



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

FACULTAD DE QUÍMICA

Evaluación de Coeficientes de Película y Caída de Presión Dentro de Tubos en Calentadores a Fuego Directo

T E S I S
QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE:
INGENIERO QUÍMICO
PRESENTA
Pedro Enrique Robles Guzmán
MEXICO, D. F. 1977



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 1977
LAB. _____
ABO. _____
FECHA _____
PRDC _____
S _____

343

344



QUIMICA

Jurado asignado originalmente según el tema:

PRESIDENTE: Prof. Alejandro Anaya Durand
VOCAL: Prof. Roberto Andrade Cruz
SECRETARIO: Prof. José Antonio Ortiz Ramirez
1er.SUPLENTE: Prof. Armando Claudio Aguilar Martínez
2do.SUPLENTE: Prof. Enrique Bravo Medina

Sitio donde se desarrollo el tema:

Instituto Mexicano del Petróleo

Sustentante



Pedro Enrique Robles Guzmán

Asesor



Ing. José Antonio Ortiz Ramirez

CON CARINO A MIS PADRES

A MI ESPOSA Y A MIS HIJAS

C O N T E N I D O

Introducción	i
I	
Generalidades	1
II	
Evaluación de Coeficientes de Transferencia de Calor	9
III	
Evaluación de Caídas de Presión	27
IV	
Algoritmo de Cálculo	48
V	
Ejemplo Numérico	59
VI	
Conclusiones	89
Apéndice	92
Nomenclatura	
Bibliografía	

INTRODUCCION

El diseño o simulación de los calentadores a fuego directo, mediante el empleo de la zonificación de la cámara de radiación, permite, teniendo un método apropiado para el cálculo de la caída de presión, evitar problemas durante la operación futura del equipo. Así mismo, el contar con correlaciones de coeficientes de transferencia de calor para el flujo dentro de tubos, permitirá calcular las temperaturas de pared basadas en coeficientes, para verificar si las temperaturas consideradas durante la zonificación son correctas.

El capítulo I de esta tesis presenta en forma general, la clasificación, descripción y diseño de los calentadores a fuego directo.

En el capítulo II se describen los fenómenos de transferencia de calor, durante la evaporación de un fluido dentro de un tubo, tanto en fase líquida como en dos fases. Además, se hace una pequeña revisión de las correlaciones de transferencia de calor.

Los métodos de cálculo de caída de presión reportados en la literatura para hornos, se describen brevemente en el capítulo III. Se hace referencia más ampliamente a los métodos de Dukler y Orkiszewski.

Se presentan en el capítulo IV, el algoritmo de

cálculo y el programa de computadora empleados en este trabajo.

Finalmente, en el capítulo V, se presentan los --
ejemplos numéricos y los resultados del cálculo.

CAPITULO I

Generalidades

Las elevadas inversiones y costos de operación de los calentadores a fuego directo, hacen que éstos equipos ocupen un lugar muy importante en las industrias de refinación y petroquímica. Aunada a los costos, la operación misma debe ser muy cuidadosa, tanto desde el punto de vista de producción, como del de seguridad del personal. Por lo anterior, se requiere tener mucho cuidado en las diferentes fases de diseño, fabricación, instalación y operación de éstos equipos. Esto permite obtener una unidad que en términos de costo, eficiencia, capacidad, flexibilidad y requerimientos bajos de mantenimiento, cumpla adecuadamente con las condiciones de proceso.

Las etapas más importantes en la selección de un horno son:

- a) Determinación del balance de materia y energía.
- b) Estimación de las propiedades termofísicas de los fluidos de proceso y de los combustibles.
- c) Cálculo y diseño.
- d) Selección de los materiales de construcción.
- e) Fabricación e instalación.
- f) Arranque.

g) Operación y control.

h) Mantenimiento.

Los hornos se necesitan frecuentemente en las industrias mencionadas, para suministrar calor a corrientes de proceso que se requieren a temperaturas elevadas, mismas que no pueden alcanzarse con otros medios de calentamiento.

Clasificación.

Una forma de clasificar los hornos, es de acuerdo al servicio, siendo los más comunes:

- I. Calentadores de fluidos en una fase, para suministrar calor sensible, tales como los calentadores de gas reaccionante en Plantas Reformadoras.
- II. Rehervidores para vaporizar una corriente de proceso, lo que ocurre en los calentadores de las torres de fraccionamiento.
- III. Reactores para efectuar una reacción química, siendo un ejemplo el horno de pirólisis de las Plantas de Etileno. En este último proceso, el horno es uno de los equipos más importantes desde el punto de vista de producción y control de calidad.

Además de la clasificación anterior, los hornos se dividen de acuerdo a su geometría y carga térmica, en una for

ma general como:

- A) Cilíndricos. Calentadores cuya carga térmica es hasta de 30 MMBTU/h.
- B) Caja. La carga térmica de éstos hornos está entre 30 y 120 MMBTU/h.
- C) Celda. Pueden presentar dos o más celdas y tienen una carga térmica de 120 MMBTU/h. en adelante.

Sin embargo, ésta clasificación no es muy rígida - al respecto, pudiendo encontrarse hornos cilíndricos de más de 30 MMBTU/h y hornos de celda de menos de 30 MMBTU/h.

Descripción.

Los hornos presentan una sección de radiación y -- frecuentemente una sección de convección. El objeto de ésta - última es, recuperar calor de los gases de combustión a la sa lida de radiación, de acuerdo con los requerimientos de proce so y su correspondiente estudio económico.

La sección de radiación consta de un serpentín por donde circula el fluido de proceso y la transferencia de ca-- lor se efectúa principalmente por radiación, debido a las altas temperaturas de los gases de combustión. Aunque también - se tiene transferencia de calor por convección, su efecto es más apreciable en hornos con cargas térmicas muy grandes. La posición de los tubos puede ser vertical u horizontal.

La sección de convección consta de un banco de tubos que puede tener superficies extendidas (aletas o birlos)-y/o lisas; su posición es siempre horizontal. En ésta sección pueden tenerse varios servicios adicionales, además del precalentamiento del fluido de proceso, como son el calentamiento de agua y la generación de vapor, entre otros, con el fin de recuperar la mayor cantidad de calor de los gases de combustión.

Diseño.

Los hornos que presentan vaporización o reacción química requieren para el diseño o la simulación, una mayor exactitud que la de los hornos que solo transfieren calor sensible. Por ejemplo, si en el horno se presenta una vaporización, se requiere establecer un perfil de temperaturas en la pared de los tubos, para efectuar una evaluación correcta de los coeficientes de transferencia de calor. Si se tiene una reacción química, es más importante aún establecer el perfil de temperatura de pared, ya que la velocidad de reacción y el tiempo de residencia se ven afectados por este perfil. El perfil de temperaturas de pared de los tubos guarda, así mismo, una relación directa con el perfil de temperaturas de los gases de combustión a través de la cámara, al igual que con el flux de calor radiante.

Para el dimensionamiento adecuado de un horno sin-

reacción en el fluido de proceso, se requiere contar con un algoritmo de proposición de geometría que permita obtener una distribución de calor homogénea en la cámara de radiación, de acuerdo con:

- a) Carga de calor radiante.
- b) Criterios establecidos de la relación largo-ancho-alto del horno.
- c) Masa-velocidad recomendada del fluido de proceso.

Una vez establecida la geometría, es posible simular la sección de radiación empleando métodos de tipo global o de tipo riguroso. Entre los métodos de tipo global se puede mencionar Lobo-Evans(1), Wimpres(2), Kern(3), etc., los cuales con algunas simplificaciones del modelo matemático correspondiente y con ayuda de gráficas, permiten revisar el diseño térmico de la cámara de combustión. Para el diseño térmico de la sección de convección se puede utilizar el método de Torrijos(4).

Ya que se ha obtenido un dimensionamiento, es necesario verificar si la unidad cumple con los requerimientos de proceso hidráulica y térmicamente dentro de los tubos, es decir, se desean calcular los coeficientes de transferencia de calor y la caída de presión, esta última por un método riguroso. En caso de que la unidad se exceda por caída de presión, será necesario modificar el diseño. Una vez que la unidad se-

ha revisado, tanto térmica como hidráulicamente, se podría hacer un nuevo análisis térmico de la sección de radiación por un método riguroso.

La simulación térmica de la sección de radiación por un método riguroso, permite determinar si el área propuesta por un método global, corresponde a los requerimientos de absorción de calor necesarios para la operación del equipo.

Los métodos rigurosos como Hottel-Sarofim(5) y Siegel-Howell(6) permiten, por medio de modelos matemáticos complejos (que involucran la zonificación del equipo y que resuelven el problema por medio de balances de calor puntuales), obtener la distribución de temperaturas de pared de los tubos y los fluxes de calor en cada intervalo considerado del equipo. Es en éste caso donde la estimación de coeficientes de transferencia de calor y caídas de presión en forma puntual, tiene mayor importancia, ya que el perfil de temperaturas de pared y la distribución de fluxes de calor, permiten hacer un análisis mas riguroso del comportamiento del fluido de proceso y por lo tanto del comportamiento térmico e hidráulico de la unidad.

Como un ejemplo de la importancia de la estimación adecuada de la caída de presión, sobre todo en un horno en el que se vaporiza la corriente de proceso, se hará referencia al trabajo de M. Cordero(7). En éste se presenta el caso de -

los hornos de calentamiento de crudo de una Planta de Destilación atmosférica con capacidad de 110 000 B/D, cuya caída de presión de operación fué aproximadamente dos veces la caída de presión de diseño, ésto ocasionó una disminución en la capacidad de la planta de 2 800 B/D, que a precios internacionales del producto, representan \$ 4 325 000 dólares anuales. En dicho trabajo se presentan varias alternativas para la solución del problema. La alternativa más adecuada consistió en modificar el arreglo de la sección de convección. Esta solución aunque no permite disminuir la caída de presión lo suficiente para dejarla dentro de los límites permisibles, si logra que la planta opere a la capacidad de diseño.

El ejemplo anterior, nos permite tener presente la importancia del diseño adecuado de los calentadores a fuego directo, y en particular de la transferencia de calor y de la caída de presión en forma puntual, dentro de los tubos, de acuerdo con modelos de simulación térmica que consideren la distribución de fluxes de calor y temperaturas de pared.

En la presente tesis, se presentan las correlaciones de coeficientes de transferencia de calor y los métodos disponibles para el cálculo de caída de presión, en hornos con tubos verticales y horizontales. Se hace notar que ésta tesis, solo considera el caso de hornos en los que el fluido de proceso mantiene una composición constante, es decir, solo

se consideran el caso de cambio de calor sensible y el de vaporización, ambos sin reacción química.

CAPITULO II

Evaluación de coeficientes de transferencia de calor

La transferencia de calor hacia el fluido en el interior de los tubos en los calentadores a fuego directo, puede originar ó no un cambio de fase, es necesario entonces describir los fenómenos de transferencia de calor del fluido de proceso y su influencia en el diseño de los hornos.

La conveniencia de calcular los coeficientes de transferencia de calor dentro de los tubos, está en poder determinar exactamente el perfil de temperaturas del fluido y de la pared. En el capítulo anterior se hizo notar que en el caso de diseño de calentadores por el método de zonificación, la temperatura de pared cobra gran importancia, puesto que los balances de calor por radiación, están expresados en función de un perfil de temperaturas de los gases de combustión radiantes y el perfil de temperaturas en la pared de los tubos. El cálculo de éstos perfiles permite alcanzar los siguientes objetivos:

- a) Determinar adecuadamente las dimensiones del equipo.
- b) Seleccionar el espesor de la pared y pronosticar la vida útil del equipo, de acuerdo con el material del tubo más adecuado.

c) Predecir la formación de coke, ya que la presencia del mismo actúa como una resistencia adicional a la transferencia de calor.

La tendencia del fluido de proceso a coquizarse o descomponerse en la pared del tubo, es un factor limitante en el diseño de todos los calentadores. Esto limita la absorción de calor a valores entre 6 000 y 20 000 BTU/h ft², dependiendo de la operación. A medida que se deposita coke en la pared del tubo la temperatura en el mismo aumenta, hasta que el tubo adquiere una temperatura carcana a la de los gases de combustión, pudiendo llegar hasta el punto de falla del material. La formación de coke puede evitarse incrementando la velocidad del fluido y por lo tanto la transferencia de calor a través de la película del mismo.

A continuación se describen, los fenómenos de transferencia de calor durante la vaporización de un fluido dentro de un tubo.

El caso más general es cuando el fluido que se va a vaporizar está subenfriado y pueden presentarse los siguientes mecanismos de transferencia de calor:

- 1.- Transferencia de calor sensible (convección forzada sin cambio de fase).
- 2.- Inicio de ebullición cuando el fluido aún no alcanza su -

temperatura de saturación (este fenómeno corresponde a la ebullición local).

- 3.- Ebullición por nucleación.
- 4.- Transferencia de calor por convección forzada a través de una película de líquido con evaporación en la interfase líquido-vapor.
- 5.- Transferencia de calor por convección forzada a gotas arrastradas por el vapor, con evaporación en la interfase líquido-vapor y cuando las gotas chocan con una pared seca. Esta es la región de deficiencia de líquido.
- 6.- Convección forzada en vapor en una fase.

El flujo de un líquido y un gas en un tubo bajo condiciones isotérmicas da lugar a varios patrones de flujo, y en general, son alterados ligeramente bajo condiciones de transferencia de calor con evaporación(8).

Cuando el fluido entra subenfriado, la transferencia de calor y los patrones de flujo para flujo vertical ascendente, son como se muestra en la fig. 1.

La descripción de los mecanismos de transferencia, puede hacerse como sigue:

- A. La transferencia de calor por convección forzada en una fase(líquido subenfriado), se debe al movimiento del fluido-

por una fuente externa de energía. El fluido adyacente a la superficie caliente recibe calor, el cual es transmitido al seno del fluido por mezclado.

