Transferencia de calor con flujo alrededor de superficies planas (3f, 7c y d).

Para el flujo de capa límite laminar (ver figura 3.7) en una placa plana isotérmica, los números local y medio de Nusselt están dados por:

$$Nu_x = 0.332 Re_x^{1/2} Pr^{1/3} \quad (3.17)$$

y

$$Nu_L = 0.664 Re_L^{1/2} Pr^{1/3} \quad (3.18)$$

respectivamente, usando la temperatura de la película para la evaluación de la propiedad. Estas ecuaciones son válidas para fluidos con números de Prandtl en el rango de $0.6 < Pr < 50$.

Para la capa límite turbulenta en una placa plana, los números local y medio de Nusselt se pueden expresar por

$$Nu_x = 0.0288 Re_x^{4/5} Pr^{1/3} \quad (3.19)$$

y

$$Nu_L = 0.036 Re_L^{4/5} Pr^{1/3} \quad (3.20)$$

Cuando se considera una superficie sobre la que el flujo de capa límite es tanto laminar como turbulento (fig. 3.8) se debe usar una combinación de las ecuaciones anteriores 3.18 y 3.20. La transición entre flujo laminar y flujo turbulento dentro de la capa límite ocurre en donde el número local de Reynolds Re_x llega a un valor de aproximadamente de 1×10^6 (3f)

Para una placa determinada de longitud L y ancho W , L es la longitud característica. Y para un área circular se recomienda que $L = 0.9$ por el diámetro.

FLUJO CRUZADO (3g, 7e).

FLUJO CRUZADO A UN CILINDRO UNICO.

La variación de la conductancia por unidad de superficie, alrededor de un cilindro ó de un esfera, depende de la posición angular alrededor de dicho cuerpo, (ver figuras 3.9, 3.10 y 3.11).

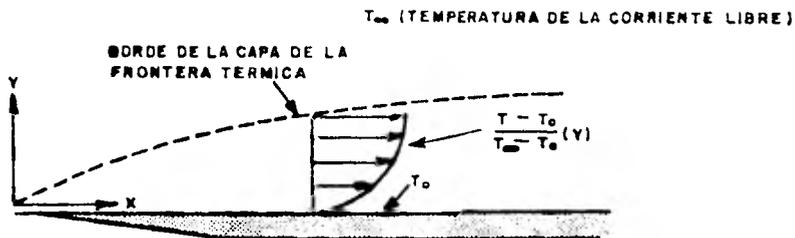


FIGURA 3.7 LA CAPA LIMITE TERMICA PARA EL FLUJO LAMINAR EN UNA PLACA ISOTERMICA

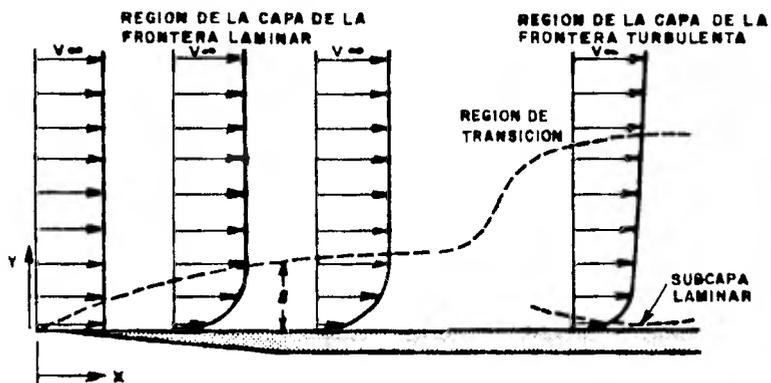


FIGURA 3.8 CONSIDERACIONES DE FLUJO PARALELO A UNA SUPERFICIE PLANA

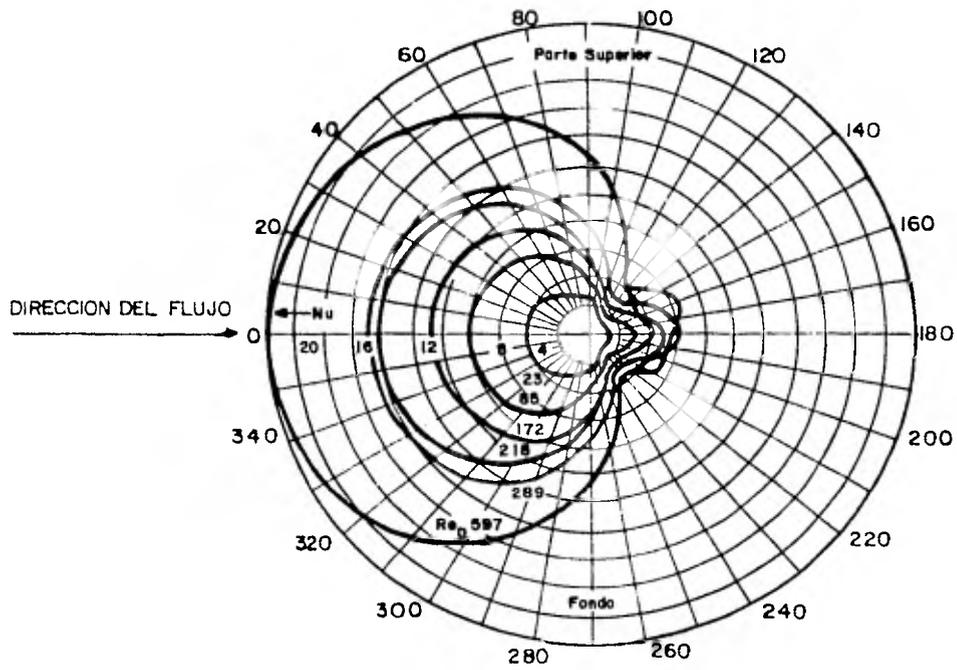


FIGURA 3.9 NUMEROS LOCALES DE NUSSELT PARA UN SOLO CILINDRO CON FLUJO CRUZADO A NUMEROS DE REYNOLDS BAJOS DE E. R. ECKERT Y E. SOEHNGEN, TRANS. A.S.M.E. 74 (1952): 346

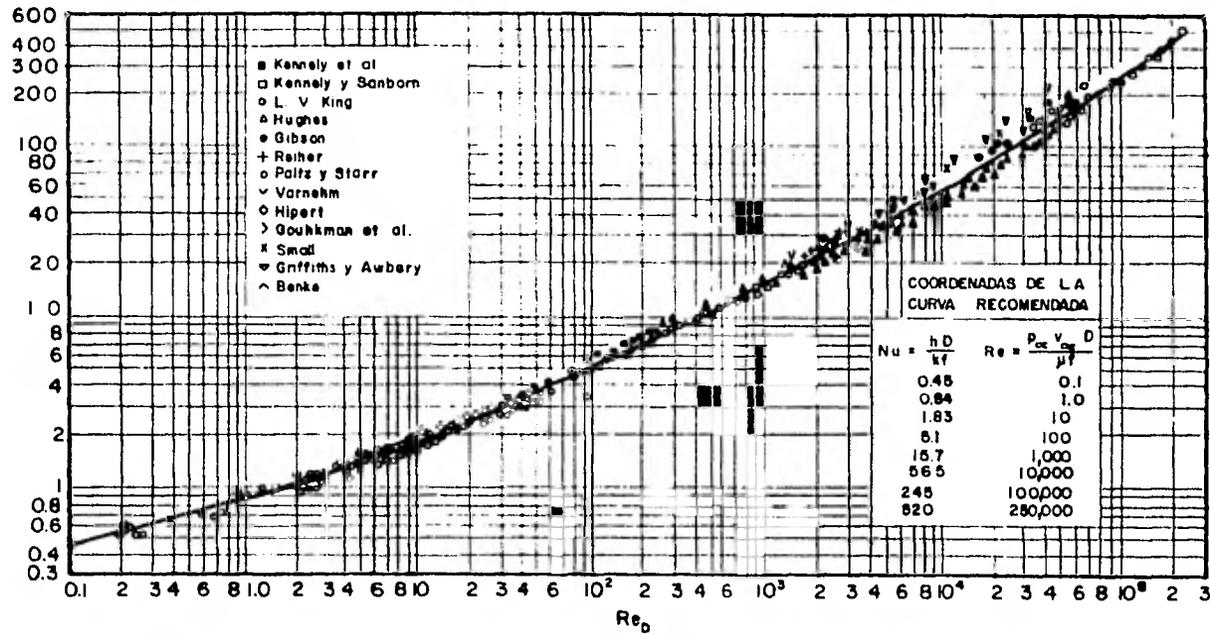


FIGURA 3.10 NUMEROS MEDIOS DE NUSSLET CONTRA RE PARA EL FLUJO NORMAL A CILINDROS SOLOS. (DE W. H. Mc. ADAMS, HEAT TRANSMISION, 3a EDICION (NUEVA YORK Mc GRAW - HILL BOOK Co. 1954) PAG. 259

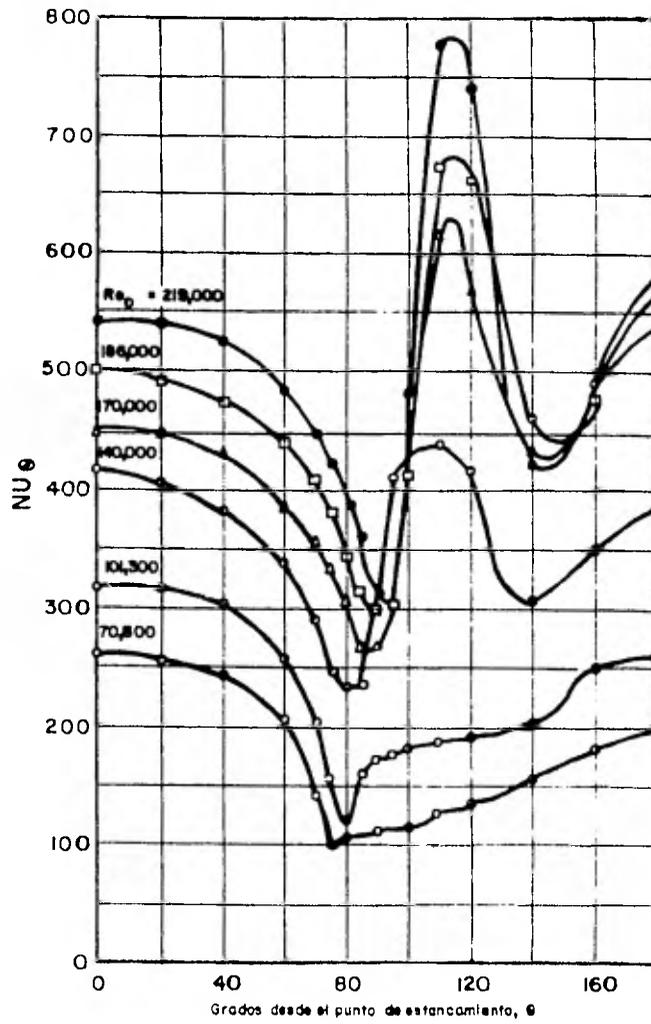


FIG 3 II NUMEROS LOCALES DE NUSSELT ALREDEDOR DE UN SOLO CILINDRO DE FLUJO CRUZADO A ALTOS NUMEROS DE REYNOLDS DE W. H. GIEDET, TRANS A S M E 71 (1940) 378

Para nuestras aplicaciones prácticas, no es necesario conocer el valor local de h_{co} , sino que es suficiente evaluar el valor promedio de la conductancia alrededor del cuerpo.

1.- Hilpert, midió exactamente las conductancias promedio para aire, - fluyendo sobre cilindros con diámetros comprendidos de 0.008" hasta cerca de 6", relacionándose por medio de la siguiente ecuación.

$$\frac{\bar{h}_c D_o}{k_f} = C \left(\frac{V_\infty D_o}{\sqrt{f}} \right)^n \quad (3.21)$$

donde C y n son constantes empíricas cuyos valores numéricos varían con el número de Reynolds, como se muestra, ver tabla 3.5.

T A B L A 3.5

| ReDf | C | n |
|----------------|--------|-------|
| 0.4 - 4 | 0.891 | 0.330 |
| 4 - 40 | 0.821 | 0.385 |
| 40 - 4,000 | 0.615 | 0.466 |
| 4000 - 40000 | 0.174 | 0.618 |
| 40000 - 400000 | 0.0239 | 0.805 |

se deben evaluar las propiedades del fluido a la temperatura de película.

FLUJO CRUZADO EN CILINDROS VERTICALES (12).

Las pérdidas de calor por convección para una superficie aislada y el aire, y la velocidad a la cual pasa sobre dicha superficie se tiene la siguiente ecuación.

$$\frac{q}{A} = Q_{cv} = C \left(\frac{1}{d} \right)^{0.2} \left(\frac{1}{T_{av}} \right)^{0.181} \Delta T^{1.266} (1 + 1.277v)^{1/2} \quad (3.22)$$

donde C es una constante que depende de la forma de la superficie. Los valores de esta constante son: 1.016 para cilindros horizontales, 1.235- para grandes cilindros verticales, 1.394 para planos verticales, 1.79 para planos horizontales hacia arriba, y 0.89 para planos horizontales hacia abajo.

Una ecuación más simple, pero también más inexacta es la ecuación de Langmuir.

$$Q_{cv} = 0.296 (T_s - T_a)^{5/4} (1 + 1.277 v)^{1/2} \quad (3.23)$$

donde T_s es la temperatura de la superficie $^{\circ}F$, T_a es la temperatura del aire $^{\circ}F$, y v es la velocidad del viento en millas por hora.

CONVECCION CON AGITACION MECANICA (13)

El movimiento de un líquido producido por un agitador puede ser usado para homogenizar la temperatura de el líquido calentado internamente dentro de un recipiente, como para incrementar la velocidad efectiva de transferencia de calor. El calor puede ser suministrado o absorbido del fluido de proceso por contacto con una superficie que es calentada o enfriada respectivamente. La configuración de la superficie y la operación del agitador son ambas influencia para la velocidad de transferencia de calor.