B. A medida que el fluido se calienta y su temperatura se acerca a la de saturación, se presenta el mecanismo de ebullición. Este mecanismo es similar al que se tiene en ebullición sin flujo o inundada, aún cuando se tenga circulación forzada. Cuando el flux de calor de la superficie se incrementa arriba de cierto valor, la transferencia de calor por convección, no es lo bastante fuerte para evitar que la temperatura de la pared se eleve arriba de la temperatura de saturación del fluido que circula. La pared a temperatura elevada sobrecalienta el fluido y activa los llamados sitios de nucleación, que consisten en pequeñas cavidades y canales que tiene la superficie interna del tubo, este fenómeno corresponde a la ebullición local. La nucleación ocurre solo en algunos lugares a los largo de la superficie caliente, mientras que la convección persiste alrededor. Las burbujas crecen rapidamente en la capa de líquido sobrecalentado cercano a la superficie, hasta que se separan y se mueven a través del seno del líquido más frío, estableciendose corrientes intensas de micro-convección.

Algunas de estas burbujas se destruyen en la super

ficie de calentamiento y otras se desplazan en el seno del líquido cediendo su calor latente, lo que ocasiona su destrucción.

- C. En algún sitio a lo largo del tubo, el líquido alcanza su punto de ebullición, activándose más sitios de nucleación e incrementándose el crecimiento, la rapidez y la frecuencia de formación de las burbujas; también aumentan las superficies de ebullición. Este fenómeno es la ebullición nucleada.

A calidades bajas de vapor (abajo de 5 a 8%)(9), - el flujo es de tipo burbuja. Debe mencionarse, sin embargo, que bajo ciertas condiciones el mecanismo de ebullición nucleada puede presentarse aún en fluidos subenfriados, y también en la película del líquido en el régimen de flujo anular.

- D. A calidades de vapor arriba de 5 a 10%(9), el flujo se vuelve anular con una película delgada de líquido en la pared y un núcleo de vapor, que puede o no contener gotas de líquido. Si existe ebullición nucleada en este régimen, la velocidad del núcleo de vapor puede ser tan alta y la turbulencia en la interfase líquido-vapor tan fuerte, que el mecanismo de transferencia de calor cambia de carácter. El calor es transferido por conducción a través de la película del líquido y la evaporación tiene lugar en la interfa-

se de la capa del líquido y el núcleo de vapor. El coeficiente calculado en esta región, depende fuertemente del flujo. Ya que ésta es una característica de la transferencia de calor sin ebullición, se considera para fines de cálculo que la ebullición nucleada no se presenta en esta región. Lo anterior da lugar al mecanismo de vaporización en convección forzada.

E. La condición de deficiencia de líquido se alcanza cuando en la película de éste se tiene una evaporación excesiva, arriba de 65 a 70%(8). Esto se debe a la ebullición por nucleación, si es que se está en este régimen, o al arrastre de la película de líquido por la alta velocidad del vapor, que se incrementa proporcionalmente a lo largo del tubo. Esta transición es acompañada por un aumento significativo de la temperatura de pared, por un descenso brusco en el coeficiente de transferencia de calor, para un flux de calor particular.

F. Finalmente se tiene la región de transición de líquido deficiente a vapor saturado seco.

La variación del coeficiente de transferencia de calor, para los mecanismos descritos, se detalla a continuación.

En la región de convección forzada en una fase, el

coeficiente es relativamente constante, cambiando solo ligeramente debido a la influencia de la temperatura en las propiedades físicas del líquido. Aumenta durante el régimen de ebullición y continua incrementándose en la región de convección forzada en dos fases, debido, al espesor reducido de la película de líquido y al incremento de la turbulencia ocasionada por la cantidad del vapor. En la región de deficiencia de líquido, el coeficiente se reduce bruscamente de un valor alto en la región de convección forzada, a un valor cercano al esperado para la transferencia de calor por convección forzada en un vapor saturado seco. A medida que la calidad se incrementa en esta región, la velocidad del vapor y el coeficiente aumentan. Por último, en la región de vapor en una fase, el coeficiente vuelve a ser el de convección forzada correspondiente.

Para la evaluación de coeficientes de transferencia de calor, se puede dividir el problema en como estimar los coeficientes en una fase y como en dos fases. En el caso de dos fases, su conocimiento es necesario, para el diseño cuidadoso de muchos equipos de proceso tales como: evaporadores, condensadores de refrigeración, rehervidores de columnas de destilación y también generadores de vapor de alta presión.

En los equipos mencionados la evaporación tiene lu

gar en tubos horizontales, pero el mecanismo de ebullición ha sido estudiado con mayor detalle en tubos verticales con flujo ascendente.

Los patrones de flujo en tubos horizontales en mezclas líquido-vapor, fueron estudiados por Alves(10), mismos que se muestran en la fig. 2. En la fig. 3, se muestran los patrones de flujo en un tubo horizontal calentado uniformemente y alimentado con un líquido subenfriado, a velocidades bajas (menores de 3 ft/s). Se puede ver que aunque muchos de los patrones son similares a los de flujo vertical (fig.1), la influencia de la gravedad produce distribuciones no uniformes de gas-líquido. Esto da lugar a tres patrones de flujo que implican la separación completa de las fases (estratificado, onda y slug). Desde el punto de vista de transferencia de calor, está la posibilidad de secado y mojado intermitente de las partes superiores del tubo en flujo onda, y el secado progresivo de la parte superior de la pared en flujo anular. A mayores velocidades del fluido la influencia de la gravedad es menos apreciable, la distribución de las fases se vuelve más simétrica y los patrones de flujo son más cercanos a los encontrados en flujo vertical(11).

A continuación se presentan las correlaciones de coeficientes de transferencia de calor.

En la región de subenfriamiento se recomiendan las

correlaciones de Sieder-Tate(2) para calentamiento y enfriamiento, principalmente para fracciones de petróleo, en tubos horizontales y verticales.

$$\frac{h D}{k} = 1.86 \left(\frac{DG}{\mu} \right) \left(\frac{C_p \mu}{k} \right) \left(\frac{D}{L} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{.14} \quad (2.1)$$

$$\frac{h D}{k} = 0.027 \left(\frac{DG}{\mu} \right)^{.8} \left(\frac{C_p \mu}{k} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{.14} \quad (2.2)$$

La ec. 2.1, tiene una desviación de $\pm 12\%$ para $Re = 10$ a $Re = 2100$ y la ec. 2.2, da desviaciones máximas de $+15$ y -10% para números de Reynolds arriba de 10 000.

Para el cálculo de los coeficientes de transferencia de calor en convección forzada a dos fases, se han publicado numerosas correlaciones, y las referencias (12,13,14) son algunos de los autores que han hecho análisis de las mismas.

Las correlaciones se pueden dividir en dos grupos básicos. En un grupo los coeficientes son expresados como una función del parámetro de Lockhart-Martinelli. Las ecuaciones del otro grupo contienen relaciones entre números adimensionales para calcular el coeficiente de transferencia de calor. Algunas de estas correlaciones dan la relación entre el coeficiente en dos fases con el de una fase. En general, se supone que este último es de la forma de la ecuación de Dittus-Boelter(15).

$$\frac{h_{L1} D}{k} = 0.023 (DG/\mu)^{.8} (C_p \mu/k)^{.4} \quad (2.3)$$

$$\frac{h_{L2} D}{k} = 0.023 (DG(1-x)/\mu)^{.8} (C_p \mu/k)^{.4} \quad (2.4)$$

La ec.2.3, es el coeficiente calculado como si todo el fluido fuera líquido y la ec.2.4, es el coeficiente calculado con el gasto real de líquido.

El parámetro de Lockhart-Martinelli(16) es:

$$1/X_{tt} = (x/1-x)^{.9} (\rho_L/\rho_G)^{.5} (\mu_L/\mu_G)^{.1} \quad (2.5)$$

Entre las correlaciones del primer grupo se tienen:

Dengler-Addoms(17).

Dengler fue el primer autor en presentar un estudio experimental completo de la transferencia de calor en dos fases. En ese trabajo se reconoce la existencia de una zona donde controla la convección y también que hay una zona de de eficiencia de líquido a altas fracciones de vapor.

El parámetro X_{tt} , según Dengler, es una función representativa de la fracción de vapor. Introduce correcciones de carácter cuantitativo para el efecto de la presión sobre el coeficiente en dos fases, en términos de viscosidad y densidad del líquido y del vapor, cuando no se presenta la ebu-llición nucleada.

$$h_{TP}/h_{L1} = 3.5 (1/X_{tt})^{.5} \quad (2.6)$$

Dengler propone también, un factor para el efecto de ebullición nucleada y una ecuación para predecir la diferencia de temperaturas necesaria para iniciar dicha ebullición. Sin embargo, se reconoce en su estudio que estas últimas ecuaciones, se obtuvieron con un número limitado de datos experimentales. La desviación de esta ecuación es $\pm 20\%$

Guerrieri-Talty(18).

De una manera similar a Dengler-Addoms, estos autores correlacionaron sus datos, mismos que fueron obtenidos para varios fluidos orgánicos. La diferencia entre los dos trabajos es que Guerrieri-Talty usaron el coeficiente calculado para el líquido presente en un punto (h_{L2} ec. 2.4).

$$h_{TP}/h_{L2} = 3.4 (1/X_{tt})^{.45} \quad (2.7)$$

Obtuvieron también un factor para el efecto de ebullición nucleada, con la condición de que se aplique si excede la unidad. La desviación de esta ecuación es $\pm 20\%$.

Schrock-Grossman(19).

Esta correlación es el resultado de un análisis dimensional de la ebullición por convección forzada. Se incluye un término Bo , que es el número de ebullición, con el cual se trata de considerar el efecto de ebullición nucleada.

$$Bo = q/h_{fg}G \quad (2.8)$$

Como se puede observar, el número de ebullición es el cociente de un flux de transferencia de calor y una masa-velocidad. Esto se debe a que el mecanismo de ebullición nucleada, se ve afectado por la diferencia de temperaturas existente entre el seno del líquido y la pared, mientras que la ebullición por convección forzada depende del grado de turbulencia en el fluido, la cual puede cuantificarse por su masa-velocidad.

$$h_{TP} = 170 k_L/D (DG/\mu)^{.8} (Cp\mu/k)_L^{1/3} (Bo + 1.5 \times 10^{-4} (1/X_{tt})^{.67}) \quad (2.9)$$

A bajos valores del número de ebullición, el coeficiente de transferencia de calor será independiente del mismo, mientras que a valores altos, el coeficiente será independiente del parámetro de Martinelli. La desviación de esta correlación es $\pm 35\%$.

Wright(14).

Wright presenta doce correlaciones diferentes obtenidas del análisis numérico de sus datos. Las correlaciones están expresadas en función de alguno de los números adimensionales siguientes: Re_L , Pr_L , Bo , Bo_m y X_{tt} . Bo_m es el número de ebullición multiplicado por la relación de densidad del líquido a densidad del vapor. Todas las correlaciones propues

tas por este autor tienen una desviación del 16%.

$$h_{TP}/h_{L1} = 2.72 (1/X_{tt})^{.581} \quad (2.10)$$

Bennett(14).

La ecuación de Bennett, es una modificación a la ecuación de Guerrieri-Falty, y el autor representa el coeficiente como una función del flux de calor. Para la región de ebullición, Bennett encontró que la correlación propuesta por Rohsenow(20) es aceptable para fluxes de calor mayores de 50-mil BTU/h ft². A fluxes menores (30 000 BTU/h ft²) sus datos sufren una desviación considerable, misma que fue atribuida a que la turbulencia producida por la convección forzada fue igual o mayor que la producida por el proceso de ebullición nucleada a estos fluxes bajos.

Chen(21).

Chen propuso una correlación en la cual la corrección por ebullición nucleada fue incorporada como un término-aditivo. Consideró que existen dos mecanismos básicos de transferencia de calor, que son:

- a). El mecanismo macroconvectivo ordinario de transferencia de calor que opera normalmente en flujo de fluidos, y
- b). El mecanismo microconvectivo asociado con la formación de burbujas y su crecimiento.

Se supone además, que estos mecanismos son aditivos en su contribución a la transferencia de calor.

Chen estableció que el mecanismo de macroconvección puede ser descrito por una ecuación de la forma de la de Dittus-Boelter:

$$h_{\text{mac}} = .023 k_{\text{TP}}/D (\text{Re}_{\text{TP}})^{.8} (\text{Pr}_{\text{TP}})^{.4} \quad (2.11)$$

donde el número de Prandtl, el de Reynolds y la conductividad, son valores efectivos asociados con el flujo en dos fases. Considerando que el número de Prandtl del líquido, del vapor y del fluido en dos fases son de la misma magnitud y ya que el calor es transferido a través de la película de líquido adherida a la pared, es de suponerse que las propiedades del líquido, tengan el efecto dominante. Se define el parámetro F:

$$F = (\text{Re}_{\text{TP}}/\text{Re}_{\text{L}})^{.8} = (\text{Re}_{\text{TP}}/(G(1-x)D/\mu))^{.8} \quad (2.12)$$

Este parámetro, que es la relación del Re en dos fases al Re del líquido, se correlaciona con el parámetro X_{tt} mismo que se muestra en la fig. 4.

Para el mecanismo de microconvección, se utiliza el análisis de Forster-Zuber(22). Este análisis se derivó para el caso de ebullición nucleada, considerando que el mecanismo microconvectivo es gobernado por la velocidad de crecimiento de las burbujas. En términos de ΔT y ΔP efectiva se tiene:

$$h_{mic} = .00122 k_L^{.79} C_{pL}^{.45} \rho_L^{.49} \mu_C^{.25} / \sigma^{.5} \mu_L^{.29} \lambda^{.24} \rho G^{.24} \Delta T_e^{.24} \Delta P_e^{.24} \quad (2.13)$$

Finalmente Chen define un factor de supresión, como la relación de sobrecalentamiento efectivo del fluido (ΔT_e) a sobrecalentamiento total de la pared (ΔT_{sat}):

$$S = (\Delta T_e / \Delta T)^{.99} \quad (2.14)$$

El factor de supresión (S), se aproxima a la unidad en flujos bajos y a cero en flujos altos. Chen sugiere que S puede representarse como función del número de Reynolds en -- dos fases, fig. 5. El coeficiente de transferencia de calor, se obtiene como una suma:

$$h_{TP} = F h_{mac} + S h_{mic} \quad (2.15)$$

La desviación promedio de esta correlación es ---
 $\pm 11\%$.