Han sido publicadas diversas correlaciones de transferencia de calor, pero la relación más general encontrada para el número de Nusselt en recipientes encaquetados es

$$\frac{h_i T}{k} = 0.85 \left(\frac{D^2 N \rho}{\mu} \right)^{0.66} \left(\frac{C_p \mu}{k} \right)^{0.33} \left(\frac{z}{T} \right)^{-0.56} \left(\frac{D}{T} \right)^{0.13} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (3.24)$$

3.3 RADIACION TERMICA.

Las pérdidas de calor por una superficie caliente al aire, con una relación geométrica (factor de forma) unidad y con una emisividad E , se expresa por la siguiente relación.

$$\frac{q_R}{A} = 0.1713 E \left[\left(\frac{T_s + 460}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_a + 460}{100} \right)^4 \right], \frac{BTU}{Hr ft^2} \quad (3.25)$$

considerando al medio ambiente completamente absorbente, y excluyendo la posibilidad de alguna superficie reflectiva cercana a nuestro objeto radiador.

3.4 CONDENSACION (3,4,5,7,14).

La condensación ocurre cuando se mantiene una superficie a una temperatura inferior a la de saturación de un vapor adyacente; el líquido que se condensa se recoge en una superficie horizontal plana o fluye bajo la influencia de la gravedad si la superficie y su orientación lo permiten.

El líquido condensado se extiende y forma una película mojando toda la superficie. A este tipo de condensación se le conoce como condensación de película. Cuando el líquido no moja la superficie, la condensación se forma por medio de gotitas que corren a lo largo de una superficie inclinada, incorporándose con otras gotitas que tocan. Esta es la condensación por goteo. Es difícil lograr la condensación por goteo y mantenerla durante periodos extendidos; "normalmente" se diseña al equipo que involucra el fenómeno de condensación en base a que ocurre la condensación de película donde el calor se transfiere de la superficie intermedia vapor-líquido hacia la superficie, solamente por conducción. Por lo tanto, la rapidéz del flujo depende principalmente del grueso de la película de condensado, que a su vez, depende de la rapidéz a que el vapor se está condensando y de la rapidéz con que el condensado se aleje.

El valor promedio de la conductancia h , para un vapor condensándose sobre una placa vertical de altura L y anchura unidad en régimen laminar y condensación tipo película es:

$$\bar{h}_c = 0.943 \left[\frac{\rho_l (\rho_l - \rho_v) g h'fg k^3}{\mu_l L (T_{sv} - T_s)} \right] \quad (3.26)$$

$$\text{donde: } h'fg = hfg + \frac{3}{8} C_p (T_{sv} - T_s) \quad (3.27)$$

Suponiendo que el gradiente de temperatura es lineal, las propiedades físicas de la película del líquido deben evaluarse en el promedio aritmético de la temperatura del vapor y de la pared.

Aunque la ecuación anterior se hizo específicamente para una placa plana vertical, es también válida para superficies interiores o exteriores de tubos verticales, si el diámetro del tubo es grande comparado con el espesor de la película.

El flujo turbulento, puede establecerse en la parte inferior de una superficie vertical, cuando su número de Reynolds del condensado excede a un valor crítico de alrededor de 2100; (ver figura 3.12).

El coeficiente de transferencia de calor local para flujo turbulento, puede evaluarse con la ecuación.

$$h_x = 0.056 \left(\frac{4 \Gamma_c}{\mu_f} \right)^{0.2} \left(\frac{k^3 \rho^2 g}{\mu^2} \right)^{1/3} Pr_f^{1/2} \quad (3.28)$$

donde el número de Reynolds de la película de condensado puede escribirse como:

$$Re = \frac{4 \Gamma_c}{\mu_e} \quad (3.29)$$

donde

$$\Gamma_c = \frac{\rho_e (\rho_e - \rho_v) g \delta^3}{3 \mu_e} \quad (3.30)$$

y δ es el grueso de la placa de condensado.

$$\delta = \left(\frac{4 \mu_e k X (T_{sv} - T_s)}{g \rho_e (\rho_e - \rho_v) h' fg} \right)^{1/4} \quad (3.31)$$

sustituyendo las ecuaciones 3.30 y 3.31 en h_x , e integrando para $L_1 = X$ - con un $Re = 2100$ a $L = L$ y dividiendo entre el área, se puede obtener el coeficiente promedio de transferencia de calor para el régimen turbulento.

$$\bar{h}_c = \frac{\int_{L=x}^{L=L} h_x dx}{(L - X)} \quad (3.32)$$

Un coeficiente conservador para \bar{h}_c , ampliamente utilizado por Kern- (14) de 1500 BTU/Hr Ft² °F para vapor de agua, es también utilizado en el presente trabajo.

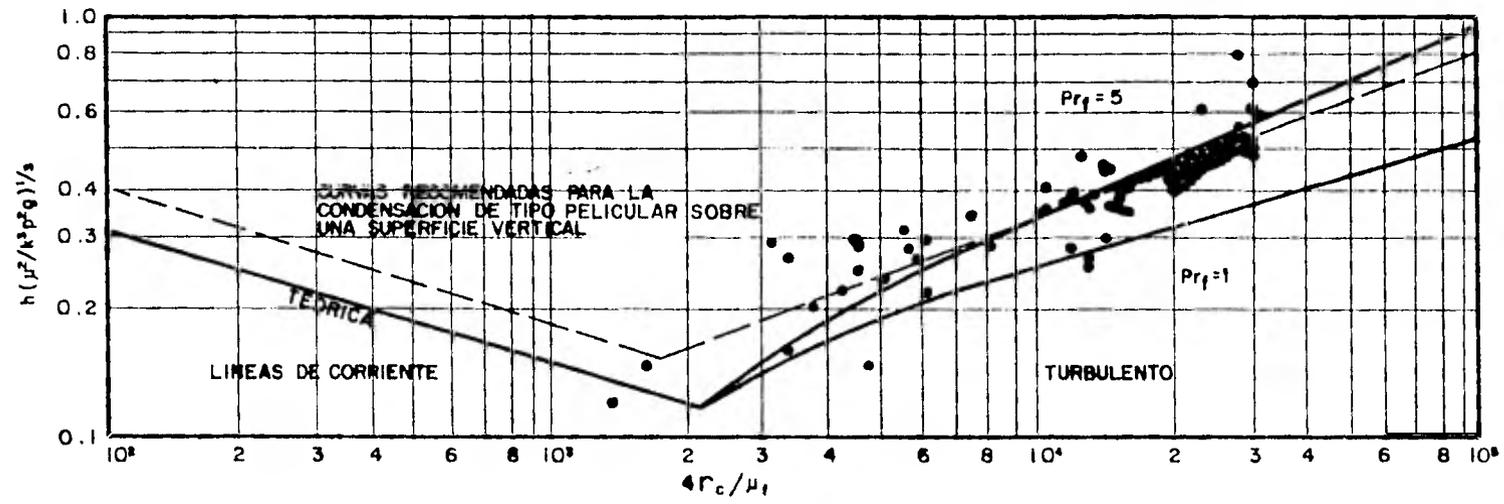


Figura. 3.12 Efecto de la turbulencia en la película sobre la transferencia de calor con la condensación.

3.5 SUPERFICIES EXTENDIDAS (14)

El uso de superficies extendidas en equipos industriales es particularmente importante porque estas extienden la superficie disponible, aumentando la transmisión total de calor. A las tiras de metal que se emplean para extender las superficies de transferencia de calor se les conoce genéricamente como aletas.

Dada ésta característica de las aletas de aumentar la transmisión del calor, la diferencia de temperatura efectiva entre el fluido y la aleta es menor que la del fluido y el tubo.

Existen diversos tipos de aletas como son: 1).- Aletas longitudinales (estudiadas aquí), 2).- Aletas transversales, 3).- Aletas discontinuas, 4).- Dientes o espigas, 5).- espinas.

Los materiales comunes de fabricación (17), tanto para el tubo, como para las aletas ó incluso una combinación de materiales de tubo y aleta diferente pueden ser:

| | |
|------------------------------------|------------|
| Acero al carbón | níquel |
| Molibdeno al carbón | Monel |
| Aleaciones de Acero al bajo cromo. | Inconel. |
| Acero inox. (serie 300 ó 400) | Hastelloy. |

Los espesores de aleta longitudinal más común varía de 0.035" hasta 0.05".

Las aletas longitudinales se emplean más comunmente en problemas que involucran gases y líquidos viscosos ó cuando en el reducido flujo de uno de los medios de transferencia se originan flujos laminares.

Para obtener el calor total removido por el tubo aletado, el calor que fluye de la aleta con un coeficiente h , debe ser finalmente combinado con el que fluye del tubo sin aletas considerando el diámetro exterior.

Debido a que no existen temperaturas simples de referencia en la parte exterior de los tubos aletados, es conveniente usar el diámetro interior del tubo como superficie de referencia a la que los coeficientes locales se corrigen para el mismo flujo térmico.

Una ecuación que dá directamente el coeficiente de transferencia de calor en el interior de un tubo de superficie extendida que es equivalente al valor del coeficiente de transferencia de calor combinado en la superficie exterior del tubo es:

$$h_{fi} = (\eta A_f + A_o) \frac{h_f}{A_{Di}} \quad (3.33).$$

donde:

η es la eficiencia balanceada, aplicada únicamente a la aleta y nó a la porción del tubo entre ellas.

$$\eta = \frac{\tanh(Mb)}{Mb}$$

$$M = (hZ/k_z A_z)^{1/2}$$

Z perímetro de una aleta. Ft/Ft lineal.

$Z = 2$ ft/ft lineal de aleta longitudinal.

k_z conductividad térmica de la aleta, BTU/Hrft² (°F/Ft).

A_z área transversal de una aleta, ft²/ft lineal.

$A_z = E_z$, ft²/ft lineal de aleta longitudinal.

E_z espesor de la aleta longitudinal, ft.

A_f Área de las aletas long., ft²/ft lineal.

$A_f = 2Nb$

N número de aletas por tubo

b altura de la aleta, ft

A_o área lisa externa del tubo, ft²/ft lineal.

$A_o = \pi D_o - N E_z$

D_o diámetro externo del tubo, ft.

A_{Di} superficie interna del tubo, ft²/ft lineal

D_i diámetro interno del tubo, ft

h coeficiente (extr.) de transferencia de calor de la aleta.

El valor del coeficiente h_f así corregido representa el coeficiente h_f para el tubo liso y las aletas, referido al diámetro interno

De acuerdo con la configuración aleta-tubo, se propone calcular el coeficiente "compuesto" tanto para la aleta como para el tubo liso de la siguiente manera, es decir:

$$h_f = ((h_{\text{aleta}} + h_{\text{tubo}})^{-1} + RD\emptyset)^{-1} \quad (3.34)$$

donde $RD\emptyset$ es el coeficiente de ensuciamiento externo; las propiedades físicas para el coeficiente h_f se evalúan a la temperatura del film.

3.6 ECUACIONES COMPLEMENTARIAS DE CALCULO
RESISTENCIA TERMICA DE LOS TUBOS ALETADOS.

La resistencia térmica de los tubos aletados puede ser resuelta por analogía de resistencias eléctricas. Para la conducción, la resistencia se define como:

$$R = \frac{E}{A \cdot k} \quad (3.35)$$

donde E representa el espesor de la placa, ka la conductividad térmica del material por el cual fluye calor, y A el área perpendicularmente al flujo de calor. Por lo tanto la resistencia de una aleta quedará expresada por:

$$R_A = \frac{\text{Altura de aleta}}{A_A \cdot K_A} \quad (3.36)$$

Para un tubo de poco espesor comparado con su diámetro

$$R_T = \frac{D\emptyset - DI}{2 \cdot A_T \cdot k_T} \quad (3.37)$$

Nuestro problema en este sentido, reside en que no existe una superficie de referencia en la superficie exterior. Por lo tanto, la resistencia térmica del metal, así como la debida al coeficiente de película y al factor de obstrucción externo deberán referirse a una superficie común (14), y ésta es la superficie interna del tubo (ADI).

Partiendo del hecho anterior, la ecuación de flujo de calor para este tipo de problema puede escribirse:

$$Q = \frac{T_{\text{Total}} \cdot A_{\text{DI}}^{\text{Total}}}{R'_i} \quad (3.38)$$

$$\text{conde } R_{\text{TOTAL}} = R'_i + \dots + R'_N = \sum R'_i \quad (3.39)$$

Combinando las resistencias del tubo y aleta, como resistencia serie - paralelo:

$$R'_i = R'_T + R'_A \text{ en serie} \quad (3.40)$$

$$R'_{\text{metal}} = \frac{1}{\frac{1}{R'_i} + \frac{1}{R'_T}} \text{ en paralelo} \quad (3.41)$$

Las demás resistencias R' quedarán como se indica:

$$R'_{\text{vapor}} = 1/H_{\text{vapor}} \quad (3.42)$$

$$R'_{\text{Liq}} = 1/H_{f1} \quad (3.43)$$

$$R'_{D\emptyset} = RD\emptyset \cdot A_{DI} / (A_A + A_T) \quad (3.44)$$

$$R'_{DI} = R_{DI} \quad (3.45)$$

∴ El coeficiente total de diseño U_{DI} referido al diámetro interno es igual al inverso de R_{TOTAL} .

CAIDA DE PRESION PERMISIBLE PARA UN VAPOR CONDENSANTE ¹⁴.

En la condensación de un vapor puro saturado, el vapor entra al condensador a su temperatura de saturación y lo deja como líquido. La caída de presión es obviamente menor que la que resultaría de calcularla para un gas a la gravedad específica del vapor de entrada y mayor que la que se computaría usando la gravedad específica del condensado a la salida. La velocidad masa del vapor de entrada y del líquido que sale son, sin embargo, las mismas. En ausencia de correlaciones más extensivas se obtienen buenos resultados usando para la velocidad masa el peso total del flujo y la gravedad específica promedio entre la entrada y la salida. Este método puede simplificarse más todavía como sucede en la condensación de vapor de agua, tomando la mitad de la caída de presión convencional computada enteramente de las condiciones de entrada. Esto es, para condensación en tubos (14).

$$\Delta P_t = \frac{1}{2} \frac{f Gt^2 L n}{5.22 \times 10^{10} D_e S} \quad (3.46)$$

donde S es la gravedad específica para el vapor, f es el factor de fricción en el tubo en Ft^2/PLg^2 , L es la longitud del tubo en Ft , es el número de pasos por los tubos (en este caso $n=1$), D_e es el diámetro interno en Ft ; la gravedad específica del vapor se calcula como $S = \text{densidad vapor} / \text{densidad agua}$; Gt es la masa velocidad del fluido, ΔP_t en LB/Pulg^2 . La ecuación anterior está del lado seguro, puesto que la masa velocidad del vapor disminuye casi linealmente en presencia de grandes Δt desde la entrada a la salida, mientras que la caída de presión disminuye con el cuadrado de la velocidad.