En el segundo grupo de correlaciones, basadas en -- números adimensionales se tienen:

Davis-David(23).

En esta investigación, los autores obtuvieron tres ecuaciones basadas en dos modelos de flujo.

El primer modelo corresponde a flujo anular y se -- tienen dos alternativas, una es utilizar la ecuación de la re

lación de desplazamiento de las fases(ec. 2.16), y la otra es usar una ecuación de holdup(fracción de área que ocupa el líquido)(ec. 2.17).

$$\alpha = v_G / v_L \quad (2.16)$$

$$R_L = A_L / A_T = A_L / (A_L + A_G) \quad (2.17)$$

En ese trabajo se hacen las siguientes suposiciones:

- a) No se presenta la ebullición nucleada.
- b) La transferencia de calor ocurre de la pared a la película y se puede cuantificar con el número de Reynolds y las propiedades del líquido.

Los autores partieron de la siguiente ecuación:

$$hD/k = a (DG_L/\mu_L)^b (Cp\mu/k)_L^c \quad (2.18)$$

La masa-velocidad del líquido en esta ecuación, -- puede relacionarse con la masa-velocidad del vapor por medio de la ecuación de continuidad para cada fase:

$$\rho_G v_G = G_G \quad (2.19)$$

$$\rho_L v_L = G_L \quad (2.20)$$

y por la relación de deslizamiento(ec. 2.17), se tiene:

$$hD/k = a/\alpha^{.87} (DG_G \rho_L / \mu_L \rho_G)^{.87} (Cp\mu/k)_L^4 \quad (2.21)$$

Finalmente de la evaluación de $a/\alpha^{.87}$, por medio -

de los datos experimentales, los autores obtuvieron:

$$hD/k = .060 (\rho_L/\rho_G)^{.28} (DGx/\mu_L)^{.87} (Cp\mu/k)_L^{.4} \quad (2.22)$$

La segunda correlación en términos de holdup es:

$$hD/k = .017 (D(1-x)G/\mu_L(1-R_G))^{.87} (Cp\mu/k)_L^{.4} \quad (2.23)$$

Para la tercera correlación usaron el modelo homogéneo, en el cual se supone que no hay deslizamiento de las fases y las propiedades de la mezcla pueden calcularse como:

$$v_{TP} = (x/\rho_G + (1-x)/\rho_L) G_t \quad (2.24)$$

$$1/\rho_{TP} = x/\rho_G + (1-x)/\rho_L \quad (2.25)$$

$$1/\mu_{TP} = x/\mu_G + (1-x)/\mu_L \quad (2.26)$$

La ecuación es:

$$hD/k = .033 (DG/\mu_{TP})^{.87} (Cp\mu/k)_L^{.4} \quad (2.27)$$

Las tres ecuaciones tienen una desviación de $\pm 15\%$.

API(25).

La correlación del American Petroleum Institute - (API), consiste en calcular dos coeficientes de transferencia de calor, uno corresponde a la fase líquida y otro al vapor, en ambos casos se considera que el fluido se encuentra en una fase, usando además las respectivas propiedades físicas. El coeficiente en dos fases, se obtiene ponderando cada uno de los coeficientes en función del porciento en peso de cada fa-

se.

Las ecuaciones para calcular el coeficiente del líquido son las 2.1 y 2.2.

El coeficiente del gas se calcula por:

$$hD/k = .0243 (DG/\mu_G)^{.8} (Cp\mu/k)_G^{.4} (\mu/\mu_w)^{.14} \quad (2.28)$$

La ecuación final es:

$$h_{TP} = x_L h_L + x_G h_G \quad (2.29)$$

Groothuis-Hendal(24).

La ecuación de Groothuis-Hendal, fue desarrollada para un sistema aire agua y es similar a la ecuación 2.27 de Davis-David. Ambas ecuaciones predicen coeficientes del mismo orden de magnitud.

$$hD/k = .029 (DG_L/\mu_L + DG_G/\mu_G)^{.87} (Cp\mu/k)^{.33} (\mu/\mu_w)^{.14} \quad (2.30)$$

De las correlaciones mencionadas se probaron las siguientes: Davis-David, Chen, Dengler-Addoms, Guerrieri-Talty, Schrock-Grossman y la del API.

CAPITULO III

Evaluación de caídas de presión

Se ha expuesto mediante un ejemplo en el capítulo I, la necesidad de evaluar la caída de presión en los calentadores a fuego directo, por un método riguroso.

En este capítulo, se presentan los métodos reportados en la literatura para dicho cálculo, sin perder de vista que éstos corresponden al caso de hornos con vaporización.

Entre los métodos más importantantes para el cálculo de la caída de presión se tienen los siguientes: Dittus---Hildebrand, Maker, Buthod y otros(26,27)(usados específicamente en hornos que manejan fracciones de petróleo); Lockhart---Martinelli, Dukler y Orkiszewski (métodos generales). De estos últimos, los métodos de Lockhart-Martinelli y Dukler, corresponden a flujo de fluidos en tubos horizontales y el método de Orkiszewski a flujo en tubos verticales.

Estos métodos proponen la evaluación por intervalos en el equipo, ya sea de la variación de presión con respecto a la longitud o la variación de presión con respecto a la entalpía.

En una forma breve se presentan a continuación los

métodos de Dittus-Hildebrand, Maker y Buthod, los cuales por las simplificaciones que hacen y las gráficas que emplean, originan resultados poco exactos por lo que no se consideran a adecuados para el cálculo riguroso de la caída de presión en los hornos.

Dittus-Hildebrand(28).

Este método, considera que la entalpía del fluido (H), es proporcional a la longitud del tubo. Partiendo de la ecuación de Fanning y de la de Bernoulli, los autores sustituyen el valor de la variación de presión con la longitud(dP/dL) por el de la variación de presión con la entalpía(dP/dH). Se emplean gráficas como: curva de destilación flash(cálculo de la fracción de vapor), curva de contenido de calor(evaluación de entalpías del fluido), carta de Cox(determinación de temperaturas de ebullición) y curva de porcentaje de vaporización - contra peso molecular entre otras.

Se evalúa la caída por fricciones y se adiciona la caída de presión debida al incremento de la velocidad, basada en un volumen específico medio.

Finalmente se lleva a cabo una integración gráfica de dP/dH vs. H desde la presión de salida, para evaluar la -- presión a la entrada del equipo.

Maker(29).

Maker presenta el método simplificado más completo, ya que considera los siguientes casos: el fluido es líquido a través de todo el equipo, flujo de gas sin y con cambios apreciables de densidad del fluido, y el caso que nos ocupa, líquido con cambio de fase a lo largo del equipo. Este autor emplea las ecuaciones de Ludwig(30).

El enfoque de este método es construir líneas de porcentaje de vaporización, en una gráfica presión-entalpía. Como en el método anterior, se usan gráficas como: carta de Cox, curva de vaporización flash y una gráfica de dP/dH vs. H , para obtener el valor de la caída de presión.

Maker modifica la forma de la ecuación de dP/dH , para el caso en que el término de energía cinética sea apreciable con respecto a la caída de presión total, incluye un término de velocidad, pero de tal forma que permite hacer la integración gráfica.

Buthod(31).

Buthod hace uso del balance de energía mecánica y de gráficas tales como: equilibrio de vaporización flash, TBP, diagrama de fases y la correlación de flujo a dos fases de Lockhart-Martinelli. Modifica la ecuación de balance mecánico de tal manera que al hacer la integración gráfica, la so

lución es que el área bajo la curva sea igual a la longitud del equipo.

Métodos generales.

A continuación se presentan en forma detallada, -- los métodos más importantes para evaluar la caída de presión en dos fases. La descripción de estos métodos, tiene por propósito plantear su aplicación en calentadores a fuego directo.

Antes de presentar los métodos, se discutirá brevemente la ecuación general para el cálculo de la caída de presión.

En general, la caída de presión tanto en una, como en dos fases, tiene contribuciones de tres efectos: fricción, aceleración y elevación.

$$(dP/dZ)_t = (dP/dZ)_f + (dP/dZ)_{ac} + (dP/dZ)_{el} \quad (3.1)$$

Un breve análisis nos permite obtener las diferentes expresiones de esta ecuación.

Si se tiene un horno con tubos horizontales y además el fluido entra subenfriado, el término de aceleración es despreciable y el de elevación es practicamente cero, por lo que solo se requiere calcular las pérdidas por fricción. Cuando se presenta el flujo en dos fases, se estiman las pérdidas

por fricción y por aceleración, ya que el término de elevación es cero como ya se mencionó.

Si el horno tiene tubos verticales y el fluido está subenfriado, se desprecia el término de aceleración. En el punto donde se presenta el flujo a dos fases, se deben evaluar los tres términos.

La evaluación de cada uno de estos términos en flujo a dos fases, se presenta de acuerdo al tratamiento dado por De Gance y Atherton(32), a cada uno de los métodos presentados.

Si el fluido entra subenfriado, se puede evaluar la caída de presión por medio de la ecuación de Darcy o la ecuación de Fanning. Ya que el planteamiento de los métodos de cálculo en flujo a dos fases, que se describen a continuación, es en términos de ecuaciones diferenciales, es necesario considerar una ecuación diferencial para la estimación de la caída de presión en una fase. De acuerdo con los resultados de Dukler, se tiene:

$$dP/dZ = f \rho_L v_{SL}^2 / 2 g_C D \quad (3.2)$$

La ecuación anterior es la ecuación de Darcy expresada en forma diferencial. La deducción de esta ecuación, está basada en el principio de similaridad: "dos sistemas de flujo con las mismas ecuaciones diferenciales y condiciones -

de frontera, tendrán la misma solución dimensional". Dukler aplica este principio para la obtención de las ecuaciones para flujo en dos fases.

Lockhart y Martinelli(16,32).

Este es un método empírico, desarrollado para sistemas aire-agua y está basado en las siguientes suposiciones:

- 1) La caída de presión estática de la fase líquida, debe ser igual a la caída de presión estática de la fase gaseosa, - sin importar el patrón de flujo.
- 2) El volumen ocupado por el líquido mas el volumen ocupado por el gas, en cualquier instante, debe ser igual al volumen total del tubo.

Para el desarrollo matemático de su correlación, - Lockhart-Martinelli consideran la relación de caídas de presión por fricción de las fases, como si cada fase ocupara por entero el tubo. La raíz cuadrada de esta relación, es el parámetro X de Lockhart-Martinelli.

$$X = ((dP/dZ)_L / (dP/dZ)_G)^{1/2} \quad (3.3)$$

Puesto que la caída de presión en dos fases es mayor que la caída de presión en una fase, estos autores definieron un parámetro ϕ , que es la relación entre la caída de presión en dos fases y la caída de presión en una fase.

$$\phi_L^2 = (dP/dZ)_{TP} / (dP/dZ)_L \quad (3.4)$$

$$\phi_G^2 = (dP/dZ)_{TP} / (dP/dZ)_G \quad (3.5)$$

Calculando la caída de presión en cualquiera de las fases y el parámetro ϕ , se puede calcular la caída de presión por fricción de las dos fases, por la siguiente expresión:

$$(dP/dZ)_f = (dP/dZ)_L \phi_L^2 \quad (3.6)$$

$$(dP/dZ)_f = (dP/dZ)_G \phi_G^2 \quad (3.7)$$

Para calcular el término ϕ , Lockhart y Martinelli reconocen tres mecanismos de flujo:

- a) Ambas fases en flujo laminar.
- b) Ambas fases en flujo turbulento.
- c) Una fase en flujo laminar y una en turbulento.

Estos mecanismos se determinan calculando el número de Reynolds superficial de cada fase. Si $Re < 2\,000$ el flujo es laminar y si $Re > 2\,000$ el flujo es turbulento.

Con el parámetro X y la fig. 6, se determina el valor de ϕ_L o ϕ_G .

Dukler(32,33).

El método de Dukler, como ya se mencionó, está ba-

sado en el análisis de similaridad. Además de plantear una correlación para estimar pérdidas por fricción, Dukler prestó particular atención al término de aceleración del fluido y -- consideró que la manera en que éste debe ser calculado, depende del patrón de flujo, o mejor aún, de la distribución de líquido y gas en el área de sección del tubo.

Adicionalmente a su desarrollo de ecuaciones, Du-- kler reunió una gran cantidad de datos experimentales, para -- después de una cuidadosa selección, comparar su método con -- las principales correlaciones usadas hasta entonces(14,34,35, 36,37). Así mismo, analiza las correlaciones(14,38 39) para -- el cálculo de la fracción del área de flujo ocupada por el líquido(holdup (R_L)). Del análisis estadístico de los resulta-- dos, el autor concluye que el método de Lockhart-Martinelli y los casos I y II planteados por él, son las mejores correla-- ciones. Recomienda también la correlación de Hughmark(39) pa-- ra el cálculo del holdup(R_L).

De los casos presentados por Dukler, dos son los -- más importantes, mismos que se explican a continuación.

Caso I. Flujo homogéneo o sin deslizamiento de las fases.

En este caso, la mezcla en dos fases es considera-- da como un solo fluido, cuyas propiedades son los promedios --

volumétricos de las fases. El concepto clave es el holdup volumétrico(λ) y se define como la relación del flujo volumétrico del líquido al flujo volumétrico total.

$$\lambda = Q_L / (Q_L + Q_G) \quad (3.8)$$

Con esta definición las propiedades físicas, densidad y viscosidad de flujo homogéneo se determinan como sigue:

$$\rho_{ns} = \rho_L \lambda + \rho_G (1 - \lambda) \quad (3.9)$$

$$\mu_{ns} = \mu_L \lambda + \mu_G (1 - \lambda) \quad (3.10)$$

$$R_L = \lambda \quad (3.11)$$

$$R_G = 1 - \lambda \quad (3.12)$$

Del análisis de Dukler se obtienen el número de Re y el número de Euler(Eu) para flujo homogéneo:

$$Re = DG / \mu_{ns} \quad (3.13)$$

$$Eu = (dP/dZ) \rho_{ns} D / G^2 = f / 2 \quad (3.14)$$

De esta última ecuación despejando dP/dZ , se determinan las pérdidas por fricción.

$$dP/dZ = f G^2 / 2 \rho_{ns} D \quad (3.15)$$

El cálculo del factor de fricción se puede hacer por la ecuación de Moody:

$$f = (1 / (2 \log(Re / (4.5223 - 3.8215))))^2 \quad (3.16)$$

Caso II. Deslizamiento constante de las fases.

En este caso Dukler define un término que es la relación entre la densidad de deslizamiento constante y la densidad sin deslizamiento.

$$\beta = (\rho_L/\rho_{ns}) \lambda/R_L + (\rho_G/\rho_{ns}) (1-\lambda)^2/(1-R_L) \quad (3.17)$$

Como se puede observar esta ecuación incluye el holdup(R_L) referido al área de flujo. La siguiente ecuación y la fig. 7, corresponden al cálculo de R_L de acuerdo con el método de Hughmark.

$$1/(1-x) = 1 - \rho_L/\rho_G (1 - K/(1 - R_L)) \quad (3.18)$$

En la fig. 7, se tiene un parámetro Z definido como:

$$Z = Re^{1/6} Fr^{1/8} / \lambda^{1/4} \quad (3.19)$$

Donde se tiene el número de Reynolds, el número de Froude y el holdup volumétrico, este último como ya se ha definido. El Re y el Fr son:

$$Re = D G / (R_L \mu_L + R_G \mu_G) \quad (3.20)$$

$$Fr = v_{ns}^2 / g_C D \quad (3.21)$$

Puesto que el número de Reynolds, está expresado en función del holdup(R_L), la resolución de la ec. 3.18 es iterativa. El procedimiento es el siguiente: se supone un R_L ,

se calculan Re , Fr y Z , se calcula el valor de Z y se lee el valor de K en la fig. 7, se sustituye este valor en la ec. -- 3.18, misma que se resuelve para R_L . El cálculo termina cuando el R_L calculado es aproximadamente igual al supuesto.

El número de Reynolds y el de Euler para el caso - II, se expresan mediante las ecuaciones:

$$Re = (\rho_L \lambda^2 / R_L + \rho_G (1-\lambda)^2 / (1-R_L)) D V_{ns} / \mu_{ns} \quad (3.22)$$

$$Eu = (dP/dZ) g_c \rho_{ns} D / G^2 \beta = f/2 \quad (3.23)$$

De la ecuación anterior se despeja dP/dZ , que es la pérdida por fricción.

El factor de fricción, se calcula de acuerdo a la ecuación desarrollada por Dukler. Esta ecuación relaciona el holdup volumétrico(λ), con el factor de fricción.

$$f = f_0 \alpha(\lambda) \quad (3.24)$$

El número de Reynolds definido por la ec. 3.22, se sustituye en la ecuación de Moody para tubos lisos(ec. 3.16).

La función que relaciona el factor de fricción con es:

$$\alpha(\lambda) = f/f_0 = 1 - \ln \lambda / \xi \quad (3.25)$$

Finalmente ξ es:

$$\xi = 1.281 + .478 \ln \lambda + .444(\ln \lambda)^2 + .094(\ln \lambda)^3$$

$$+ .0843 (\ln \lambda)^4 \quad (3.26)$$

Aunque en algunos casos, es suficiente calcular la caída de presión por fricción, se recomienda calcular también las pérdidas por aceleración, ya que si éstas son apreciables influirán en el cálculo total.

Para el caso de flujo homogéneo se tiene la siguiente ecuación:

$$AC = G V_G / g_C P \quad (3.27)$$

En el caso de deslizamiento se tiene la expresión:

$$AC = 1/g_C \Delta Z (G_G^2 \Delta(1/\rho_G R_G) + G_L/\rho_L \Delta(1/R_L)) \quad (3.28)$$

Esta última, requiere una solución iterativa por lo que se utiliza la forma propuesta por DeGance y Atherton:

$$AC = (G_L V_L / R_L + G_G V_G / R_G (1 - R_L / R_G)) / g_C P \quad (3.29)$$

La expresión final para la caída de presión total, en flujo horizontal es para ambos casos:

$$(dP/dZ)_t = (dP/dZ)_f / (1 - AC) \quad (3.30)$$

Donde $(dP/dZ)_f$ y AC son las definidas en cada caso.

Orkiszewski(40).

Este autor ha presentado el método más preciso, para calcular la caída de presión en flujo vertical a dos fases. Al igual que el método de Dukler, éste está basado en una —

gran cantidad de datos experimentales, lo que permite establecer fronteras confiables entre los patrones de flujo. El desarrollo de este método se basa en los trabajos de Griffith y Wallis(41), Duns y Ros(42) y Nicklin(43).

Los patrones de flujo considerados por Orkiszewski son: burbuja, slug, transición de slug-amular y anular-niebla. De acuerdo con éstos, Orkiszewski define cuatro parámetros de patrón de flujo que son los siguientes: número de burbuja N_{lb} , número de slug(N_{ls}), número de niebla(N_{lm}) y número de velocidad del gas(N_{gv}).

$$N_{lb} = 1.071 - .2218 v_{ns}^2 / D \quad (3.31)$$

$$N_{lb} \geq .13 \quad (3.32)$$

$$N_{ls} = 50 + 70 (v_{sL} (\rho_L / \sigma))^{.25} \cdot .75 \quad (3.33)$$

$$N_{lm} = 75 + 138 (v_{sL} (\rho_L / \sigma))^{.25} \cdot .75 \quad (3.34)$$

$$N_{gv} = 1.938 v_{sG} (\rho_L / \sigma)^{.25} \quad (3.35)$$

Los patrones de flujo se definen como sigue:

Flujo burbuja:

$$v_{sG} / v_{ns} < N_{lb} \quad (3.36)$$

Flujo slug:

$$v_{sG} / v_{ns} > N_{lb} \text{ y } N_{gv} < N_{ls} \quad (3.37)$$

Flujo de transición:

$$N_{lm} > N_{gv} > N_{ls} \quad (3.38)$$

Flujo niebla:

$$N_{gv} > N_{lm} \quad (3.39)$$

Para calcular la caída de presión por fricción, se aplican las ecuaciones correspondientes al patrón de flujo, - desarrolladas por Orkiszewski.

Flujo burbuja. En este caso se tienen las expresiones siguientes:

Densidad de las dos fases:

$$\rho_{ob} = R_L \rho_L + (1 - R_L) \rho_G \quad (3.40)$$

Holdup(R_L):

$$R_L = .5 - .625 V_{ns} + ((.5 + .625 V_{ns})^2 - 1.25 V_{sG})^{1/2} \quad (3.41)$$

Número de Reynolds:

$$Re_{ob} = 1488 \rho_L D V_{sL} / \mu_L R_L \quad (3.42)$$

Caída de presión por fricción:

$$(dP/dZ)_f = f \rho_L (V_{sL}/R_L)^2 / 2 g_C D \quad (3.43)$$

Flujo slug. Para este régimen se tienen ecuaciones más complicadas.

Densidad:

$$\rho_{os} = (G + \rho_L Vr) / (v_{ns} + Vr) + \Gamma \rho_L \quad (3.44)$$

En esta ecuación aparecen Vr (velocidad de crecimiento de la burbuja) y el parámetro Γ . El cálculo de éstos es como sigue:

Número de Reynolds:

$$Re_{os} = 1488 \rho_L D v_{ns} / \mu_L \quad (3.45)$$

Para calcular Vr, se determinan dos parámetros N1 y N2:

$$N1 = .572 \times 10^5 (-.35 + (.1225 + .04931 v_{ns} / D \cdot 5) \cdot 5) \quad (3.46)$$

$$N2 = .572 \times 10^5 (-.546 + (.2981 + .01849 v_{ns} / D \cdot 5) \cdot 5) \quad (3.47)$$

Las siguientes condiciones, determinan la ecuación con la que se calcula Vr:

$$\text{Si } Re > N1; Vr = (1.985 + 4.958 \times 10^{-5} Re_{os}) D \cdot 5 \quad (3.48)$$

$$\text{Si } Re < N2; Vr = (3.097 + 4.958 \times 10^{-5} Re_{os}) D \cdot 5 \quad (3.49)$$

$$\text{Si } N1 > Re > N2; Vr = .5 (\gamma + (\gamma^2 + 13.59 \mu_L / \rho_L D \cdot 5) \cdot 5) \quad (3.50)$$

$$\gamma = (11.423 + 4.958 \times 10^{-5} Re_{os}) D \cdot 5 \quad (3.51)$$

Se calcula Γ de acuerdo con:

$$\text{Si } v_{ns} < 10; \Gamma = (.0127 \log(\mu_L + 1) / D)^{1.415} -$$

$$.284 + .167 \log V_{ns} + .113 \log D \quad (3.52)$$

$$\begin{aligned} \text{Si } V_{ns} > 10; &= .0274 \log(\mu_L + 1)/D^{1.371} + \\ &.161 + .569 \log D - (.01 \log(\mu_L + \\ &1)/D^{1.571} + .397 - .63 \log D) \\ &\log V_{ns} \end{aligned} \quad (3.53)$$

El parámetro Γ tiene los valores límites siguientes:

$$\text{Si } V_{ns} < 10; \Gamma = -.065 V_{ns} \quad (3.54)$$

$$\text{Si } V_{ns} > 10 \quad \Gamma = V_r(G/\rho_L - V_{ns})/(V_r + V_{ns})V_{ns} \quad (3.55)$$

Estas restricciones eliminan discontinuidades entre patrones de flujo.

La expresión de pérdidas de fricción es:

$$\begin{aligned} (dP/dZ)_f = (f \rho_L V_{ns}^2 / 2 g_C D) (V_{sL} + V_r) / (V_{ns} + V_r) \\ + \Gamma \end{aligned} \quad (3.56)$$

Flujo de transición. Para este patrón, Orkiszewski sugiere una ponderación como sigue:

Densidad:

$$\rho_{ot} = t \rho_{os} + (1 - t) \rho_{om} \quad (3.57)$$

Pérdidas por fricción:

$$(dP/dZ)_f = t (dP/dZ)_{os} + (1 - t)(dP/dZ)_{om} \quad (3.58)$$

Donde t se calcula con la siguiente ecuación:

$$t = (N_{lm} - N_{gv}) / (N_{lm} - N_{ls}) \quad (3.59)$$

Como se observa, la densidad y la caída de presión por fricción para flujo de transición, son un promedio de los términos respectivos de los patrones de flujo slug y niebla.

Flujo niebla. El cálculo de $(dP/dZ)_f$ para flujo -- niebla es análogo al de flujo burbuja, empleando la densidad de flujo sin deslizamiento (ec. 3.9). La caída de presión se define en términos de fricción del gas.

$$(dP/dZ)_f = f \rho_G v_{sG}^2 / 2 g_C D \quad (3.60)$$

El factor de fricción se evalúa con el número de Reynolds definido como:

$$Re_{sG} = 1488 \rho_G D v_{sG} / \mu_G \quad (3.61)$$

Se incluye una corrección para la rugosidad relativa (ϵ/D), donde ϵ es la rugosidad absoluta, evaluada por Duns y Ros. Para el cálculo de ϵ/D , se define el parámetro N_w .

$$N_w = 4.52 \times 10^{-7} (v_{sG} \mu_L / \sigma)^2 (\rho_G / \rho_L) \quad (3.62)$$

$$\text{Si } N_w > .005; \epsilon/D = .38537 \sigma N_w^{.302} / (\rho_G v_{sG}^2 D) \quad (3.63)$$

$$\text{Si } N_w < .005; \epsilon/D = .074958 \sigma / (\rho_G v_{sG}^2 D) \quad (3.64)$$

Los límites de ϵ/D son: $10^{-3} \leq \epsilon/D \leq .5$.

En todos los patrones de flujo se estima el factor de fricción con la ecuación de Colebrook:

$$1/\sqrt{f} = -2 \log(\epsilon/3.7D + 2.51/Re f^{1/2}) \quad (3.65)$$

Para todos los casos en este método, el término de aceleración es:

$$AC = G V_{SG}/g_C P \quad (3.66)$$

La caída de presión por elevación es por definición:

$$(dP/dZ)_{el} = \theta \rho (g/g_C) \quad (3.67)$$

La ecuación se aplica a todos los patrones de flujo, donde la densidad (ρ), es la definida en cada patrón. El ángulo de inclinación θ , toma el valor de 0 en flujo horizontal, 1 en flujo vertical ascendente y -1 en flujo vertical descendente.

Una vez definidos los términos de la ec. 3.2, se tiene la expresión general para el cálculo de la caída de presión total en flujo vertical.

$$(dP/dZ)_t = ((dP/dZ)_f + \theta \rho g/g_C)/(1 - AC) \quad (3.68)$$

Dada la gran cantidad de datos experimentales, empleados para su comprobación, es de esperarse que los métodos de Dukler y Orkiszewski, sean los más apropiados para evaluar la caída de presión de los calentadores a fuego directo, siempre y cuando, se considere también la variación de la temperatura del fluido respecto a la longitud del equipo.

Uno de los aspectos más importantes, que se presen

tan en flujo a dos fases, es el "flujo crítico". Este problema, se observa sobre todo, en el caso de hornos, cuando se --
tienen operaciones al vacío. El flujo crítico se tiene debido
a cambios bruscos en el diámetro de los tubos. Estos cambios--
obedecen en hornos que trabajan al vacío, a condiciones de di--
seño como lo es la caída de presión. Se requiere entonces, ve--
rificar que no se presente este tipo de flujo.

El flujo crítico se alcanza cuando en un punto del
sistema, se tiene un incremento en volumen específico del --
fluido, para una disminución pequeña en presión, tan grande --
que la entalpía y la presión no pueden disminuirse simultá--
neamente en una sección dada del tubo. Esta condición ocurre--
en el sistema, en el punto donde la energía disponible para --
mover el fluido a través del tubo, es consumida totalmente --
por la aceleración del fluido, y por lo tanto no se tiene e--
nergía disponible para disipación por fricción. Se requiere --
más energía para expandir el fluido, que la que se produce --
por la disminución de presión del mismo. Este flujo es simi--
lar al flujo sónico que se tiene en fluidos gaseosos, pero no
es exactamente lo mismo.