El factor de fricción de cálculo de acuerdo a las siguientes ecuaciones, correlacionadas para este caso 14 .

$$\text{para } N_{Re} < 1000 \\ f = 0.5/Re \quad , Ft^2/in^2 \quad (3.47)$$

$$\text{para } N_{Re} > 1000 \\ f = 3.82 \times 10^{-5} + 5.69 \times 10^{-3} Re^{-0.343} \quad , \frac{Ft^2}{in^2} \quad (3.48)$$

donde el N_{Re} se calculó a las condiciones de entrada.

ECUACIONES DE CALCULO DE PROPIEDADES FISICAS PARA HIDROCARBUROS LIQUIDOS DERIVADOS DEL PETROLEO.

1.- Conductividad térmica, BTU/Hr-Ft². (°F/Ft).

Los siguientes datos fueron extraídos de la figura (14) No. 1 - (pg. 108), D.A. Kern, PROCESOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR, C.E.C.S.A., - 1a. Impresión.

| °API | K BTU/Hr ft ² (°F/Ft). | |
|------|-----------------------------------|--------|
| | Temperatura °F | 600 °F |
| 70 | 0.097 | 0.08 |
| 60 | 0.0925 | 0.076 |
| 50 | 0.088 | 0.0725 |
| 40 | 0.083 | 0.0685 |
| 30 | 0.078 | 0.0642 |
| 20 | 0.0735 | 0.06 |
| 10 | 0.0685 | 0.056 |

Para la cual, fué correlacionada la siguiente ecuación:

$$k_{API} = 0.063857 + 4.7678 \times 10^{-4} \text{ } ^\circ\text{API} - 1.95476 \times 10^{-5} T - 1.26190 \times 10^{-7} \text{ } ^\circ\text{API} \cdot T \quad (3.49)$$

su coeficiente de correlación promedio es $r = 0.9964$. La temperatura se expresa en °F.

2.- Densidad; Lb/ft³

Los siguientes datos fueron extraídos de: Fig. s/n, apéndice - A-7, CRANE, Technickal paper No. 410, para temperatura vs. gravedad específica.

| °API (60°F) | Temp. °F. | Sp. 100 | Gr. (T°F/60°F) 500 |
|-------------|-----------|---------|--------------------|
| 10 | | 0.985 | 0.844 |
| 20 | | 0.92 | 0.772 |
| 30 | | 0.86 | 0.713 |
| 40 | | 0.81 | 0.654 |
| 50 | | 0.76 | 0.59 |
| 60 | | 0.72 | 0.54 |

Sus correlaciones individuales son:

$$\begin{aligned}
 \text{Sp.gr. } 10\text{API} &= 1.0203 - 3.525 \times 10^{-4}T \\
 20\text{API} &= 0.9570 - 3.70 \times 10^{-4}T \\
 30\text{API} &= 0.89675 - 3.680 \times 10^{-4}T \\
 40\text{API} &= 0.8490 - 3.90 \times 10^{-4}T \\
 50\text{API} &= 0.8025 - 4.25 \times 10^{-4}T \\
 60\text{API} &= 0.7650 - 4.5 \times 10^{-4}T \\
 r_1 &= 0.9955 \quad r_2 = 0.9584
 \end{aligned}$$

Por lo tanto la ecuación general es:

$$\text{Sp.gr.} = (1.06053 - 5.10786 \times 10^{-3} \text{API}) - 3.2513 \times 10^{-4}T - 1.92714 \times 10^{-6} \text{API} \cdot T \quad (3.50)$$

si multiplicamos Sp.gr por la densidad del agua a 60°F obtenemos la ecuación para la densidad, en función de los °API y la temperatura en °F.

3.- Capacidad calorífica, BTU/Lb^oF.

La siguiente ecuación fué recomendada por Fallon y Watson; Natl. Pe trol. Nerus, Tech. Sección, Junio 7, 1944, para hidrocarburos líquidos y fracciones del petróleo a temperaturas entre 0^oF y temperaturas reduci - das de 0.85

$$C_p = ((0.355 + 0.128 \times 10^{-2} \text{ } ^\circ\text{API}) + (0.503 + 0.117 \times 10^{-2} \text{ } ^\circ\text{API}) \times 10^{-3} T) \\ (0.05K + 0.41) \quad (3.51)$$

donde T en ^oF y K [10 - 13]

Para los efectos del programa de cálculo se consideró que:

$$0.005K + 0.41 = 1$$

4.- Coeficiente de expansión térmica, ^oF⁻¹

| ^o API | Coeficiente |
|------------------|-------------|
| 14.9 | 0.00035 |
| 14 - 34.9 | 0.0004 |
| 35 - 50.9 | 0.0005 |
| 51 - 63.9 | 0.0006 |
| 64 - 78.9 | 0.0007 |
| 79 - 88.9 | 0.0008 |
| 89 - 93.9 | 0.00085 |
| 94 - 100 | 0.0009 |

Los datos anteriores recomendados por ASTM-I.P. Petroleum Measure - ment Tables (ASTM D-1250 ó I.P. 200).

La ecuación correlacionada, para los ^oAPI promedio, fué:

$$\text{C.E.T.} = 0.000208616 + 7.0113 \times 10^{-6} \text{ } ^\circ\text{API} \quad (3.52)$$

su coeficiente de correlación fué:

$$r = 0.9983$$

5.- Viscosidad, centipoises.

| T ^{°F} | °API | | | | | | | | |
|-----------------|------|-----|-----|-----|------|------|-----|------|------|
| | 20 | 23 | 26 | 30 | 32.6 | 35.6 | 40 | 48 | 57 |
| 100 | 1500 | 465 | 110 | 28 | 9 | 6 | 4 | 1.7 | 0.49 |
| 200 | 80 | 35 | 13 | 5.3 | 2.6 | 1.7 | 1.4 | 0.74 | 0.32 |
| 300 | 16.5 | 8 | 3.8 | 1 | 1.25 | 0.8 | 0.7 | 0.45 | 0.23 |

Los datos anteriores leídos de: Apéndice A, fig. 3 tabla 1 pg. - A-7, Crane, Technical Paper No. 410; y adaptados para sus diferentes densidades.

La ecuación correlacionada es: Rango calculado de 20 a 32.6°API.

$$\ln(\text{VISC}) = 51.5658 - 1.2517^{\circ}\text{API} - (7.8669 - 0.1842^{\circ}\text{API})\ln(T) \quad (3.53)$$

$$r_1 = -0.9984 \quad r_2 = 0.9977$$

y, de 32.6 a 48 °API

$$\ln(\text{VISC}) = 20.4805 - 0.2974^{\circ}\text{API} - (3.2311 - 0.04165^{\circ}\text{API})\ln(T) \quad (3.54)$$

$$r_1 = -0.9904 \quad r_2 = -0.9937$$

donde VISC está expresada en centipoises y T en °F.

ECUACIONES DE CALCULO DE PROPIEDADES FISICAS DEL VAPOR DE AGUA A SU TEMPERATURA DE SATURACION.

1.- Viscosidad, centipoises.

| T ^o F | VISC, cp . |
|------------------|------------|
| 250 | 0.014 |
| 300 | 0.0155 |
| 400 | 0.0174 |
| 450 | 0.022 |
| 500 | 0.0254 |
| 550 | 0.030 |
| 600 | 0.036 |
| 650 | 0.044 |

La ecuación correlacionada es: con rango de 250 a 400 ^oF.

$$\text{VISC} = - 0.012875 + 0.00678 \times T^{1/4} \quad (3.55)$$

$$r = 0.99706$$

y de 400 a 550 ^oF.

$$\text{VISC} = - 0.01544 + 0.000824 \times T \quad (3.56)$$

$$r = 0.9983$$

donde la T se expresa en ^oF

Los datos anteriores fueron extraídos de: Apéndice A, fig. 2, CRANE Technical Paper No. 410.

2.- Volúmen específico, ft³/Lb.

Rango calculado de 15 a 165 psía.

$$\text{Vesp.} = \text{EXP} [5.82167 - 0.94124 \ln P_v] \quad (3.57)$$

$$r = -0.9999946$$

3.- Calor latente, BTU/Lb

Rango calculado de 15 a 165 psía.

$$\text{C.L.} = \text{EXP} (7.005477 + 0.015974 \ln P_v) \quad (3.58).$$

Los datos para correlacionar las dos ecuaciones anteriores fueron extraídos de CRANE, Technical Paper No. 410.

CARACTERISTICAS DE LOS TANQUES ATMOSFERICOS DE TECHO CONICO (18).

Las dimensiones de los tanques de almacenamiento se tomarán de la tabla 3.6.

Las planchas del fondo deberán tener como mínimo un espesor nominal de 6 mm (1/4"), o un peso de 49.8 Kg/m² (10.2 Lb/pie²), sin incluir la tolerancia por corrosión.

El espesor nominal de las planchas de la envolvente, no deberá ser menor que el siguiente:

| DIAMETRO NOMINAL DEL TANQUE (D) en m (pies) | ESPEJOR NOMINAL DE PLANCHA (t) en mm (pulg). |
|--|---|
| D < 15.24 (D < 50) | 4.76 (3/16) |
| 15.24 ≤ D ≤ 36.58 (50 ≤ S ≤ 120) | 6.35 (1/4) |
| 36.58 ≤ D ≤ 60.96 (120 ≤ D ≤ 200) | 7.94 (5/16) |
| D > 60.96 (D > 200) | 9.53 (3/8) |

Las planchas del techo tendrán un espesor nominal mínimo de 4.8 mm (3/16"), (37.5 Kg/m²) (7.65 Lb/pie²), 4.5 mm (0.180") ó lámina calibrada de 4.57 mm (0.1799").

La pendiente en los techos cónicos, soportados por una estructura, será de 1:16 o mayor cuando se especifique.

TABLA 3.6 DIMENSIONES DE TANQUES CILINDRICOS VERTICALES

| NOMINAL BLS | CAPACIDAD | | DIAMETRO | | ALTURA | | PESO VACIO | |
|----------------|-----------|------------|----------|--------|--------|--------|------------|------|
| | R E A L | | PIES | METROS | PIES | METROS | LBS | TON. |
| | BLS | METS.CUBS. | | | | | | |
| 500 | 502 | 79.89 | 15' 0" | 4.572 | 16' 0" | 4.877 | 13228 | 6 |
| 1,000 | 1 011 | 160.80 | 20' 0" | 6.096 | 18' 0" | 5.486 | 19842 | 9 |
| 2,000 | 2 012 | 321.09 | 24' 0" | 7.468 | 24' 0" | 7.315 | 28660 | 13 |
| 3,000 | 3 028 | 481.48 | 30' 0" | 9.144 | 24' 0" | 7.315 | 35274 | 16 |
| 5,000 | 5 043 | 801.88 | 31' 8" | 9.652 | 36' 0" | 10.973 | 48502 | 22 |
| 10,000 | 10 105 | 1 606.78 | 42' 6" | 12.954 | 40' 0" | 12.192 | 85980 | 39 |
| 15,000 | 15 036 | 2 390.70 | 58' 0" | 17.678 | 32' 0" | 9.754 | 127868 | 58 |
| 20,000 | 20 359 | 3 237.03 | 60' 0" | 18.288 | 40' 0" | 12.192 | 171961 | 78 |
| 30,000 | 30 083 | 4 783.17 | 73' 4" | 22.352 | 40' 0" | 12.192 | 244713 | 111 |
| 40,000 | 39 930 | 6 348.91 | 85' 0" | 25.908 | 40' 0" | 12.192 | 317466 | 144 |
| 55,000 | 55 940 | 8 894.54 | 100' 0" | 30.480 | 40' 0" | 12.192 | 418878 | 190 |
| 80,000 | 80 560 | 12 808.98 | 120' 0" | 36.576 | 40' 0" | 12.192 | 604066 | 274 |
| 100,000 | 100 438 | 15 969.66 | 134' 0" | 40.843 | 40' 0" | 12.192 | 760595 | 345 |
| 150,000 | 149 111 | 23 708.63 | 150' 0" | 45.720 | 48' 0" | 14.630 | 1 005308 | 456 |
| 200,000 | 214 713 | 34 139.43 | 180' 0" | 54.864 | 48' 0" | 14.630 | 1 593942 | 723 |
| 500,000 | 525 625 | 83 574.38 | 280' 0" | 85.344 | 48' 0" | 14.630 | 3 300,000 | 1500 |

CONVERSIONES BARRIL = 159 LTS.

AREA LATERAL DE UN CONO

$$A_l = \pi r g \quad 1$$

$$\frac{h}{r} = PDTE. \quad 2$$

$$h = r \cdot PDTE \quad 3$$

$$g = (h^2 + r^2)^{1/2} \quad 4$$

sust. 3 en 4

$$g = (r^2 \cdot PDTE^2 + r^2)^{1/2} \quad 5''$$

$$g = (r^2(1 + PDTE^2))^{1/2} \quad 5'$$

$$g = r (1 + PDTE^2)^{1/2} \quad 5$$

sust. 5 en 1

$$A_l = \pi r \cdot r (1 + PDTE^2)^{1/2} \quad 6'$$

$$A_l = \pi r^2 (1 + PDTE^2)^{1/2} \quad 6 \quad (3.59)$$

De esta manera, con la ecuación 3.59 se calculará la superficie del techo del tanque atmosférico.