La velocidad del sonido en flujo a dos fases, es -
difícil de caracterizar. Por otro lado, el concepto de flujo-
crítico es una limitación termodinámica, ya que al tenerse --
flujo crítico, no es posible aumentar el gasto del fluido. Lo

anterior puede expresarse con las condiciones siguientes:

$$dz/dP = 0 \quad (3.69)$$

$$-dP/dz = \infty \quad (3.70)$$

Para calcular la velocidad crítica se tienen dos formas, de acuerdo con los métodos de Dukler y Orkiszewski -- presentados anteriormente.

Flujo homogéneo.

Si el término de aceleración de la ec. 3.30, AC se aproxima a la unidad, el gradiente de presión se hace muy grande. Para calcular la velocidad crítica (V_{crit}), sea $AC=1$.

$$AC = G V_{SGcrit} / g_C P_{crit} = 1 \quad (3.71)$$

$$V_{crit} = P_{crit} g_C / G \quad (3.72)$$

Debido a la definición de flujo homogéneo, la velocidad crítica es también la velocidad sónica. Las ecuaciones anteriores se aplican tanto al caso I de Dukler, como al método de Orkiszewski.

Flujo con deslizamiento constante.

Si en la ec. 3.29, que es la expresión para flujo con deslizamiento constante, se hace $AC = 1$, se obtiene la siguiente expresión:

$$AC = ((G_L V_{SLcrit} / R_L) + (G_G V_{SGcrit} / R_G))(1 -$$

$$R_L/R_G)/g_C P_{crit} \quad (3.73)$$

Dividiendo entre G, resolviendo para el término --
P_{crit} g_C/G y definiendo la velocidad crítica (V_{crit}) se tiene:

$$P_{crit} g_C/G = V_{crit} \quad (3.74)$$

$$V_{crit} = (G_L/G)(V_{sLcrit}/R_L) + \\ (G_G V_{sGcrit}/R_G)(1 - R_L/R_G)/g_C P_{crit} \quad (3.75)$$

Ya que la calidad del vapor x es:

$$x = W_G/W_t \quad (3.76)$$

La ecuación final es:

$$V_{crit} = (1 - x)(V_{sLcrit}/R_L) + \\ x(V_{sGcrit}/R_G)(1 - R_L/R_G) \quad (3.77)$$

Las ecuaciones de velocidad crítica, describen las condiciones del fluido en un punto, lo que resulta acorde con los métodos propuestos de Dukler y Orkiszewski.

CAPITULO IV

Algoritmo de cálculo

El objeto de este algoritmo, es determinar en cada paso del calentador, el perfil de temperaturas del fluido y de pared, así como el de presiones del fluido dentro de los tubos, ya sea en posición vertical u horizontal. Esto obedece a que no necesariamente se tienen los mismos perfiles a través de cada paso del calentador, ya que debe tomarse en cuenta, que la absorción de calor radiante, depende de la distribución de los pasos dentro del horno.

Se hace el cálculo de manera rigurosa, empleando los resultados de la zonificación como son: flux de calor y temperatura de pared por zona. Se requiere además contar con la geometría propuesta para el horno. Finalmente se plantea el uso de esta secuencia mediante un programa de computadora.

Con objeto de entender la aplicación de la zonificación, se presentan en las figuras 8 y 9, la forma en que se puede zonificar un horno cilíndrico y un horno de caja. La zonificación, es similar en hornos de tipo celda(fig. 11). Se presenta además en la fig. 10, la disposición posible de los pasos en un horno de tipo caja.

Diagrama de bloques del programa.

En la fig. 12, se presenta el diagrama de bloques-propuesto para esta secuencia de cálculo. A continuación se describen las partes de que consta dicho diagrama.

A. Información necesaria.

1. Características y condiciones de operación del fluido.

Dentro de esta información se encuentran flujo, composición, presiones y temperaturas a la entrada y a la salida del equipo (fijando las presiones en términos de la caída de presión permisible y tomando como base la presión de salida).

2. Geometría del horno.

Correponde básicamente al número de pasos, número de tubos por paso, diámetro y longitud de los tubos.

3. Distribución o perfiles de fluxes de calor y temperaturas de pared en las zonas del equipo.

B. Inicialización de variables y evaluación de propiedades físicas.

Las condiciones iniciales, estarán definidas por la presión y temperatura del fluido de proceso a la salida del equipo, puesto que el cálculo se hace de la salida hacia la entrada. La evaluación de propiedades físicas y equilibrio físico, se hace a las condiciones iniciales, por medio de un-

paquete de cálculo externo al programa, pero que está integrado a él.

C. Definición de número de veces que se efectúa el cálculo.

Esta definición corresponde al número de pasos que tiene el calentador pudiendo ser uno, dos, cuatro, seis u ocho, si se tienen tubos horizontales. Si se tienen tubos verticales, esta definición se hace con el número de tubos por paso. Aunque el calentador con tubos verticales tenga varios pasos, el flujo se distribuye uniformemente en cada uno de ellos, esto implica que el análisis de uno de los mismos será representativo de todo el calentador.

D. Repetición del cálculo tantas veces como zonas se tengan.

Si se tienen tubos horizontales, cada zona presentará un cierto número de tubos del total del calentador. Si los tubos son verticales, cada zona corresponderá a una longitud determinada del tubo.

Los pasos C y D permitirán calcular los valores de temperatura($T(i+1)$) y presión($P(i+1)$), a la salida de cada zona del calentador.

E. Determinación del número de intervalos de la zona, cálculo del área de transferencia de calor y de la longitud equivalente del intervalo.

Con objeto de que el cálculo sea lo más preciso po

sible, se subdivide cada zona del calentador en intervalos de longitud, mediante un criterio externo. Este criterio se aplica solo en hornos con tubos horizontales, ya que al zonificar los tubos verticales, éstos se han subdividido en tantos tramos como número de zonas se hayan considerado.

La subdivisión en intervalos consiste en efectuar el cálculo de tres formas posibles: tomar como intervalo la longitud de un tubo, hacer el intervalo igual a la mitad de la longitud y considerar el intervalo como un tercio de la longitud(fig. 13).

Una vez determinado el número de intervalos, se calcula el área de transferencia externa.

La longitud equivalente del intervalo, se calcula como la longitud de tramo recto mas la longitud equivalente de los codos.

F. Repetición del cálculo tantas veces como intervalos se tengan.

G. Cálculo de la entalpía del fluido al final del intervalo.

Este cálculo tiene por objeto, determinar la temperatura y propiedades físicas del fluido en dicho punto.

Es interesante hacer notar que mientras que en hornos con tubos horizontales, el flux de calor en una zona afecta a un número de tubos, en hornos con tubos verticales, un -

solo tubo recibe distintos fluxes, lo anterior ha sido considerado en este algoritmo, para el cálculo de la entalpía.

H. Suposición de la presión de salida del intervalo.

Ya que la relación entre la temperatura y la entalpía del fluido es de la forma $T = T(H,P)$, se requiere suponer una presión a la salida del intervalo. Adicionalmente la presión depende de la trayectoria del fluido dentro de los tubos. La forma más simple de suponer la presión, es considerar una relación lineal entre la longitud del equipo y la presión. Los primeros cálculos se harán de esta manera, pudiendose hacer un estimado más aproximado por un polinomio de Lagrange, como se explicará más adelante.

I. Propiedades físicas y temperatura al final del intervalo.

En este punto se calcula la temperatura, con la entalpía calculada y la presión supuesta. Una vez obtenida la temperatura, se calculan las propiedades físicas del fluido al final del intervalo.

J. Evaluación de la caída de presión en el intervalo.

El cálculo de la caída de presión en el intervalo, se realiza conforme a los métodos de Dukler(Caso II) y Orkiszewski, discutidos en el capítulo anterior. Puesto que se desea conocer la presión final del intervalo, es necesario resolver el problema con un método numérico. En este caso se es

cogio el método de la línea tangente o método de Euler(44,45). Este método puede explicarse de la siguiente manera: dadas — las condiciones iniciales de la ecuación diferencial (x_0, y_0) y la pendiente de la línea tangente a la solución $\varnothing'(x_0)$, es posible obtener un valor aproximado de la solución y_1 , con la ecuación:

$$y_1 = y_0 + \varnothing'(x_0)(x_1 - x_0) \quad (4.1)$$

y en general:

$$y_{n+1} = y_n + \varnothing'(x_n)(x_{n+1} - x_n) \quad (4.2)$$

Esta expresión aplicada en el caso que nos ocupa, es el siguiente:

$$P(i+1) = P(i) + (dP/dZ) \Delta Z \quad (4.3)$$

Para la solución de las ecuaciones de factor de fricción de Colebrook y holdup de Hughmark, se usa el método de Newton-Raphson(45), con el que se obtienen las raíces de estas ecuaciones. Este método consiste en determinar una tangente a una curva en un punto $(x_0, f(x_0))$, esta tangente intercepta el eje de las abscisas, lo que genera un punto x_1 , el — cual se toma como primera aproximación de la raíz, de tal manera que se puede deducir la ecuación:

$$x_1 = x_0 - f(x_0)/f'(x_0) \quad (4.4)$$

en general (fig. 15):

$$x_{n+1} = x_n - f(x_n)/f'(x_n) \quad (4.5)$$

Para resolver la ecuación de factor de fricción - (ec. 3.65), se requiere hacer un cambio de variable, que es el siguiente:

$$x = 1/\sqrt{f} \quad (4.6)$$

Con esta sustitución, se puede resolver la ecuación en forma más sencilla. Una vez encontrado el valor de la raíz, el factor de fricción será:

$$f = 1/x^2 \quad (4.7)$$

En la fig. 16, se muestra el diagrama de flujo de la solución de esta ecuación.

La ecuación de holdup de Hughmark, se resuelve de acuerdo a los resultados de DeGance y Atherton(32). De la gráfica de Hughmark(39)(K vs. f), éstos obtuvieron dos correlaciones(K = K(f)). Estas correlaciones son:

Para $f < 10$;

$$K = -.16367 + .31037f - .3525f^2 + .001366f^3 \quad (4.8)$$

Para $f > 10$;

$$K = .75545 + .003585f - .1436f^2 \quad (4.9)$$

La ecuación a resolver es la siguiente:

$$R_L = 1 - (1 - \lambda) K \quad (4.10)$$

Puesto que K es función de d , la cual es función - de R_L , la relación es implícita.

Se define F , tal que:

$$F = R_L - 1 + K(1 - \lambda) = 0 \quad (4.11)$$

La ecuación de Newton-Raphson a resolver es:

$$R_L(i+1) = R_L(i) - (F/(dF/dR_L))(i) \quad (4.12)$$

Para obtener $F'(dF/dR_L)$, se necesitan las siguientes derivadas: (dd/dR_L) , $(dK/d\lambda)$ y (dF/dR_L) . Esta última derivada es:

$$dF/dR_L = 1 + (1 - \lambda)(dK/d\lambda)(dd/dR_L) \quad (4.13)$$

Como primera aproximación, se sugiere $R_L = 1$. El diagrama de flujo de este cálculo se presenta en la fig. 17.

K. Comparación entre la presión supuesta y la calculada.

Ya que se ha calculado la presión al final del intervalo, se compara con la presión supuesta con respecto a una tolerancia (ϵ).

La forma de esta comparación es:

$$|P_s - P_c|/P_s \leq \epsilon \quad (4.14)$$

Si no se cumple esta condición, el algoritmo pasa a un bloque de convergencia, de otro modo se continua con el cálculo de coeficientes de transferencia de calor.

M. Bloque de convergencia.

En este paso se tienen dos formas de suponer nuevos valores de presión, además de la relación lineal antes mencionadas. La primera de ellas corresponde a la sustitución directa del valor calculado por el nuevo valor supuesto. Los valores calculados que cumplen con la tolerancia se almacenan en dos vectores, uno contiene las presiones y el otro las longitudes correspondientes del equipo. Ya que se han almacenado cuatro valores, se aplica el segundo método que es el de interpolación de Lagrange(45). Aunque este método es de interpolación, se usa en este algoritmo para extrapolar valores, — siendo su aplicación satisfactoria. El método se explica como sigue: teniendo una serie de valores conocidas, se puede establecer un polinomio de orden N, tal que la curva representada por éste, pase a través de todos los puntos. El valor deseado se encuentra mediante la suma de los coeficientes de dicho polinomio.

Las expresiones del método de Lagrange, son las siguientes:

$$y = \sum_{i=1}^n a_i y_i \quad (4.15)$$

$$a_i = \prod_{\substack{j=1 \\ j \neq i}}^n (x - x_j) / (x_i - x_j) \quad (4.16)$$

donde x es el valor de la variable independiente, y es el valor calculado por el polinomio(fig. 18).

N. Cálculo del coeficiente de transferencia de calor dentro de tubos.

En el cálculo de este coeficiente, se consideran todas las resistencias a la transferencia de calor que se tienen dentro de los tubos. Las resistencias son: el coeficiente de transferencia de calor de la película del fluido (h_{io}), el factor de ensuciamiento del mismo(R_d) y la resistencia debida al metal(x/k). Lo anterior se representa con la expresión:

$$h = 1 / (1/h_{io} + R_d + x/k) \quad (4.17)$$

O. Cálculo de la temperatura de pared(T_{w_1}), presión final de la zona(P_1) y temperatura(T_1) final de la zona.

En este punto se calcula la temperatura de pared con objeto de comprobar si la temperatura propuesta externamente a esta secuencia, es la misma. La temperatura se calcula con la ecuación:

$$T_{w_1} = T_1 + (q/A)/h \quad (4.18)$$

donde T_1 es la temperatura promedio del fluido de proceso, en la zona.

La presión y temperatura finales de la zona se obtienen con los procedimientos descritos en la sección D.

P. Nueva inicialización de variables.

La inicialización de variables consiste en hacer - las condiciones finales de la zona i, iguales a las condiciones iniciales de la zona i+1.

$$P(i+1) = P(i) \quad (4.19)$$

$$T(i+1) = T(i) \quad (4.20)$$

Q. Impresión de resultados.

Una vez que se han barrido todos los pasos o tubos y zonas, se procede a la impresión de resultados. Estos son: presiones y temperaturas del fluido de proceso, coeficientes de transferencia de calor, temperaturas de pared por zona, -- caídas de presión por zona y por paso.