3.7 RESUMEN DE ECUACIONES.

Las ecuaciones con las que será implementado el algoritmo de cálculo son:

CONDUCCION

$$q_x = \frac{k A}{L} (T_o - T_L) \quad (3.1)$$

donde: k = conductividad term., BTU/Hr Ft²(°F/ft).
 A = área expuesta en el sentido de conducción del calor, ft².
 L = espesor de la placa, ft.
 q_x = flujo de calor, BTU/Hr.
 T = Temperatura, °F.
 q = $k S \Delta T_{\text{Total}}$.

donde: S = factor de forma (tabla 3.1).
= $4 D$ para disco circular de poco espesor de diámetro D , dos caras expuestas.
 s = $2 D$, una sola cara expuesta.
 ΔT_{TOTAL} = gradiente de temperatura, °F.
 q = flujo de calor, BTU/Hr.

CONVECCION NATURAL.

Para placas verticales como para cilindros en régimen laminar.

$$Nu_L = 0.555 (Gr Pr)^{1/4} \quad (3.5)$$

en régimen turbulento.

$$Nu_L = 0.0210 (Gr Pr)^{2/5} \quad (3.6)$$

donde:

Nu_L = número de Nusselt, adim.
= $\frac{h L}{k}$
 L = altura de la placa
 k = cond. térmica
 h = coef. transf. calor
 Pr = número de Prandtl, adim.
= $\frac{\mu C_p}{k}$

μ = viscosidad
 C_p = capacidad calorífica
 Gr = número de Grashof, adim.

$$= \frac{g L^3 (T_o - T_\infty) \beta}{\nu^2}$$

g = aceleración de la gravedad
 T_o = temp. de la pared
 T_∞ = temp. del fluido
 ν = viscosidad cinemática
 β = coef. expansión térmico, evaluado en T .

$$h = A \left(\frac{\Delta T}{L} \right)^b \quad (3.9)$$

en placas frías hacia abajo $A = 0.22$, $b = 1/3$ y $L = 1$. en placas calientes hacia arriba (régimen laminar) $A = 0.24$ $b = 1/4$ y $L =$ longitud del lado; (en régimen turbulento) $A = 0.27$, $b = 1/3$ y $L = 1$.

donde: $h =$ C.T.C. , BTU/Hr ft² °F.
 $T =$ diferencia de temperatura de la pared y del aire, °F
 $L =$ longitud característica, ft.

Placas verticales paralelas.

$$\bar{Nu}_b = 0.0716 (Gr_b Pr b/L)^{0.985} \quad (3.14)$$

$$\bar{Nu}_b = 0.1960 (Gr_b Pr b/L)^{0.5528} \quad (3.15)$$

$$\bar{Nu}_b = 1.0952 (Gr_b Pr b/L)^{0.2036} \quad (3.16)$$

donde la longitud característica $b =$ altura de la aleta.

CONVECCION FORZADA.

Superficies planas:

en régimen laminar.

$$Nu_L = 0.664 Re_L^{1/2} Pr^{1/3} \quad (3.18)$$

en régimen turbulento.

$$Nu_L = 0.036 Re_L^{4/5} Pr^{1/3} \quad (3.20).$$

donde: $Nu_L = \frac{h L}{k}$ y $Re_L = \frac{L \bar{V}}{\nu}$; L = longitud - característica y \bar{V} = velocidad del aire,
 Re_L = Núm. de Reynolds.

Flujo cruzado a un cilindro.

$$\frac{\bar{h}_c D_o}{h_f} = C \left(\frac{\bar{V} D_o}{\nu_f} \right)^n \quad (3.21)$$

donde: D_o = diámetro del cilindro
 \bar{h}_c = coef. T. C. promedio
 k_f = cond. térmica a temp. de película
 ν_f = viscosidad cinemática a temp. de película.

Radiación térmica.

$$\frac{q}{A} = 0.1713 E [(T_s + 460)^4 - (T_a + 460)^4] \times 10^{-8} \quad (3.25)$$

donde: E = emisividad de la superficie, adim.
 T_s = temperatura de la superficie, °F.
 T_a = temp. del aire, °F.
A = área expuesta, ft²
q = flujo de calor, BTU/Hr.

Superficies extendidas.

$$h_{fi} = (\Omega A_f + A_o) \frac{h_f}{A_{Di}} \quad (3.33)$$

ver inciso 3.5 de éste capítulo, para las demás literales y fórmulas asociadas a la ecuación (3.33)

Ecuación de diseño: para cálculo del área de transferencia de calor de los calentadores.

$$Q = \frac{T_{TOTAL} \cdot A_{DI}^{TOTAL}}{UD_I} \quad (3.38)$$

$$UD_I = R_{TOTAL}^{-1}$$

$$R_{TOTAL} = f \quad (3.41, 3.42, 3.43, 3.44, 3.45).$$

Resistencia térmica del metal (conjunto tubo-aleta) ver ecuaciones - 3.36 y 3.37, combinadas en serie, la resultante en paralelo con la resistencia del tubo (corregidas para la misma área de flujo de calor).

$$R' \text{ metal} = \frac{1}{\frac{1}{R'_I} + \frac{1}{R'_T}} \quad (3.41)$$

Coefficiente total de diseño referido al diámetro interno del tubo.

$$UD_I = R_{TOTAL}^{-1}$$

caída de presión, vapor condensante..

$$\Delta P_t = \frac{1}{2} \frac{f G t^2 L_n}{5.22 \times 10^{10} \text{ De } S} \quad (3.46)$$

Propiedades físicas de hidrocs. líquidos, ver correlaciones de la ec.3.49 a la 3.54.

Propiedades físicas del vapor, ver correlaciones de la ecuación 3.55 a la 3.58.

C A P I T U L O I V DESARROLLO DEL PROGRAMA

4.1 DIAGRAMAS DE FLUJO

La estructura del algoritmo de cálculo está dividido en un programa principal y cinco subrutinas de cálculo, como se muestra en los diagramas de flujo correspondientes.

PROGRAMA TESIS

Calcula la carga total de calor y el número de calentadores requeridos.

SUBROUTINA DATOS.

Calcula las propiedades físicas del hidrocarburo almacenado

SUBROUTINA PFVAP

Calcula las propiedades físicas del vapor de agua.

SUBROUTINA DELTAP

Calcula la caída de presión en Lb/pulg.2, para el vapor condensante.

SUBROUTINA AIRE 1

Calcula el coeficiente de película por convección del aire en la envolvente.

SUBROUTINA AIRE 2

Calcula el coeficiente de película por convección del aire en el techo del recipiente.

4.2 CODIFICACION DEL PROGRAMA

OPCION 1.

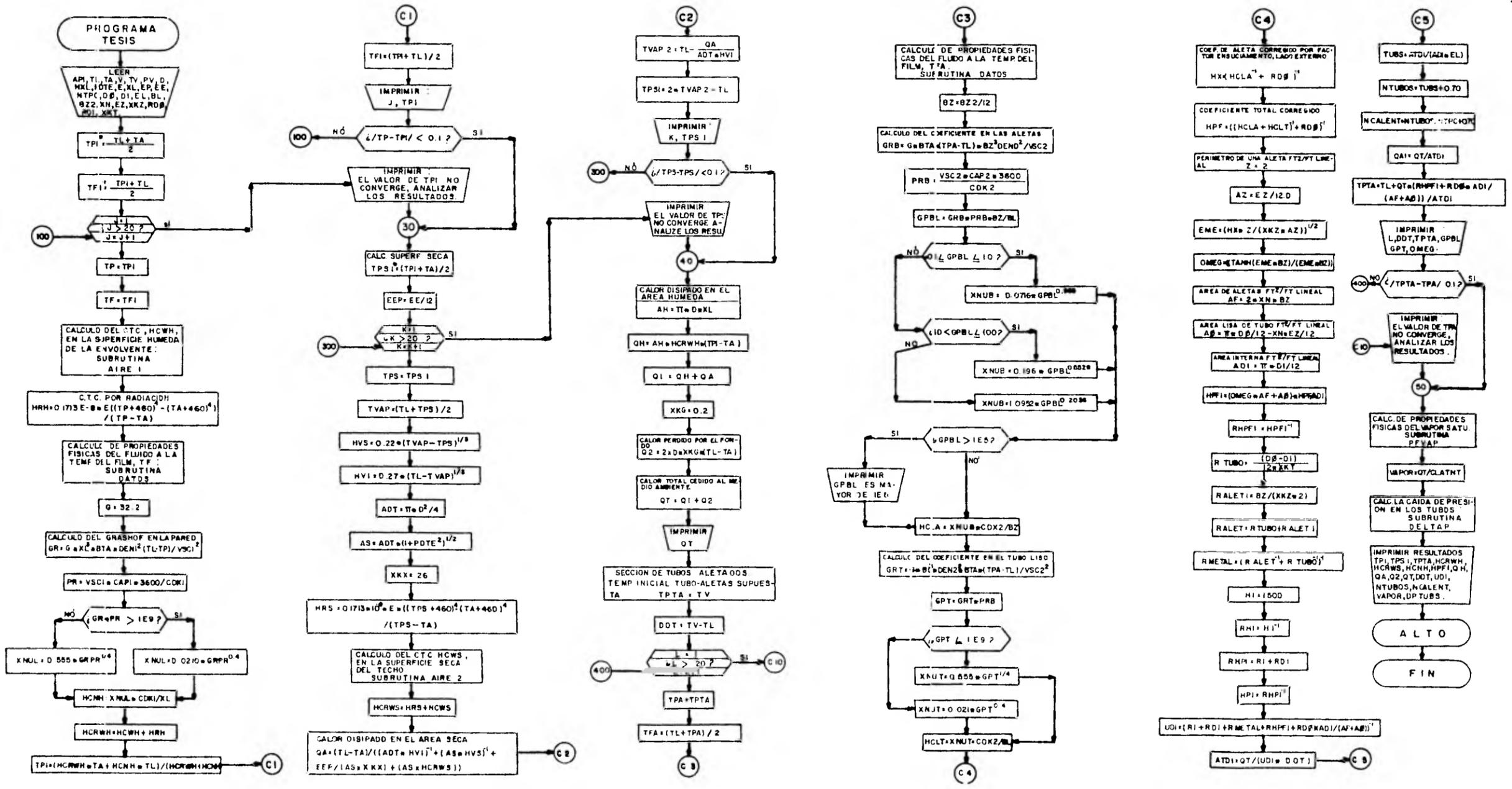


FIGURA 4.1 DIAGRAMA DE FLUJO DEL PROGRAMA PRINCIPAL

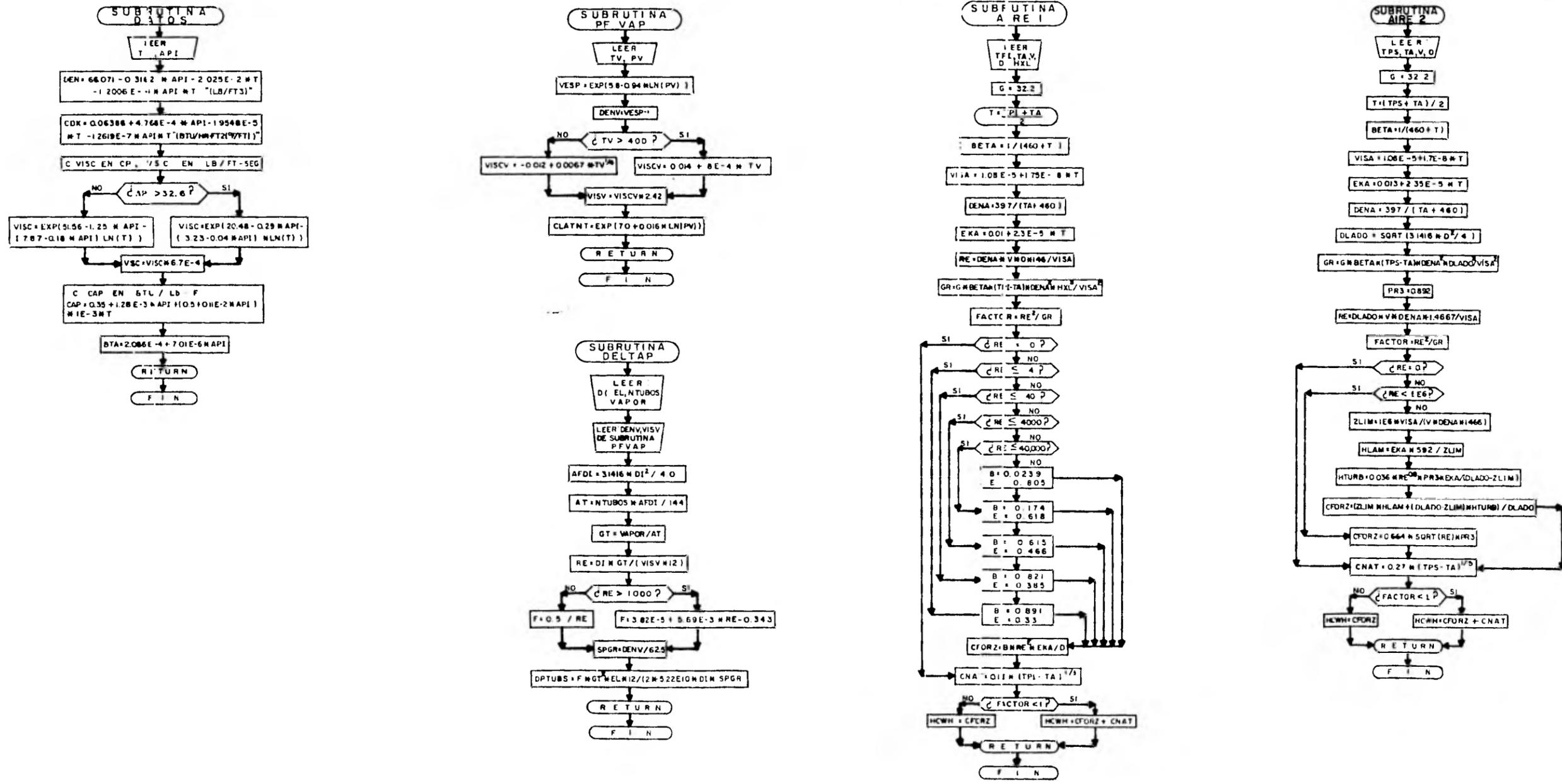


FIGURA 4.2 DIAGRAMA DE FLUJO DE LAS SUBRUTINAS

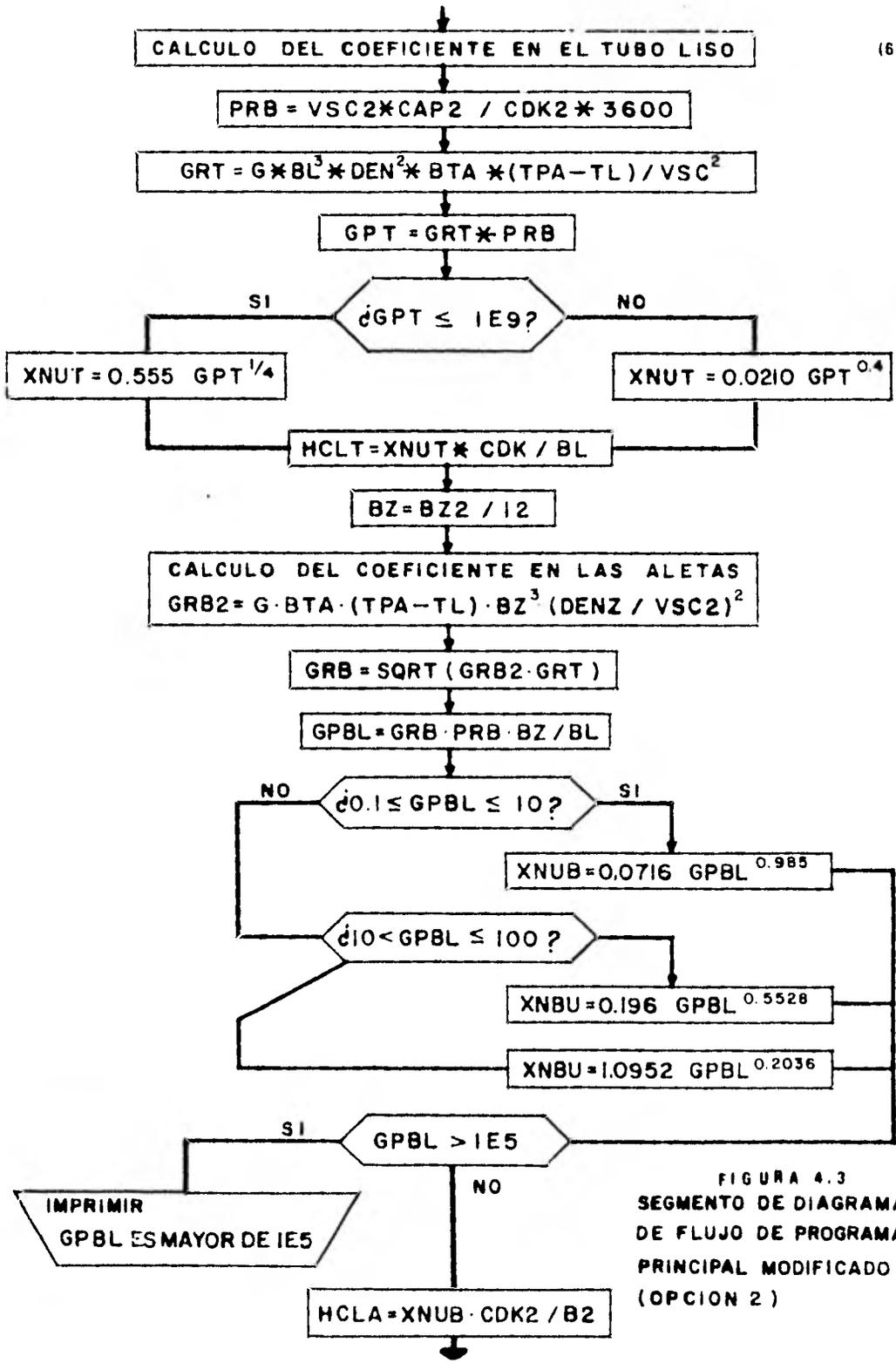


FIGURA 4.3
SEGMENTO DE DIAGRAMA
DE FLUJO DE PROGRAMA
PRINCIPAL MODIFICADO
(OPCION 2)

```

PROGRAM TEST (INPUT,OUTPUT)
COMMON /ALTEPA/HXL
COMMON DENV,VISV
REAL HTPC,TEI
PRINT *,#INDIQUE SI ESTA LISTO DANDO UN NUMERO
READ *,A
PRINT 590
590 FORMAT(/,T20,#PROPORCIONE LOS SIGUIENTES DATOS DE CALCULO #/)
PRINT 600
600 FORMAT(/,T20,#LEA GRADUACION DEL FLUIDO ALMACENADO #,T90,#,T1 = #)
READ *,API
PRINT 610
610 FORMAT(/,T20,#LA TEMPERATURA DE ALMACENAMIENTO EN GELC. FARENHEIT #,T90,#,T1 = #)
READ *,TL
PRINT 620
620 FORMAT(/,T20,#LA TEMPERATURA DEL AIRE EN GELC. FARENHEIT #,T90,#,T1 = #)
READ *,TA
PRINT 630
630 FORMAT(/,T20,#LA VELOCIDAD DEL VIENTO EN MILLAS POR HORA #,T90,#,V = #)
READ *,V
PRINT 640
640 FORMAT(/,T20,#LA TEMPERATURA DEL VAPORES (SATURADO) EN GELC. FARENHEIT #,T90,#,TV = #)
READ *,TV
PRINT 650
650 FORMAT(/,T20,#LA PRESION DEL VAPORES EN LIBRAS/PULG.**2 ABS. #,T90,#,PV = #)
READ *,PV
PRINT 670
670 FORMAT(/,T20,#EL DIAMETRO DEL TANQUE DE ALMACENAMIENTO EN PIES #,T90,#,D = #)
READ *,D
PRINT 680
680 FORMAT(/,T20,#ALTURA DEL TANQUE EN PIES #,T90,#,HXL = #)
READ *,HXL
PRINT 690
690 FORMAT(/,T20,#EL COEFICIENTE DEL TECHO (CON COEFICIENTE DE CORRECCION) #,T90,#,POTE = #)
READ *,POTE
PRINT 700
700 FORMAT(/,T20,#VELOCIDAD DE LA SUPERFICIE EXTERNA DEL TANQUE,ADIMENSIONAL #,T90,#,E = #)
READ *,E
PRINT 710
710 FORMAT(/,T20,#ALTURA DEL NIVEL DEL LIQUIDO (MAXIMO) EN PIES #,T90,#,XL = #)
READ *,XL
PRINT 720
720 FORMAT(/,T20,#ESPESOR DE LAS PLACAS DE LA ENVOLVENTA EN PULGADAS #,T90,#,EP = #)
READ *,EP
PRINT 730
730 FORMAT(/,T20,#ESPESOR DE LAS FLECHAS DEL TECHO EN PULGADAS #,T90,#,EE = #)
READ *,EE
PRINT 735
735 FORMAT(/,T20,#NUMERO DE TUBOS POR CALENTADOR #,T90,#,HTPC = #)

```



```

100 IF (ABS(TP1-TP).LT.0.1) GO TO 30
CONTINUE
PRINT *,* EL VALOR DE TP1 NO CONVERGE, ANALIZARE LOS RESULTADOS
30 CONTINUE
C
CALCULO EN LA SUPERFICIE DEL
TPS1=(TP1+TA)/2.0
EEP=EE/12.0
DO 300 K=1,20
TPS=TPS1
TVAP=(TL+TPS)/2.0
HVS=0.22*(TVAP-TPS)**(1.0/3.0)
HVI=.27*(TL-TVAP)**.333
ADT=3.1416*L**2/4.
AS=.LT*SQRT(1.+PLT**2)
XXK=26.
HKS=.1713*E*((TPS+460.)/100.)**4-((TA+460.)/100.)**4)/(TPS-TA)
CALL AIRE2 (TPS,TA,V,D,HCHS)
HCHWS=HKS+HCHS
C CALOR DISIPADO EN EL AREA SECA
QA=(TL-TA)/(1./(ADT*HVI)+1./(AS*HVS))+EEP/(AS*XXK)+1./(AS*HCHWS)
TVAP2=TL-QA/(ADT*HVI)
TPS1=2.0*TVAP2-TL
PRINT 5,K,TPS1
5 FORMAT(1H0,3X,* K = *,12,3X,* TPS = *,F9.4/)
IF (ABS(TPS-TPS1).LT.0.1) GO TO 40
300 CONTINUE
PRINT *,* EL VALOR DE TPS NO CONVERGE, ANALIZARE LOS RESULTADOS
40 CONTINUE
C
CALOR DISIPADO POR EL WIRE EN EL AREA HUMEDA
AH=3.1416*XL*E
QH=.1*HCHWS*(TP2-TA)
Q1=QH+QA
XFG=0.2
C CALOR PERDIDO POR EL FONDO DEL TUBO
Q2=2.0*L*U*XFG*(TL-TA)
C CALOR TOTAL TRANSFERIDO AL MEDIO AMBIENTE
QT=Q1+Q2
PRINT 6,QT
6 FORMAT(1H0,3X,* QT = *,F12.1/)
C SECCION DE TUBOS ALETADOS
C TEMPERATURA INICIAL TUBO - ALETAS SUPUESTAS
TPTA=TV
DDT=TV-TL
DO 400 L=1,20
TPA=TP1A
TFA=(TL+TPA)/2.0
CALL DATOS(TFA,AP2,DEL2,DK2,VSC2,CAP2,BTA)
BZ=BZ2/12.0
C
CALCULO DEL COEFICIENTES EN LAS ALETAS
GFB=G*ETA*(TPA-TL)*BZ**2*(DEL2/VSC2)**2
PRB=VSC2*CAP2/(DK2*36(C.C)
GPBL=GL3*PRB*BZ/BL
IF (GPBL.GT.0.1.LR.CPBL.LE.10.0) XNUB=0.0716*GPBL**0.985
IF (GPBL.GT.10.0.UR.CPBL.LE.100.0) XNUB=0.106*GPBL**0.5923
IF (GPBL.GT.100.0) XNUB=1.0752*GPBL**(.2630
IF (GPBL.GT.100) PRINT *,* CPBL ES MAYOR DE DEEF
HCLA=XNUB*DEF2/B2

```

```

C      CALCULO DEL COEFICIENTE EN EL TUBO LISO
G1.T=G*EL**3*DEIN**2*BT*(TPT-TL)/VSC2**2
GPT=GRT*PR3
ZF(GPT,LE,1E9) XAUT=(0.505*GPT**0.25
ZF(GPT,GT,1E9) XAUT=0.0210*GPT**0.4
HL=LT*XAUT*CDK2/3L
C      COEFICIENTE COMBIN. DE TURBULENZA EN LA SUPERFICIE
H<=1.0/(1.0/1.0+1.0)
HFF=1.0/(1.0/(HUA+HCLT)+RD)
C      PERIMETRO DEL TUBO ALTA EN PIES CUADRADOS / PIE LINEAL
Z=2.0
C      SECCION TRANSVERSAL DE UNA ALTA, FT**2/PI LINEAL
AZ=EZ/12.0
EIE=(H*XZ/(XZ*AZ))**0.5
JIEG=(TAN(CHE*DE))/LIE*EIE
C      AREA DE ALTA EN PIES CUADRADOS / PIE LINEAL
AF=2*XN*DE
AJ=3.1416*DL/12.0-XH*EZ/12.0
AJI=3.1416*DI/12.0
HFFI=(CHE*F+AJ)*HFF/L
RHPF=1.0/HFFI
HTUBO=(DE-DI)/(12.*XMT)
KALETI=DE/(XMT**2)
KALET=HTUBO+KALETI
KMETAL=1.0/(1.0/KALET+1./HTUBO)
HI=1500.0
KI=1./HI
KHPI=1.1+KI
HPI=1./HHP
ULI=1.0/(KAL+KBI+KMETAL+KHPI+RDI*KAL/AF+AI)
ATI=QT/(ULI*LDI)
TURS=ATI/(CPI*EL)
HTUBOS=TUBO*(1.7
COEF=HTUBOS/HTPC*0.7
JAI=IT/ATC
TPTA=TL+IT*(KHPI+KI*DI/(AF+AJ))/ATI
PRINT 7,LDI,TPY,GP,LDI,IEG
7      FORMATA(LH,3X) # L = #,12,3X) # IT = #,9,3,2X) # TPTA = #,9,3,
12X) # GPBL = #,3X) # P12.3,3) # GPT = #,3X) # P12.3,3) # CHE*DE = #,
12PF9.6) /)
IF (ABS(TIT-TPT),LT,0.1) GO TO 30
400   CONTINUE
PRINT #, EL VALOR DE TPTA EN PIES CUADRADOS / PIE LINEAL.
50   CONTINUE
CALL PVAP(TV,PV,CLATIT)
VAPOR=QT/CL*TI
CALL DELTA(DI,EL,HTUBOS,VAPOR,TURS)
PRINT 900,T1,T2,T3,TPTA
900   FORMAT(1H0,6X) # LA TEMP. DE LA PARED EN LA SUPERFICIE DEL TUBO
10DI # F//T20) # TP = #,9,4//6X) # LA TEMP. DE LA PARED EN LA SUPERFICIE
1E 10CA EN 0000. F//)
IT20) # TP = #,9,4//6X) # LA TEMP. DE LA PARED TURBULENZA EN 0000.
1F//T20) # TPTA = #,9,4//)
PRINT 905,HCWH,HCRWB,HCRWB,HFFI
905   FORMAT(1H0,6X) # EL COEFICIENTE DE CONVECCION EN LA SUPERFICIE
1LA SUPERFICIE DEL TUBO EN 10//HFFI**2*GDD. F//)
IT20) # HCRWB = #,9,4//6X) # EL COEFICIENTE DE CONVECCION EN LA SUPERFICIE
1L 10CA EN LA SUPERFICIE DEL TUBO EN 10//HFFI**2*GDD. F//)
IT20) # HCRWB = #,9,4//6X) # EL COEFICIENTE DE CONVECCION EN LA SUPERFICIE
1NATURAL EN LA SUPERFICIE DEL TUBO EN 10//HFFI**2*GDD. F//)
IT20) # HCRWB = #,9,4//6X) # EL COEFICIENTE DE CONVECCION EN LA SUPERFICIE