El listado del programa se muestra en el apéndice.

CAPITULO V

Ejemplo numérico

Con objeto de mostrar la aplicación y la variación de las correlaciones de coeficientes de transferencia de calor, y de los métodos de Dukler(Caso II) y Orkiszewski, tratados en los capítulos II y III, se presentan las condiciones de operación y los resultados del cálculo, para dos ejemplos.

Puesto que el método de Dukler, ha sido comprobado ampliamente, se ha empleado en este trabajo para ilustrar su aplicación, en la evaluación de la caída de presión de un calentador a fuego directo, diseñado por un fabricante. Este primer ejemplo, es un horno de celda con tubos horizontales en la sección de radiación. Se ha considerado además, una distribución de fluxes de calor en la cámara de radiación.

Deseando establecer y ya que no se ha verificado, la precisión del método de Orkiszewski, para la evaluación de la caída de presión en un horno con tubos verticales, el segundo ejemplo tiene por objeto determinar el porcentaje de error del método, comprobándolo con un equipo que se encuentra en operación. En este caso se ha considerado un horno cilíndrico, con un flux de calor promedio en la cámara de radiación.

Ambos ejemplos corresponden a hornos de Plantas de

Destilación Atmosférica.

Los resultados se presentan en forma de tablas y gráficas. Estas últimas se han elaborado de la siguiente manera: Las gráficas 5.1 y 5.4, muestran los valores de los coeficientes de película, en las gráficas 5.2 y 5.5, se muestra el valor del coeficiente parcial de transferencia de calor, finalmente las gráficas 5.3 y 5.6 muestran la variación de presión y temperatura del fluido y de pared, éstas últimas obtenidas para cada una de las correlaciones mencionadas al final del capítulo II. Estas variables se han graficado contra porcentaje de longitud y se ha establecido además, una escala adicional para el porcentaje de vaporización.

Análisis de resultados.

Para el análisis de resultados, se han dividido las gráficas del horno cilíndrico en dos partes, una corresponde a la sección de convección y la otra a la de radiación. Esto obedece a que se tiene un cambio de diámetro de 4.5" (convección) a 6" (radiación). En el horno de celda, todo el equipo presenta tubos de 6".

Transferencia de calor.

De las gráficas 5.1 y 5.4, se observa que las correlaciones predicen coeficientes en orden de magnitud decreciente, de la siguiente manera: Davis-~~David~~(DD), Dengler-A---

ddoms(DA), Guerrieri-Talty(GT), Chen(CH), Schrock-Grossman(S-G) y American Petroleum Institute(API), para vaporizaciones mayores de 10%; para vaporizaciones entre 4 y 10%, el orden es: Dengler-Addoms, Guerrieri-Talty, Davis-David, Chen, API y Schrock-Grossman. A vaporizaciones menores de 2%, las ecuaciones de Dengler-Addoms y Guerrieri-Talty, predicen coeficientes más bajos que las ecuaciones de API y Chen, mientras que, la ecuación de Davis-David predice coeficientes bajos a vaporizaciones menores de 4%, y la ecuación de Schrock-Grossman desde vaporizaciones menores a 10%.

En las gráficas 5.2 y 5.5, se tiene que el comportamiento del coeficiente parcial dentro de tubos, es el mismo.

En la gráfica 5.3, en el caso en que se ha considerado una distribución de fluxes de calor en la cámara de radiación, la temperatura del fluido tiene una variación pronunciada y las temperaturas de pared experimentan aumentos y descensos, en toda la sección donde se presenta la vaporización. Encontrándose además, que las temperaturas de pared calculadas con las correlaciones de Davis-David, Dengler-Addoms, Guerrieri-Talty y Schrock-Grossman, son muy altas a vaporizaciones menores de 4%.

La gráfica 5.6, muestra que cuando el cálculo de temperaturas del fluido y de pared, se hace considerando un -

flux constante en toda la cámara de radiación, los perfiles de temperaturas descienden en forma casi lineal. Se observa también que en la sección de convección, donde se tienen vaporizaciones bajas, las correlaciones mencionadas en el parrafo anterior, predicen temperaturas de pared altas, a excepción de las correlaciones del API y Chen.

Flujo de fluidos.

En el ejemplo, en el que se ha aplicado el método de Dukler(Caso II), la gráfica 5.3 muestra que el perfil de presiones con respecto a la longitud, consta de una parte en la que la variación de presión, es practicamente una línea recta, esto identifica la región del equipo donde se tiene el fluido en fase líquida. En la región de flujo en dos fases, el perfil toma la forma de una curva. En este equipo la vaporización se tiene en la sección de radiación.

La aplicación del método de Orkiszewski, en el horno cilíndrico, produce el perfil de presiones con respecto a la longitud, presentado en la fig. 5.6. El perfil en cierto modo no es continuo, siendo esto atribuible a que como ya se mencionó, hay un cambio de diámetro de la sección de convección a la de radiación. Existiendo también el hecho de que la vaporización, se inicia en la sección de convección.

INFORMACION DE ENTRADA AL PROGRAMA

HORNO DE LA TORRE ATMOSFERICA

CONDICIONES DE OPERACION DE LA UNIDAD

HORNO TIPO CELDA

CARGA TERMICA (MMBTU/H) 241.20

ENTRADA

SALIDA

*FLUJO TOTAL (LB/H)	1106908.00	1106908.00
% DE VAPORIZACION	.00	20.00
TEMPERATURA (F)	406.00	714.00
**PRESION (PSIA)	142.70	42.70

GEOMETRIA, DISTRIBUCION DE FLUXES DE CALOR,
TEMPERATURAS DE PARED Y NUMERO DE TUBOS POR ZONA

SECCION DE CONVECCION

DIAMETRO TUBOS (IN)	EXTERNO 6.625	INTERNO 6.065
NUMERO DE PASOS	4	
NUMERO DE TUBOS	80	
LONGITUD DEL TUBO (FT)	90.0	
POSICION TUBOS	HORIZONTAL	

PASO	ZONA	Q/A (BTU/H-FT ²)	TW (F)	NO. TUBOS
1	1	4715.0	500.00	20

RESULTADOS DEL PROGRAMA (PERFILES DE TEMPERATURA Y PRESION)

SECCION DE CONVECCION

PASO		PRESION (PSIA)	TEMPERATURA (F)
1	ENTRADA	160.38	409.20
1	SALIDA	140.06	495.57

TEMP. DE PARED, COEF. DE TRANSFERENCIA DE CALOR Y CAIDA DE PRESION EN LA SECCION

PASO	TW (F)	HIO (BTU/H-FT ² -F)	DP (PSI)	SUMA DP
1	512.30	82.60	20.32	20.32

SECCION DE RADIACION

PASO	ZONA	PRESION (PSIA)	TEMPERATURA (F)
1	1	140.06	495.60
1	2	134.85	527.90
1	3	129.58	573.90
1	4	122.58	626.90
1	5	107.93	684.40
1	6	86.74	708.20
1	7	42.70	714.00

TEMP. DE PARED, COEF. DE TRANSFERENCIA DE CALOR Y CAIDA
DE PRESION EN LA SECCION

PASO	ZONA	TW (F)	HIO (BTU/H-FT ² -F)	DP (PSI)	SUMA DP
1	1	590.16	97.20	5.21	25.53
1	2	660.80	103.60	5.27	30.80
1	3	725.60	108.90	7.00	37.80
1	4	796.60	112.50	14.66	52.46
1	5	777.40	116.90	21.18	73.64
1	6	760.30	118.80	44.04	117.68

CAIDA DE PRESION TOTAL (PSI) 117.68

COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR (DOS FASES)
(BTU/H-FT²-F)

VAP.	H(API)	H	H(DD)	H	H(DA)	H
.1913	250.97	126.27	1111.38	208.45	954.47	202.21
.1444	247.90	126.08	808.72	194.78	770.14	192.45
.1204	237.82	123.42	665.98	185.22	679.41	186.24
.1029	233.96	122.37	565.16	176.46	612.49	180.82
.0869	231.28	121.63	486.65	168.24	560.54	176.01
.0755	227.42	120.56	415.62	158.64	508.57	170.54
.0641	223.91	119.56	337.62	145.78	462.47	165.02
.0543	220.65	118.63	301.56	138.62	421.08	159.43
.0458	213.56	116.55	256.56	128.28	383.82	153.77
.0358	209.11	115.21	203.38	113.45	336.06	145.49
.0274	204.85	113.90	158.24	97.87	291.98	136.56
.0203	200.76	112.63	119.76	81.65	250.01	126.62
.0143	198.64	111.96	87.21	65.08	210.01	115.48
.0095	196.38	111.24	60.08	48.68	171.61	102.83
.0061	193.12	110.18	40.11	34.69	138.09	89.77
.0033	189.89	109.12	23.28	21.34	103.43	73.71
.0011	186.69	108.06	9.06	8.75	63.03	50.60

COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR (DOS FASES)
(BTU/H-FT²-F)

VAP.	H(GT)	H	H(SG)	H	H(CH)	H
.1913	763.48	198.64	281.12	134.14	669.24	185.47
.1444	659.12	184.68	235.07	122.67	522.10	172.03
.1204	602.16	179.91	233.12	122.14	452.96	163.79
.1029	557.19	175.68	217.52	117.72	404.18	156.94
.0889	520.92	171.90	215.95	117.26	368.35	151.23
.0755	482.69	167.52	211.98	116.08	333.89	145.08
.0641	446.75	162.97	203.12	113.37	304.74	139.29
.0543	414.23	158.44	199.92	112.36	279.82	133.84
.0458	383.61	153.74	194.62	110.67	259.97	129.13
.0358	342.72	146.73	190.01	109.16	234.85	127.61
.0274	303.67	139.07	184.39	107.28	214.98	116.97
.0203	265.19	130.40	178.05	105.11	213.38	116.49
.0143	227.38	120.55	168.57	102.09	201.74	112.94
.0095	190.00	109.16	135.48	86.66	198.66	111.96
.0061	156.42	97.17	124.40	83.78	196.27	111.20
.0033	120.66	82.07	113.64	78.76	193.56	110.33
.0011	77.25	59.37	102.60	73.29	190.83	109.43

TEMPERATURAS DE PARED (F) (DOS FASES)

TF	TW(API)	TW(DD)	TW(DA)	TW(GT)	TW(SG)	TW(CH)
714.00	764.93	741.34	742.18	742.78	756.40	744.73
713.20	758.41	742.40	742.81	744.06	759.66	746.33
712.50	758.68	743.27	743.10	744.18	759.16	747.30
711.10	757.67	743.40	742.62	743.54	759.52	747.42
708.20	783.01	762.28	759.90	761.13	785.80	768.37
702.60	778.07	759.96	755.96	756.92	780.99	765.32
696.70	772.60	759.12	751.84	752.53	776.96	762.03
690.60	767.50	756.24	747.67	748.03	771.50	756.59
684.40	816.53	804.45	784.55	784.56	823.55	803.66
673.30	806.96	809.04	779.14	778.25	814.37	798.90
662.00	797.19	819.55	774.77	772.73	805.55	793.65
650.50	787.23	839.11	772.12	768.59	797.01	782.70
638.80	776.34	875.43	772.15	766.54	789.64	775.15
626.90	743.76	893.95	753.32	745.99	773.52	743.01
616.70	734.68	991.43	761.50	750.47	771.86	733.60
606.40	725.52	1251.32	782.74	764.80	771.45	724.22
595.90	716.19	2081.61	852.81	812.83	773.35	714.69

COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR (UNA FASE)

(BTU/H-FT²-F) Y TEMPERATURAS DE PARED (F)

H(ST)	H	TF	TW
183.60	107.02	585.30	706.77
178.47	105.26	573.90	677.45
176.82	104.68	565.20	669.33
173.53	103.52	55.60	660.89
171.57	102.82	546.70	652.71
168.36	101.66	537.00	644.22
160.36	96.68	527.90	601.88
158.23	97.87	521.40	595.99
156.71	97.28	515.20	590.24
154.68	96.50	508.70	584.35
152.95	95.82	502.40	578.58
133.61	87.85	495.90	549.57
135.52	87.36	491.70	454.66
129.35	85.99	485.90	540.73
128.27	85.40	483.30	538.51
127.36	85.08	477.60	533.02
126.96	84.99	474.60	530.28
125.20	84.34	469.70	525.10
124.65	84.14	466.30	522.34

123.04	83.27	460.60	517.42
122.28	83.16	457.70	514.40
120.83	82.16	452.30	509.69
119.66	82.14	449.10	506.50
118.57	81.09	443.60	501.95
118.39	81.01	440.40	498.60
116.25	80.00	435.20	494.14
115.88	79.83	431.60	490.66
113.86	79.87	426.50	486.28
113.53	78.60	422.30	482.79
111.45	77.70	417.20	478.48
110.72	77.34	413.90	474.86