```

```

14. DE GRADUACION DE TUBOS ALREDEDOR DE
16X, # EFECTOS AL ALREDEDOR DE TUBOS EN TUBO (H*FT**2) = 0.00000
1 // T20, # HFFI = 0.00947) 0.00000
PRINT 910, QH, QV, QD, QT 0.00000
910 FORMAT(1H0, 6X, # CALOR PRINCIPAL POR EL AREA DE LA SUPERFICIE (H*H) 0.00000
EN SUPERFICIE DE TUBO, QH = #, F11.1//6X, # CALOR PRINCIPAL POR EL AREA DE LA 0.00000
LA SUPERFICIE DE TUBO EN TUBO (H*H) // T20, # QV = #, F11.1//6X, # CALOR 0.00000
PRINCIPAL POR EL AREA DE LA SUPERFICIE DE TUBO EN TUBO (H*H) // T20, # QD = #, F11.1//6X, # CALOR 0.00000
PRINCIPAL TOTAL TRANSMITIDO AL MEDIO AMBIENTE EN TUBO (H*H) // T20, # QT = #, F11.1//
111.1//) 0.00000
PRINT 915, DDT, H0, H1, H2, H3 0.00000
915 FORMAT(1H0, 6X, # DIFERENCIA VERDADERA DE TEMPERATURA EN 30X, 7 // 0.00000
1 T20, # DDT = #, F9.4//6X, # COEFICIENTE TOTAL DE CONDUCCION CONSERVACION 0.00000
10 EN TUBO, # EL COEFICIENTE INTERNO DEL TUBO EN TUBO (H*H) // T20, # 0.00000
1 T20, # UDI = #, F9.4//6X, # AREA DE TUBOS ALREDEDOR DE TUBOS EN TUBO (H*H) 0.00000
10 CONSERVACION // 6X, # DE LA TEMPERATURA DE MISEL // T20, # TUBO (H*H) 0.00000
1, I //) 0.00000
PRINT 321, N, CAL, T 0.00000
321 FORMAT(1H0, 6X, # NUMERO DE CALOR PRINCIPAL POR TUBOS // T20, # CALOR = 0.00000
1 #, 16 //) 0.00000
PRINT 920, VAPOR, DPTUBO 0.00000
920 FORMAT(1H0, 6X, # AREA DE TUBOS ALREDEDOR DE TUBOS PARA LA CONSERVACION DE LA TEMPERATURA 0.00000
10 EN TUBO EN TUBO (H*H) // T20, # VAPOR = #, F9.2//6X, # AREA DE TUBOS ALREDEDOR 0.00000
10 EN TUBO EN TUBO (H*H) // T20, # 0.00000
1 T20, # DPTUBO = #, F11.1//6X, # 0.00000
STOP 0.00000
END 0.00000
SUBROUTINE DATOS (T, A, D, C, H, V, Q, CAP, BT, I) 0.00000
C DENSIDAD EN LB/FT**3 0.00000
C DEN = 66.071 - 0.3182 * PI - 2.0000E-2 * T - 1.2000E-4 * PI * T 0.00000
C CONDUCTIVIDAD TERMICA EN BTU/(HR*FT**2*(GRD. F/FT)) 0.00000
C (DK = 0.06386 + 4.7673E-4 * PI - 1.9540E-5 * T - 1.2610E-7 * PI * T 0.00000
C VISCOSIDAD (VISC EN CENTIPOISECS; VSC EN LB/(FT*SEC)) 0.00000
C IF (A.PI.LE.32.6) VISC = EXP(51.5658 - 1.2517 * PI 0.00000
C 1 - (7.8669 - 0.2842 * PI) * LOG(T)) 0.00000
C IF (A.PI.GT.32.6) VISC = EXP(20.4805 - 0.2974 * PI 0.00000
C 1 - (3.2312 - 0.0416 * PI) * LOG(T)) 0.00000
C VSC = VISC * 0.721 - 4 0.00000
C CAPACIDAD CALORIFICA EN BTU/(LB*GRD. F) 0.00000
C CAP = 0.355 + 1.28E-3 * PI + (0.503 + 0.117E-2 * PI) * PI - 3 * T 0.00000
C COEFICIENTE DE EXPANSION TERMICA, DIF. VOL/VOL. F 0.00000
C BTA = 2.0862E-4 + 7.0113E-6 * PI 0.00000
C RETURN 0.00000
END 0.00000
SUBROUTINE PVF (TV, PV, CLATHT) 0.00000
COMMON DENV, V, SV 0.00000
C VOLUMEN ESPECIFICO DEL VAPOR EN FT**3/LB; AREA DE TUBO DE 15 W. 100 FT. 0.00000
C VESP = EXP(5.82107 - 0.94124 * LOG(PV)) 0.00000
C DENV = 1./VESP 0.00000
C VISCOSIDAD DEL VAPOR LATENTE, VIX EN (PS, VISC V EN LB/(FT*HR)) 0.00000
C IF (TV.LE.400.0) VISCV = -0.020875 + 0.00678 * TV ** 0.25 0.00000
C IF (TV.GT.400.0) VISCV = -0.0142 + 0.0000 * TV 0.00000
C VISCV = VISCV * 2.42 0.00000
C CALOR LATENTE DEL VAPOR EN BTU/HR 0.00000
C CLATHT = EXP(7.0055 + 0.016 * LOG(PV)) 0.00000
C RETURN 0.00000
END 0.00000
SUBROUTINE DELTAP (D, LL, STUBUS, V, POR, DPTUBO) 0.00000

```


| | | |
|-----|--|--------|
| | IF (RE .EQ. (.)) GO TO 200 | |
| | IF (HE .LT. 1000) GO TO 200 | 0.2900 |
| | ZLIM=LEB*VISAZ/(V*LENA*1.4667) | 0.2900 |
| | HLAM=EK*592.3/ZLIM | 0.2900 |
| | HTURE=0.036*FE*0.8*PI*3*ELAZ/(CLADD - FLIM) | 0.2900 |
| | CFURZ=(ZLIM*FLAM + (CLADD - ZLIM)*HTURE)/CLADD | 0.2900 |
| | GO TO 200 | 0.2900 |
| 100 | CFURZ=0.664*SQRT(HE)*CRZ | 0.2900 |
| 200 | CHAT=0.27*(TPS - TA)**0.335 | 0.2900 |
| | IF (FACTU .LT. 1.0) HOWS=CFURZ + CHAT | 0.2900 |
| | IF (FACTU .GE. 1.0) HOWS=CFURZ | 0.2900 |
| | RETURN | 0.2900 |
| | END | 0.2900 |

O P C I O N No. 2

La variación al método de cálculo (OPCION 1) presentado, será el siguiente:

```

C CALL DATOS (TFA, XPA, LE12, GPEL, VSG2, C, Z2, B1)
C CALCULO DEL COEFICIENTE EN EL TUBO INTER
PAB=VSG2*CAPZ/CHK2*3600.0
GRT=G*BL**3+LE12**2*BTA*(TP-TL)/VSG2**2
GPT=GRT*PI*B
IF(GPT.LE.1E9)XHLT=0.005*GRT**0.25
IF(GPT.GT.1E9)XHLT=0.021*(GPT**0.4
HCLT=XHLT*CFZ/3L
BZ=BZ2/12.0
C CALCULO DEL COEFICIENTE EN LAS ALAS
GFB2=G*BTA*(TPA-TL)*B2**2*(LE12/VSG2)**2
GRB=SQRT(GFB2*GRT)
GPDL=GRB*FB2**2/BL
IF(GPBL.GE.0.1.GR.GPBL.LE.10.0)XHRB=0.071*GPBL**0.935
IF(GPBL.GT.10.0.GR.GPBL.LE.100.0)XHRB=0.190*GPBL**0.5328
IF(GPBL.GT.100.0)XHRB=1.092*GPBL**0.2006
IF(GPBL.GT.1E5)XHRB=XHRB*GPBL**0.1004
HCLL=XHRB*CFZ/3Z
C COEFICIENTE CORREGIDOS TUBO-ALAS
HX=1.0/(1.0/HCLT+HCL)
HPP=1.0/(1.0/HCLL+HCLL)+HCLL
C PERIOMETRO DE UN ALTA EN EL DISEÑO DE LOS LINEA

```

4.3 CALCULOS

D A T O S :

Las características principales del calentador (19) calculado por el programa son:

| | |
|------------------------|---|
| superficie externa: | 265 ft ² |
| tubos: | 18 de 1" O.D. 10 Ga. sin costura, A. Carbón |
| Aletas longitudinales: | espesor 0.035" acero |
| | altura 1" |
| | número 20 por tubo |
| | longitud 4' |
| Presión permisible: | 600 psi a 650 °F basado en 1/16" de corrosión permisible. |
| Cabezales: | 1 1/2" Cd.80 S. Costura. |

Los resultados se observan a continuación, de acuerdo con los datos suministrados.

- OPCION 1 -

PROPORCIONE LOS SIGUIENTES DATOS DE CALCULO

| | |
|--|--------------|
| LOS GRADOS API DEL FLUIDO ALMACENADO | API =12 |
| LA TEMPERATURA DE ALMACENAMIENTO EN GRUS. FAHRENHEIT | TL =100 |
| LA TEMPERATURA DEL AIRE EN GRUS. FAHRENHEIT | TA =85 |
| LA VELOCIDAD DEL VIENTO EN MILLAS POR HORA | V =0 |
| LA TEMPERATURA DEL VAPOR (SATURADO) EN GRUS. FAHRENHEIT | TV =450 |
| LA PRESION DEL VAPOR EN LIBRAS/PULG. ² ABS. | PV =420 |
| EL DIAMETRO DEL TANQUE DE ALMACENAMIENTO EN PIES | D =145 |
| ALTURA DEL TANQUE EN PIES | HAL =40 |
| PENDIENTE DEL TECHO CONICO,ADIMENSIONAL | POTE =0.0615 |
| EMISIDAD DE LA SUPERFICIE EXTERNA DEL TANQUE,ADIMENSIONAL | E =0.85 |
| ALTURA DEL NIVEL DEL LIQUIDO(MAXIMO) EN PIES | XL =39.5 |
| ESPEJOR DE LAS PLACAS DE LA ENVOLVENTE,EN PULGADAS | EP =0.4575 |
| ESPEJOR DE LAS PLANCHAS DEL TECHO, EN PULGADAS | EE =0.18 |
| NUMERO DE TUBOS POR CALENTADOR | NIPC =16 |
| DIAMETRO EXTERNO DEL TUBO ALETADO EN PULGADAS | OU =1 |
| DIAMETRO INTERNO DEL TUBO ALETADO EN PULGADAS | DI =0.732 |
| LONGITUD DE LOS TUBOS EN PIES | EL =4 |
| LONGITUD DE LAS ALETAS EN PIES | BL =4 |
| ALTURA DE LAS ALETAS EN PULGADAS | BZ =1 |
| NUMERO DE ALETAS POR TUBO | AN =20 |
| ESPEJOR DE LAS ALETAS EN PULGADAS | EZ =0.035 |
| CONDUCTIVIDAD TERMICA DE LAS ALETAS,EN BTU/(HR*FT**2(DDU. F/FT)) | KKZ =26 |
| COEFICIENTE DE ENSUCIAMIENTO DEL FLUIDO ALMACENADO | KDU =0.005 |
| COEFICIENTE DE ENSUCIAMIENTO DEL VAPOR DE CALENTAMIENTO | KDI =0.0005 |
| CONDUCTIVIDAD TERMICA DEL TUBO,BTU/HR*FT**2(F/FT) | KKI =26 |

J = 1 TP = 115.5119

J = 2 TP = 115.8042

J = 3 TP = 115.7623

K = 1 TPS = 101.8286

K = 2 IPS = 101.6234

K = 3 IPS = 101.6520

GT = 1191292.7

L = 1 DDT = 300.000 IPTA = 358.927 GPBL = 6.513E+04 GPT = 3.458E+11 OMEG,EN % =70.032172

L = 2 DDT = 300.000 IPTA = 376.776 GPBL = 1.742E+04 GPT = 9.246E+10 OMEG,EN % =74.576984

L = 3 DDT = 300.000 IPTA = 373.104 GPBL = 2.310E+04 GPT = 1.226E+11 OMEG,EN % =73.629435

L = 4 DDT = 300.000 IPTA = 373.833 GPBL = 2.162E+04 GPT = 1.136E+11 OMEG,EN % =73.821924

L = 5 DDT = 300.000 IPTA = 373.700 GPBL = 2.208E+04 GPT = 1.172E+11 OMEG,EN % =73.782576

L = 6 DDT = 300.000 IPTA = 373.731 GPBL = 2.203E+04 GPT = 1.167E+11 OMEG,EN % =73.790611

LA TEMP. DE LA PARED EN LA SUPERFICIE MOJADA ES EN GRADOS F

TP = 115.7623

LA TEMP. PROMEDIO DE LA SUPERFICIE SECA EN GDOS. F

$$T_{FS} = 101.0520$$

LA TEMP. DE LA PARED TUBO-ALETAS EN GDOS. F

$$T_{FA} = 373.7310$$

EL COEFICIENTE CONVECCION-RADIACION PARA EL AIRE EN LA SUPERFICIE MOJADA EN BTU/(HR+FT**2+GDD. F)

$$HCKMH = 1.6207$$

EL COEFICIENTE CONVECCION-RADIACION PARA EL AIRE EN LA SUPERFICIE SECA EN BTU/(HR+FT**2+GDD. F)

$$HCKMS = 1.6753$$

EL COEFICIENTE DEL FLUIDO POR CONVECCION NATURAL EN LA SUPERFICIE MOJADA EN BTU/(HR+FT**2+GDD. F)

$$HCNH = 1.4562$$

EL COEFICIENTE DE CONVECCION NATURAL-FACTUR DE OBTURACION DE TUBOS-ALETAS REFERIDO AL DIAMETRO INTERNO DEL TUBO EN BTU/(HR+FT**2+GDD. F)

$$HFFI = 199.2786$$

CALOR DISIPADO POR EL AIRE EN LA SUPERFICIE MOJADA EN BTU/HR

$$QH = 884732.6$$

CALOR DISIPADO POR EL AIRE EN LA SUPERFICIE SECA EN BTU/HR

$$QA = 302842.2$$

CALOR CONDUCCION POR EL FONDO DEL TANQUE EN BTU/HR

$$QZ = 3716.0$$

CALOR TOTAL TRANSFERIDO AL MEDIO AMBIENTE EN BTU/HR

$$QT = 1191292.7$$

DIFERENCIA VERDADERA DE TEMPERATURA EN GDOS. F

$$DDT = 300.0000$$

COEFICIENTE TOTAL DE DISEÑO CORREGIDO BASADO EN EL DIAMETRO INTERNO DEL TUBO EN BTU/(HR+FT**2+GDD. F)

$$DDI = 140.4679$$

NUMERO DE TUBOS ALETADOS REQUERIDOS PARA LA CONSERVACION DE LA TEMPERATURA DE DISEÑO

$$TUBOS = 37$$

| | |
|--|--------------|
| ERISIDAD DE LA SUPERFICIE EXTERNA DEL TANQUE, ADIMENSIONAL | E = 1.00 |
| ALTURA DEL NIVEL DEL FLUIDO ALMACENADO EN PIES | XL = 37.0 |
| ESPESOR DE LAS PLACAS DE LA ENVOLVENTE, EN PULGADAS | EP = 1.4375 |
| ESPESOR DE LAS PERNAS DEL TENDÓN, EN PULGADAS | EC = 1.16 |
| NÚMERO DE TUBOS POR CALENTADOR | NTPC = 10 |
| DIAMETRO EXTERNO DEL TUBO ALETADO EN PULGADAS | DO = 1 |
| DIAMETRO INTERNO DEL TUBO ALETADO EN PULGADAS | DI = 0.732 |
| LONGITUD DE LOS TUBOS EN PIES | EL = 4 |
| LONGITUD DE LAS ALETAS EN PIES | DL = 4 |
| ALTURA DE LAS ALETAS EN PULGADAS | BZ2 = 1 |
| NÚMERO DE ALETAS POR TUBO | XA = 20 |
| ESPESOR DE LAS ALETAS EN PULGADAS | EZ = 1.050 |
| CONDUCTIVIDAD TÉRMICA DE LAS ALETAS, EN BTU/(HR*PI*2(GDO. F/PI)) | KAZ = 26 |
| COEFICIENTE DE ENSUCIAMIENTO DEL FLUIDO ALMACENADO | KDO = 1.000 |
| COEFICIENTE DE ENSUCIAMIENTO DEL VAPOR DE CALENTAMIENTO | KDI = 1.0005 |
| CONDUCTIVIDAD TÉRMICA DEL TUBO, BTU/(PI*2(F/PI)) | KKT = 26 |

$$J = 1 \quad IF = 110.9117$$

$$J = 2 \quad IF = 110.9042$$

$$J = 3 \quad IF = 110.7623$$

$$K = 1 \quad IPS = 101.6286$$

$$K = 2 \quad IPS = 101.6234$$

$$K = 3 \quad IPS = 101.6320$$

$$M = 1171272.7$$

GFBL ES MAYOR DE 1E0

L = 1 DDT = 300.000 IPTA = 348.622 GFBL = 2.166E+07 GPT = 3.458E+11 OMEG,EN Z = 47.209656

GFBL ES MAYOR DE 1E0

L = 2 DDT = 300.000 IPTA = 362.377 GFBL = 4.871E+06 GPT = 7.897E+10 OMEG,EN Z = 75.373676

GFBL ES MAYOR DE 1E0

L = 3 DDT = 300.000 IPTA = 360.344 GFBL = 6.127E+06 GPT = 9.780E+10 OMEG,EN Z = 57.710752

GFBL ES MAYOR DE 1E0

L = 4 DDT = 300.000 IPTA = 360.646 GFBL = 5.926E+06 GPT = 9.462E+10 OMEG,EN Z = 51.63.6.5

GFBL ES MAYOR DE 1E0

L = 5 DDT = 300.000 IPTA = 360.602 GFBL = 5.957E+06 GPT = 9.508E+10 OMEG,EN Z = 51.817615

LA TEMP. DE LA PARED EN LA SUPERFICIE MUYADA ES EN GRUS. F

TP = 113.7625

LA TEMP. PROMEDIO DE LA SUPERFICIE SECA EN GRUS. F

TPS = 101.6520

LA TEMP. DE LA PARED TUBO-ALICIAS EN GRUS. F

TPTA = 360.6016

EL COEFICIENTE CONVECCION-RADIACION PARA EL AIRE EN LA SUPERFICIE MUYADA EN BTU/(HR*F**2+000. F)

HCRUH = 1.6207

EL COEFICIENTE CONVECCION-RADIACION PARA EL AIRE EN LA SUPERFICIE SECA EN BTU/(HR*F**2+000. F)

HCRUS = 1.6755

(2)

EL COEFICIENTE DEL FLUIDO POR CONVECCION NATURAL EN LA SUPERFICIE HÚEDA EN BTU/(HR.FT².°F)

$h_{NF} = 1.4562$

EL COEFICIENTE DE CONVECCION NATURAL-FACTOR DE OBSTRUCCION DE TUBOS-HECHO REFERIDO AL DIAMETRO INTERNO DEL TUBO EN BTU/(HR.FT².°F)

$h_{FA} = 231.4195$

CALOR DISIPADO POR EL AIRE EN LA SUPERFICIE HÚEDA EN BTU/HR

$Q_H = 664.9210$

CALOR DISIPADO POR EL AIRE EN LA SUPERFICIE SECA EN BTU/HR

$Q_D = 36282.2$

CALOR CONDUCTIVO POR EL FONDO DEL TANQUE EN BTU/HR

$Q_C = 3718.0$

CALOR TOTAL TRANSFERIDO AL MEDIO AMBIENTE EN BTU/HR

$Q_T = 117292.7$

DIFERENCIA MÁXIMA DE TEMPERATURA EN °F.

$\Delta T = 300.0000$

COEFICIENTE TOTAL DE DISEÑO CORREGIDO BASADO EN EL DIAMETRO INTERNO DEL TUBO EN BTU/(HR.FT².°F)

$U_D = 165.2367$

NÚMERO DE TUBOS NECESARIOS REQUERIDOS PARA LA CONSERVACION DE LA TEMPERATURA DE DISEÑO

TUBOS = 32

NÚMERO DE CALENTADORES REQUERIDOS

CALENT = 2

VAPOR REQUERIDO PARA LA CONSERVACION DE LA TEMPERATURA DE DISEÑO EN LBS/HR

VAPOR = 166.04

CAIDA DE PRESION EN LOS TUBOS EN LBS/POU.412

DP TUBOS = 1073237

STOP

0.0000 MAXIMO CALCULO EN 1.

0.0000 EN SEGUNDOS EXCEPTO EN 1.0000

C A P I T U L O V

ANALISIS DE RESULTADOS Y CONCLUSIONES

COMENTARIOS AL PROGRAMA.

. El objetivo principal del programa es calcular la cantidad de calentadores necesarios para la conservación de la temperatura del fluido almacenado; calculando para el nivel máximo de llenado.

El programa cumple el objetivo para el que fué creado, cuando se modifican las características específicas de un calentador, por ejemplo:

- a) Altura de aleta
- b) Número de aletas por tubo
- c) Longitud del conjunto tubo-aletas.
- d) Diámetro y espesor del tubo
- e) Número de tubos por calentador
- f) Material del tubo
- g) Material de las aletas
- h) Espesor de las aletas.

Tal flexibilidad sitúa al Ingeniero en posición de poder comparar - desde cualquier punto de vista, diversos modelos de calentadores e incluso, contra algún otro tipo de medio de calentamiento (por ej. serpentines).

Un análisis de los resultados obtenidos para el producto $Gr_A Pr$ B/L- y el producto $Gr_P Pr$ nos conduce a la siguiente discrepancia:

- a) La película de fluido adyacente a la pared del tubo está en régimen turbulento y,
- b) La película de fluido adyacente a las aletas en régimen laminar

La diferencia encontrada se explica por sí sola si tomamos en cuenta que la ecuación (gráfica 3.4) que se seleccionó para calcular el coeficiente en las aletas, representa a un sistema físico diferente, es decir, un sistema de transferencia de calor de un fluido encerrado entre - dos paredes verticales paralelas, donde el flujo de calor es perpendicular a las placas en el sentido decreciente de temperatura y su perfil de

velocidad se comporta como se muestra en la figura 3.5, cuando debido a la configuración de las aletas debería mostrar un perfil de velocidad parecido al de la figura 3.1.

Por lo tanto, se estableció que se debía modular de alguna manera la diferencia encontrada en los puntos 1 y 2; para lo cual se propuso (OPCION 2) obtener un número de Grashof en las aletas modificado de acuerdo con la siguiente ecuación.

$$Gr_{MODIFICADO} = (Gr_{ALETAS} \cdot Gr_{TUBO})^{1/2} \quad (5.1)$$

con la cual se calculó el coeficiente de las aletas para la misma ecuación seleccionada inicialmente.

El número de calentadores calculados de ésta manera se parece más a los calculados con la gráfica 5.1 (21), editada por Brown Finetube Co., fabricante de calentadores verticales de tubos aletados para el modelo de calentador calculado por el programa, ver tabla 5.1.

Por lo tanto se recomienda emplear la secuencia de cálculo modificada para el Grashof de las aletas (OPCION 2). Se debe señalar que, la fracción de calentador calculado que se aproximó a un calentador adicional era de 0.3.

El número de calentadores calculados con la gráfica 5.1, requiere de los siguientes datos:

Carga térmica total, en miles de BTU/Hr.

T máxima = $T_{vapor} - T_{fluído}$, en $^{\circ}F$.

viscosidad del fluído a temp. promedio, en cp.