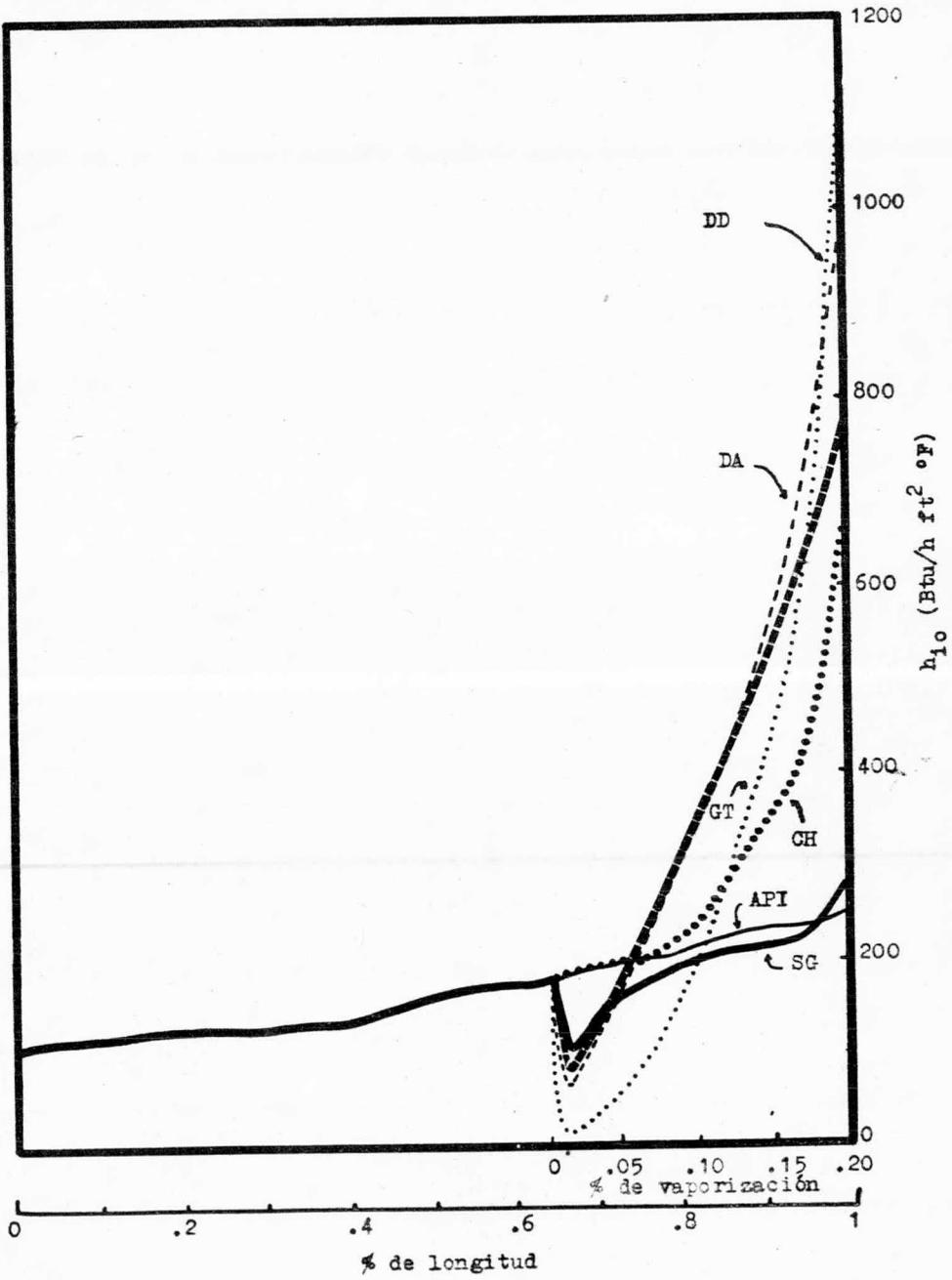


FIG. 5.1. Coeficiente interno de transferencia de calor, h_{10}

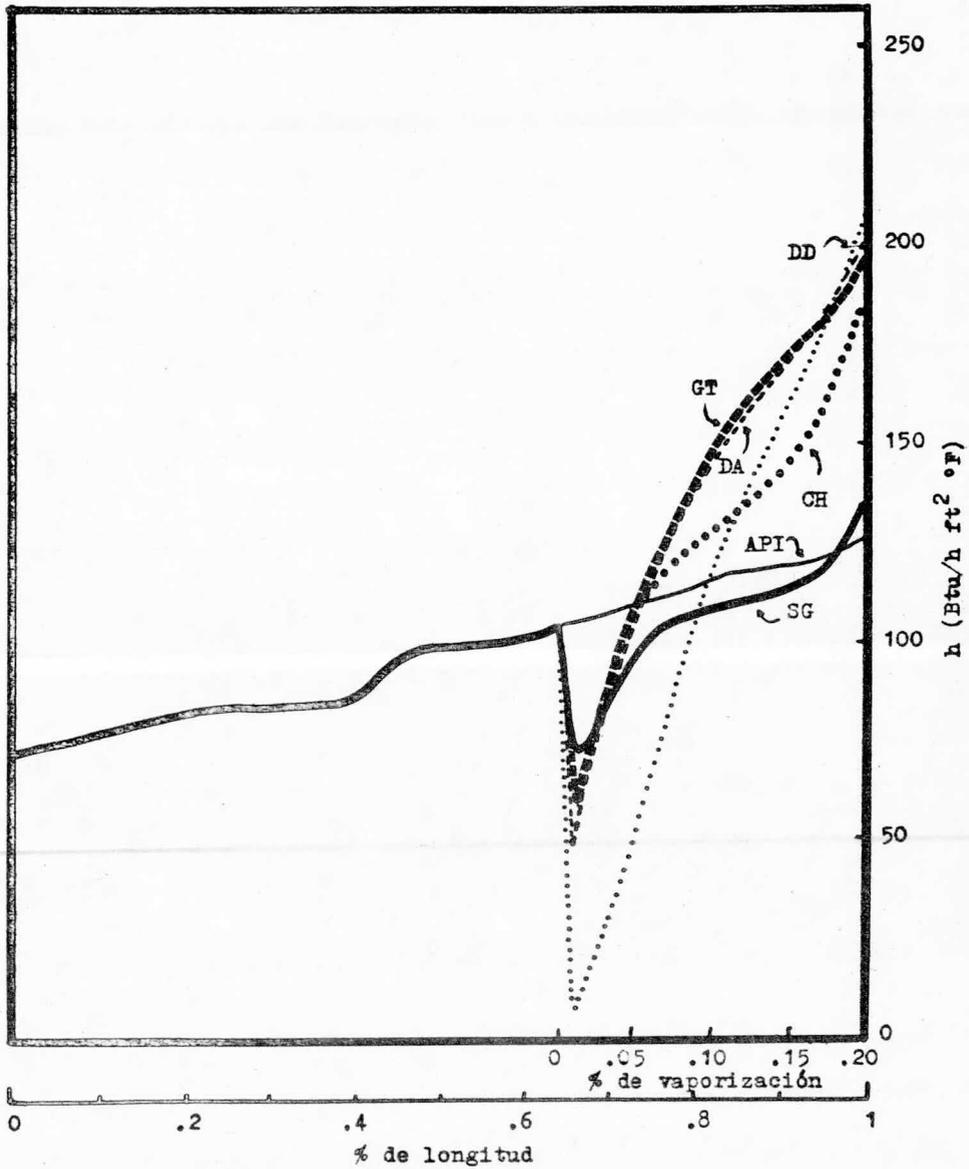


FIG. 5.2. Coeficiente parcial de transferencia de calor, h

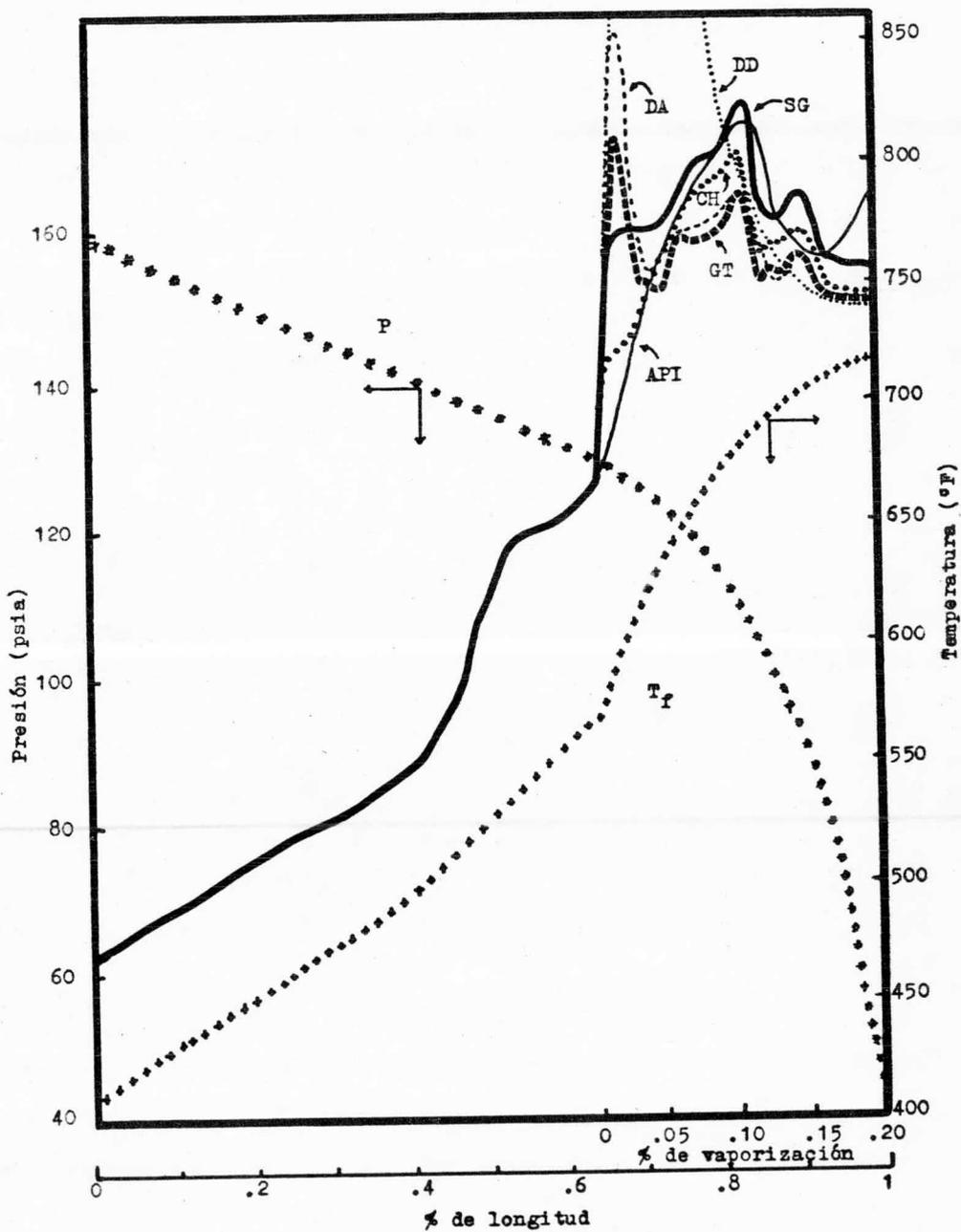


FIG. 5.3. Perfiles de temperatura y presión

INFORMACION DE ENTRADA AL PROGRAMA

HORNO DE LA TORRE ATMOSFERICA

CONDICIONES DE OPERACION DE LA UNIDAD

HORNO TIPO CILINDRICO

CARGA TERMICA (MMBTU/H) 144.20

	ENTRADA	SALIDA
*FLUJO TOTAL (LB/H)	682560.00	682560.00
% DE VAPORIZACION	.00	55.00
TEMPERATURA (F)	460.00	710.00
**PRESION (PSIA)	131.70	41.70

GEOMETRIA, DISTRIBUCION DE FLUXES DE CALOR,
TEMPERATURAS DE PARED Y NUMERO DE TUBOS POR ZONA

SECCION DE CONVECCION

DIAMETRO TUBOS (IN)	EXTERNO 4.500	INTERNO 4.026
NUMERO DE PASOS	4	
NUMERO DE TUBOS	96	
LONGITUD DEL TUBO (FT)	27.8	
POSICION TUBOS	HORIZONTAL	

PASO	ZONA	Q/A (BTU/H-FT ²)	TW (F)	NO. TUBOS
1	1	6960.0	594.00	24

RESULTADOS DEL PROGRAMA (PERFILES DE TEMPERATURA Y PRESION)

SECCION DE CONVECCION

PASO		PRESION (PSIA)	TEMPERATURA (F)
1	ENTRADA	243.40	525.50
1	SALIDA	185.00	561.70

TEMP. DE PARED, COEF. DE TRANSFERENCIA DE CALOR Y CAIDA DE PRESION EN LA SECCION

PASO	T _w (F)	HIO (BTU/H-FT ² -F)	DP (PSI)	SUMA DP
1	591.10	417.50	58.44	58.44

SECCION DE RADIACION

PASO	ZONA	PRESION (PSIA)	TEMPERATURA (F)
1	1	185.50	561.70
1	2	41.70	710.00

TEMP. DE PARED, COEF. DE TRANSFERENCIA DE CALOR Y CAIDA
DE PRESION EN LA SECCION

PASO	ZONA	TR (F)	HIO (BTU/H-FT ² -F)	DP (PSI)	SUMA DP
1	1	731.74	225.28	143.33	201.77
CAIDA DE PRESION TOTAL (PSI)				201.77	

COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR (DOS FASES)
(BTU/H-FT²-F)

VAP.	H(API)	H	H(DD)	H	H(DA)	H
.5531	254.59	127.79	2262.77	230.44	1665.33	222.32
.5186	246.23	125.64	1956.37	226.65	1448.91	217.97
.4984	242.96	124.79	1837.53	225.14	1362.58	215.92
.4799	240.41	124.11	1743.33	223.66	1296.49	214.19
.4615	237.70	123.39	1656.37	222.20	1237.26	212.50
.4427	235.08	122.67	1579.92	220.73	1183.88	210.50
.4234	232.57	121.99	1502.83	219.16	1132.25	209.17
.4036	230.06	121.30	1428.95	217.52	1084.10	207.47
.3831	227.65	120.62	1354.07	215.70	1036.22	205.65
.3620	225.28	119.95	1280.83	213.75	990.17	203.77
.3402	222.52	119.17	1255.20	213.03	943.85	201.73
.3177	220.73	118.65	1131.15	209.14	898.92	199.60
.2946	219.24	118.22	1054.53	206.36	853.35	197.26
.2711	216.57	118.02	978.27	203.26	808.94	194.79
.2471	214.55	116.84	900.82	199.69	764.08	192.07
.2230	212.74	116.30	822.24	195.55	718.65	189.07
.1989	211.06	115.80	744.21	190.79	673.73	185.81
.1749	209.54	115.34	665.91	185.21	628.39	182.18
.1511	208.16	114.92	587.22	178.56	582.41	178.11