COMO SELECCIONAR CALENTADORES PARA UN TANQUE

VISCOSIDAD EN CENTIPOISES A LA TEMPERATURA DEL PRODUCTO + $\frac{1}{2} \Delta T$

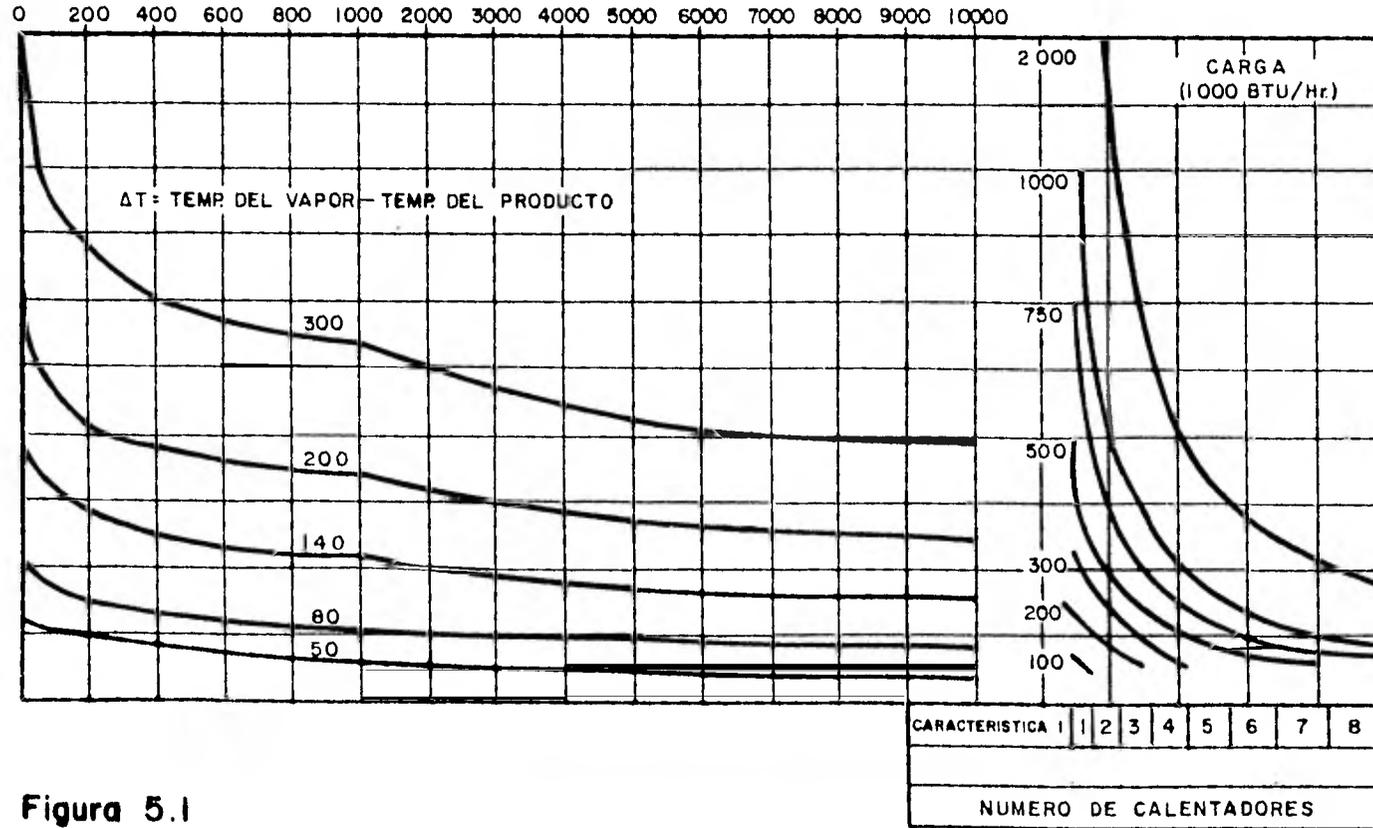


Figura 5.1

T A B L A 5.1

| | | D A T O S | | | | | R E S U L T A D O S | | | | |
|-------------|----------|---------------------------|---|---------------------------------|--|--------------------------------|-------------------------------|--------------------------------------|-----------------------------------|------------------------------------|--------------------------------|
| CASO METODO | | DENSIDAD ° API A 60°F. | TEMPERATURA DE AL- MACENAMIENTO, °F. | TEMPERATURA DEL VA- POR, °F. | VISCOSIDAD A LA TEM- PERATURA PROMD. FLUI- DO/VAPOR, CENTIPOSES. | TEMPERATURA DEL AI- RE, °F. | VELOCIDAD DEL VIENTO, MPH. | CARGA TERMICA EN MILES DE BTU/Hr. | NO. DE CALENTADORES REQUERIDO. | NO. DE TUBOS MINIMO REQUERIDOS. | EFICIENCIA DE ALE- TA, EN % |
| 1 | OPCION 1 | 12 | 150 | 450 | 72.4 | 85 | 0 | 1,191.3 | 2 | 37 | 73.79 |
| | OPCION 2 | 12 | 150 | 450 | 72.4 | 85 | 0 | 1,191.3 | 2 | 32 | 51.82 |
| | GRAF.5 1 | 12 | 150 | 450 | 72.4 | 85 | 0 | 1,191.3 | 1 | 18 | - |
| 2 | OPCION 1 | 12 | 150 | 350 | 203 | 80 | 10 | 1,486 | 5 | 84 | 77.43 |
| | OPCION 2 | 12 | 150 | 350 | 203 | 80 | 10 | 1,486 | 4 | 66 | 56.09 |
| | GRAF.5.1 | 12 | 150 | 350 | 203 | 80 | 10 | 1,486 | 3 | 54 | - |
| 3 | OPCION 1 | 12 | 150 | 290 | 418 | 70 | 20 | 1,891.3 | 10 | 181 | 80.12 |
| | OPCION 2 | 12 | 150 | 290 | 418 | 70 | 20 | 1,891.3 | 8 | 133 | 59.49 |
| | GRAF.5.1 | 12 | 150 | 290 | 418 | 70 | 20 | 1,891.3 | 7 | 126 | - |
| 4 | OPCION 1 | 12 | 150 | 230 | 959 | 60 | 30 | 2,230.7 | 27 | 476 | 83.43 |
| | OPCION 2 | 12 | 150 | 230 | 959 | 60 | 30 | 2,230.7 | 18 | 316 | 64.04 |
| 4 | GRAF.5.1 | 12 | 150 | 230 | 959 | 60 | 30 | 2,230.7 | 16 | 288 | - |

Un análisis comparativo de la tabla 5.1 puede arrojar a la luz las diferencias del número de calentadores calculado por cada uno de los métodos.

Y se pueden observar ciertas discrepancias como, las eficiencias - calculadas por las dos opciones resultan muy diferentes, y dan idea (es trictamente la opción 2) del orden de la eficiencia de las aletas de los calentadores calculados con la gráfica del fabricante ²¹ (fig.5.1).

Por lo tanto, por lo parecido de los resultados calculados por la opción 2 a los de la gráfica, se recomienda para efectos preliminares - utilizar la versión modificada para el Grashof de las aletas, ya que la técnica de cálculo generalmente es propiedad del fabricante.

Como puede verse en la tabla 5.1, la opción 1 presenta gran discrepancia con respecto a los dos métodos restantes a ΔT pequeña, es decir, se vé fuertemente afectado por la viscosidad del fluido. Sin embargo, - las pequeñas diferencias de la opción 2 con la gráfica pueden deberse a tres cosas por ejemplo: a los coeficientes de ensuciamiento del fluido - y vapor escogidos, a la fracción de calentador aproximada a la unidad y, a la dificultad para leer los valores calculados con dicha gráfica.

CONCLUSION.

- I.- Un aumento en el número de Grashof en las aletas reflejó los siguientes cambios notorios:
 - a) La temperatura de la pared del tubo disminuyó.
 - b) Aumentó el número de Grashof de la película de fluido adyacente a las aletas, y se posiciona en régimen turbulento, mismo régimen de transferencia de calor de la película de fluido adyacente del tubo.
 - c) Disminuyó el número de Grashof de la película de fluido adyacente al tubo como consecuencia del inciso a).
 - d) Disminuyó la eficiencia de la aleta para la versión modificada.
- II.- Se espera que el trabajo desarrollado en la presente tesis aporte, como principio de un análisis más profundo, la idea general para calcular el coeficiente de convección natural para tubos verticales - con aletas longitudinales; dado que, en la literatura existente - no se indica en forma precisa como calcular el coeficiente global - del lado externo del tubo; y mucho menos se indica en que forma -

se ven afectados recíprocamente los coeficientes de película para las aletas y el tubo.

III- La contribución del presente trabajo fué elaborar un algoritmo de cálculo de la transferencia de calor de un tanque de almacenamiento con calentamiento interno hacia sus alrededores. Incluyendo un breve estudio de cada mecanismo de transmisión de calor, aplicable para el desarrollo del presente trabajo, apoyándonos en "herramientas" de cálculo como la programación.

Donde se consideró práctico, se incluyó una bibliografía suficientemente completa para ayudar al analista a seguir su interés especial. Simplemente se ha intentado recopilar el material apropiado y presentarlo en una forma sencilla para su análisis.

CAPITULO VI

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

- 1.- J.B.J. FOURIER, "Theorie Analytique de la Chaleur"
Gouthier-Villars, 1822. (Extracto de Holman, ver ref.4).
- 2.- M, Jakob y B.A. Hawkins, Elements of Heat Transfer, N.Y.
Mc Graw-Hill Book Co., 1958.
- 3.- James R. Welty, Transferencia de calor aplicada a la Ingenieria
LIMUSA, 1a. ED. 1978. a) pg. b) pg.71, c) pg. 250, d)pg.258,
e) pg.264, f) pg.284, g) pg.277.
- 4.- J.P. Holman, Transferencia de calor,
CECSA, 4a. Impresión, Junio de 1980. a) pg. b) pg. 32.
- 5.- W.H. Mc Adams, Transmisión de calor, Mc Graw-Hill
3a. Edición. a) pg. 5, b) pg.65, c) pg. 26.
- 6.- A.S. Foust, Principles of Unit Operations, Wiley Toppan,
a) pg. 166, b) pg. 167, c) pg. 180, d) pg. 184.
- 7.- Frank Kreith, Principios de Transferencia de calor,
HERRERO HNOS. 1a. Ed. en español 1970; a) pg.229, b) pg.250,
c) pg. 317, d) pg. 335, e) pg. 437.
- 8.- Fortran Extended Version 4, Reference Manual. Control Data Co.
- 9.- D.D. McCracken, Programación Fortran IV, LIMUSA, 1978,
2a. Edición.
- 10.- H. Schlichting, Boundary Layer Theory, 4 Ed. (N.Y. Mc.Graw-Hill
1960) pg. 335.
- 11.- E.R.G. Eckert y T.W. Jackson, NACA Rept. 1015 (1951).
- 12.- Alan R. Koenig, Choosing economic insulation thickness; Chem.
Engr. Sept-8, 1980.

- 13.- E.E. Ludwig ; Applied Process Design for Chemical and Petrochemical Plants, V.I., 1964.
- 14.- Donald Q. Kern; Procesos de Transferencia de Calor CECSA 11a. impresión.
- 15.- Mc.Gregor, R.K. y A.P. Emery: Free Convection Trough Vertical plane Layers-Moderate and High Prandtl Number Fluids, J. Heat transfer, Vol. 91, pag. 391, 1969.
- 16.- W. Elenbaas, "Dissipation of Heat by Free Convection", Parts-I y II, Philips Research Report 3, N.V. Philips' Floeilampenn fabrieken, Eindhoven, Netherlands, 1948, pp. 338-360 y 450-465.
- 17.- Bulletin 900, Brown Fintube Co., pg. 2.
- 18.- Norma No. 3.612.04 de Fabricación de tanques atmosféricos, Petróleos Mexicanos. 1979, 1a. edición.
- 19.- Bulletin 300, Brown Fintube, pg. 4.
- 20.- R.G. Colwell y J. R. Welty, pub. ASME 73-HT-52, presentada en la 14 Conferencia Nacional de la Transferencia de Calor, Atlanta, Georgia, Agosto 1973.
- 21.- Heat transfer topics, ISSUE No. 5, Brown Fintube Co.,

A P E N D I C E A

Una solución alternativa para calcular el coeficiente de película por convección natural en el lado externo de los tubos se estudia aquí.

El análisis dimensional* ha mostrado que se pueden representar los datos de transferencia de calor por convección natural en forma adimensional como:

$$\text{Nu} = f(\text{Gr}, \text{Pr}) \qquad \text{A-1}$$

Para el caso de la transferencia de calor por convección forzada el análisis dimensional condujo a una relación de la forma.

$$\text{Nu} = f(\text{Re}, \text{Pr}) \qquad \text{A-2}$$

La ecuación (A-1) para la convección natural es muy semejante a la ecuación (A-2), que se aplica a la convección forzada. La velocidad del fluido se representa adicionalmente por medio del número de Reynolds, que aparece en los análisis de la convección forzada. En la convección natural, el flujo es el resultado de los efectos de boyantes consecuencia de la diferencia en la temperatura. Estos efectos están incluidos en el número de Grashof, y este parámetro reemplaza el número de Reynolds en el caso de la convección natural.

* James R. Welty, Transferencia de Calor Aplicada a la Ingeniería; Limusa, 1978.

Por lo tanto se podría pensar, que mediante los arreglos adecuados se puede calcular el coeficiente de película para convección natural, utilizando una ecuación para convección forzada. Lo que se intentará demostrar como sigue.

- 1.-En la convección natural el flujo es el resultado de la transferencia de energía entre una superficie a la temperatura T_0 y el fluido a la temperatura ambiente T .

Por lo tanto no hay una velocidad especificada.

Las propiedades de interés del fluido son $\rho, \mu, C_p, K,$ y B . La última propiedad mencionada es el coeficiente de dilatación térmica. usado para representar la variación en la densidad del flujo con la temperatura de acuerdo con:

$$\rho = \rho_0 \left(1 + B \frac{\Delta T}{2} \right) \quad \text{A-3}$$

en donde ρ_0 es la densidad de referencia dentro de la capa caliente y ΔT es la diferencia de temperaturas entre el fluido en la superficie de la placa y la correspondiente lejos de la placa.

- 2.-Se puede escribir la fuerza de boyantez por volúmen unitario, F_B , como:

$$F_B = (\rho - \rho_0) g$$

y, con la sustitución de la ecuación (A-3) dá:

$$F_B = \rho_0 B g \frac{\Delta T}{2} \quad \text{A-4}$$

- 3.-Aplicado a una distancia L e igualando a la energía cinética adquirida por el fluido **

$$\rho_0 B g \frac{\Delta T L}{2} = \rho_0 \frac{v^2}{2} \quad \text{A-5}$$

simplificando:

$$v^2 = g B L \Delta T \quad \text{A-6}$$

representa la velocidad promedio ascensional del fluido en la convec-

ción natural.

4.- La ecuación para convección forzada fuera de tubos con aletas longitudinales puede ser representado por ***

$$J_f = \frac{H_f D_e}{k} \left(\frac{C_p \mu}{k} \right)^{-1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{-0.14} \quad \text{A-7}$$

donde:

$$J_f = 0.30315 N_{Re}^{0.349} \quad \text{A-8}$$

para $N_{Re} \leq 2000$

su coeficiente de correlación $r = -0.99947$

** A. Anaya D., Notas del curso de transferencia de calor, Facultad de Química, UNAM.

*** D. Kern. Procesos de Transferencia de calor, CECSA, Figura 6.10

$$J_f = 2.9380 \times 10^{-5} N_{Re}^{1.5769} \quad \text{A-9}$$

$$2000 \leq N_{Re} \leq 4000$$

$$r = 0.9994$$

$$J_f = 4.0586 \times 10^{-3} N_{Re}^{0.9918} \quad \text{A-10}$$

$$4000 \leq N_{Re} \leq 10,000$$

$$r = 0.9984$$

$$J_f = 0.0211 N_{Re}^{0.8172} \quad \text{A-11}$$

$$10,000 \leq N_{Re} \leq 500,000$$

dónde: $N_{Re} = D_e V \rho / \mu$

5.-Elevando el término del número de Reynolds al cuadrado en las ecuaciones A-8, A-9, A-10 y A-11 y multiplicando por 1/2 el exponente, y

sustituyendo al diámetro equivalente D_e , por la dimensión característica L (altura del tubo).

Por ejemplo

$$J_f = a \left(\frac{L v \rho}{\mu} \right)^b \quad A-12$$

$$J_f = a \left(\frac{L^2 v^2 \rho^2}{\mu^2} \right)^{b/2} \quad A-13$$

sustituyendo la ecuación A-6 en A-13

$$J_f = a \left(\frac{L^2 g B L \Delta T \rho^2}{\mu^2} \right)^{b/2}$$

rearrreglando términos

$$J_f = a \left(\frac{L^3 g B \rho^2 \Delta T}{\mu^2} \right)^{b/2} \quad A-14$$

dónde el término entre paréntesis representa el número de Grashof. Aplicando el mismo criterio a nuestras ecuaciones A-7 a la A-11, se transforman respectivamente en:

$$J_f = \frac{H_f L}{k} \left(\frac{C_p \mu}{k} \right)^{-1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{-0.14} \quad A-15$$

$$J_f = 0.30315 Gr^{0.1745} \quad A-16$$

$Gr \leq 4 \times 10^6$

$$J_f = 2.938 \times 10^{-5} Gr^{0.78845} \quad A-17$$

$4 \times 10^6 \leq Gr \leq 1.6 \times 10^7$

$$J_f = 4.0586 \times 10^{-3} Gr^{0.496} \quad A-18$$

$1.6 \times 10^7 \leq Gr \leq 1 \times 10^8$

$$J_f = 0.0211 Gr^{0.4086}$$

$$1 \times 10^8 \leq Gr \leq 2.5 \times 10^{11}$$

A-19

Por lo tanto las ecuaciones A-15 a la A-19, representan la alternativa de cálculo del coeficiente de película h_f , por convección natural para el lado externo del tubo aletado.