.1278	208.96	114.55	508.32	170.51	534.66	173.37
.1050	433.02	161.11	904.77	199.89	993.25	203.90
.0956	424.74	159.95	828.95	195.93	942.88	201.69
.0807	423.98	159.84	759.13	191.76	896.54	199.48
.0704	423.27	159.74	692.82	187.23	850.79	197.12
.0705	422.64	159.65	630.09	182.33	806.27	194.03
.0631	422.08	159.57	571.02	177.03	763.32	192.03
.0500	421.56	159.50	514.26	171.17	720.55	189.20
.0494	421.05	159.42	460.01	164.71	677.79	186.12
.0431	420.66	159.37	407.97	157.51	634.90	182.73
.0371	420.28	159.31	350.02	149.46	591.68	178.97
.0315	419.96	159.27	309.25	140.23	546.87	174.64
.0261	419.67	159.23	262.98	129.87	502.02	169.79
.0209	419.30	159.17	217.30	117.65	453.81	163.90
.0161	419.20	159.16	172.62	103.19	402.07	156.62
.0114	418.95	159.12	128.25	85.51	344.14	146.98
.0070	418.25	159.02	84.08	63.33	275.45	132.84
.0027	417.84	158.96	37.15	32.45	180.73	106.03

COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR (DOS FASES)
(BTU/H-FT²-F)

VAP.	H(ST)	H	H(SG)	H	H(CH)	H
.5534	765.31	192.15	406.30	157.26	978.34	203.27
.5186	717.64	189.00	375.18	152.37	851.37	197.16
.4904	702.53	187.93	365.48	150.74	805.50	194.59
.4799	692.19	187.19	358.96	149.62	772.09	192.58
.4615	665.03	186.51	353.40	148.65	742.50	190.68
.4427	675.40	185.94	348.99	147.86	714.29	188.77
.4254	667.40	185.33	344.61	147.07	688.58	186.92
.4056	660.02	184.75	341.77	146.55	664.33	185.00
.3831	651.70	184.09	338.82	145.64	639.73	183.13
.3620	643.32	183.42	335.12	144.94	615.50	181.00
.3402	633.57	182.62	328.97	144.15	590.47	178.85
.3177	623.48	181.77	325.01	143.38	565.51	176.49
.2946	611.60	180.75	320.49	142.49	539.42	173.87
.2711	598.98	179.63	316.03	141.60	513.34	171.07
.2471	584.53	178.31	311.11	140.61	486.27	167.95
.2230	567.79	176.72	305.46	139.44	458.28	164.48
.1989	549.57	174.91	299.65	138.22	430.27	160.73
.1749	529.04	172.78	293.28	136.85	401.83	156.59
.1511	505.93	170.24	286.58	135.31	373.14	152.03

.1278	479.12	167.09	278.19	133.47	343.75	146.91
.1050	918.28	200.54	306.52	139.66	634.80	182.72
.0956	880.82	198.85	294.94	137.21	604.80	180.15
.0867	851.61	197.17	284.41	134.89	578.11	177.70
.0784	818.52	195.34	273.85	132.46	552.42	175.20
.0705	785.41	193.39	263.58	130.01	528.30	172.70
.0631	752.69	191.35	253.74	127.57	506.01	170.25
.0560	719.08	189.10	243.88	125.03	484.81	167.78
.0494	684.55	186.82	234.02	122.39	464.95	165.33
.0431	649.00	183.88	224.16	119.64	446.95	163.00
.0371	612.29	180.81	214.30	116.77	431.84	160.95
.0315	573.13	177.23	204.01	113.64	421.05	159.42
.0261	532.55	173.15	194.12	110.51	418.09	159.00
.0209	489.02	168.28	183.49	106.98	416.52	158.77
.0161	440.38	162.12	172.33	103.09	411.23	157.90
.0114	388.36	153.86	160.21	98.62	400.33	156.36
.0070	315.75	141.55	146.49	93.25	384.91	153.95
.0027	218.86	117.52	129.14	85.90	378.22	152.87

TEMPERATURAS DE PARED (F) (DOS FASES)

TF	TW(Ar I)	TW(DD)	TW(DA)	TW(GT)	TW(SG)	TW(CH)
710.00	796.07	757.73	759.47	767.54	779.94	764.11
704.50	792.05	752.99	754.96	762.70	776.69	760.29
697.00	785.14	745.85	747.94	755.53	769.97	753.52
689.30	777.93	738.48	740.65	740.06	762.82	746.41
681.50	770.04	731.00	733.26	740.47	755.49	739.18
673.70	763.37	723.53	725.85	732.85	748.09	731.92
666.00	756.17	716.19	718.58	725.35	740.79	724.84
658.40	749.08	708.97	711.42	717.94	733.46	717.83
650.70	741.89	701.09	704.18	710.45	726.22	710.76
643.20	734.90	694.66	697.18	703.17	719.09	703.94
635.70	728.00	687.33	690.22	695.93	712.00	697.22
628.30	721.01	680.89	683.41	688.81	705.01	690.62
620.90	713.94	674.20	676.66	681.75	698.09	684.62
613.60	706.80	667.71	670.07	674.83	691.28	677.90
606.30	700.44	661.30	663.57	667.99	684.53	671.79
598.90	693.48	655.15	657.08	661.14	677.78	665.77
591.60	686.39	649.25	650.80	654.48	671.18	660.03
584.20	679.37	643.59	644.58	647.86	664.58	654.44
576.80	672.51	638.40	638.56	641.41	658.09	649.15

569.30	665.32	633.81	632.74	635.13	651.71	644.17
561.70	604.90	596.51	595.83	596.40	611.53	599.79
560.90	604.41	596.42	595.40	595.90	611.62	599.53
560.00	603.54	596.29	594.89	595.29	611.56	599.16
559.10	602.67	596.27	594.40	594.73	611.64	598.83
558.00	601.60	596.17	593.76	593.99	611.53	598.30
557.00	600.62	596.32	593.24	593.37	611.56	597.88
555.80	599.44	596.46	592.59	592.61	611.47	597.28
554.70	598.36	596.96	592.10	592.00	611.67	596.28
553.50	597.17	596.69	591.59	591.35	611.96	596.20
552.20	595.69	596.77	591.09	590.69	611.80	595.44
550.90	594.60	600.53	590.75	590.17	612.15	594.56
549.60	593.51	603.19	590.59	589.80	612.58	593.37
548.30	592.63	607.46	590.76	589.66	613.36	592.14
546.90	590.63	614.35	591.34	589.83	614.41	590.95
545.50	589.24	626.89	592.65	590.74	616.07	590.01
544.00	587.77	653.90	596.39	593.17	618.64	589.39
542.60	586.38	757.08	608.24	601.82	623.62	588.13

COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR (UNA FASE)
(BTU/H-FT²-F) Y TEMPERATURAS DE PARED (F)

H(ST)	H	TF	TW
1014.12	257.50	461.90	494.33
1008.98	257.17	459.20	491.67
1003.98	256.84	456.50	489.01
999.10	256.52	453.80	486.35
994.34	256.21	451.00	483.59

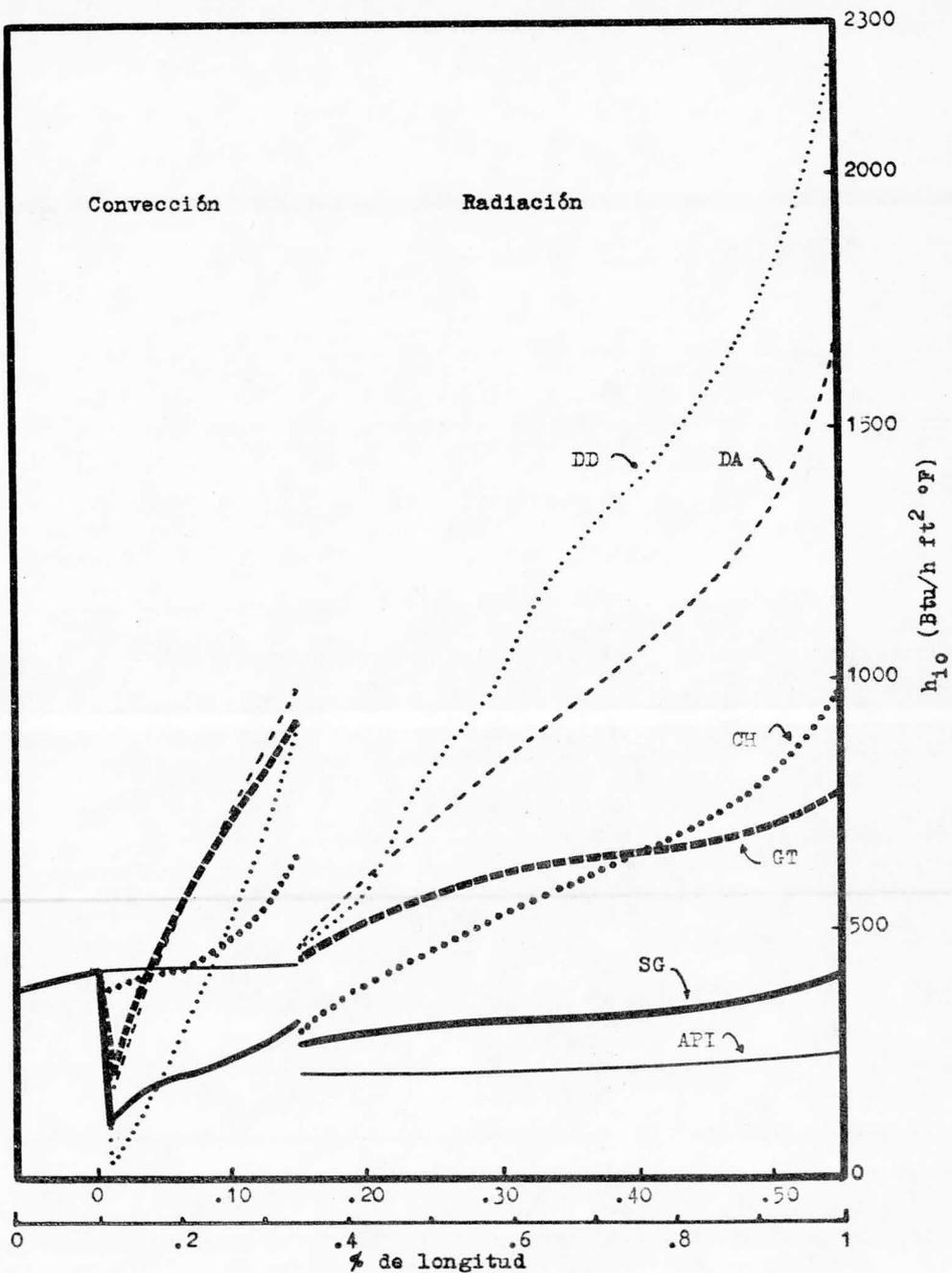


FIG. 5.4. Coeficiente interno de transferencia de calor, h_{10}

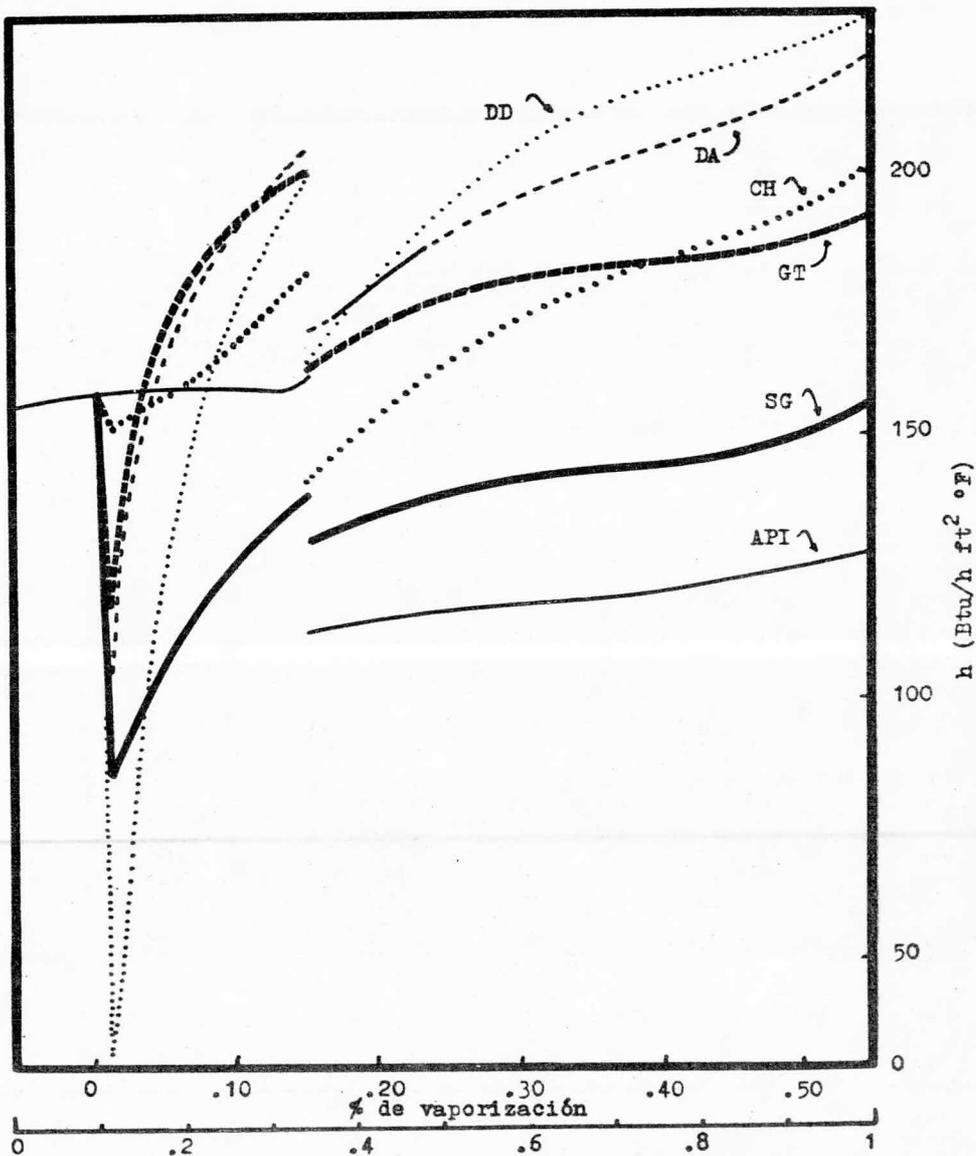


FIG. 5.5. Coeficiente parcial de transferencia de calor, h

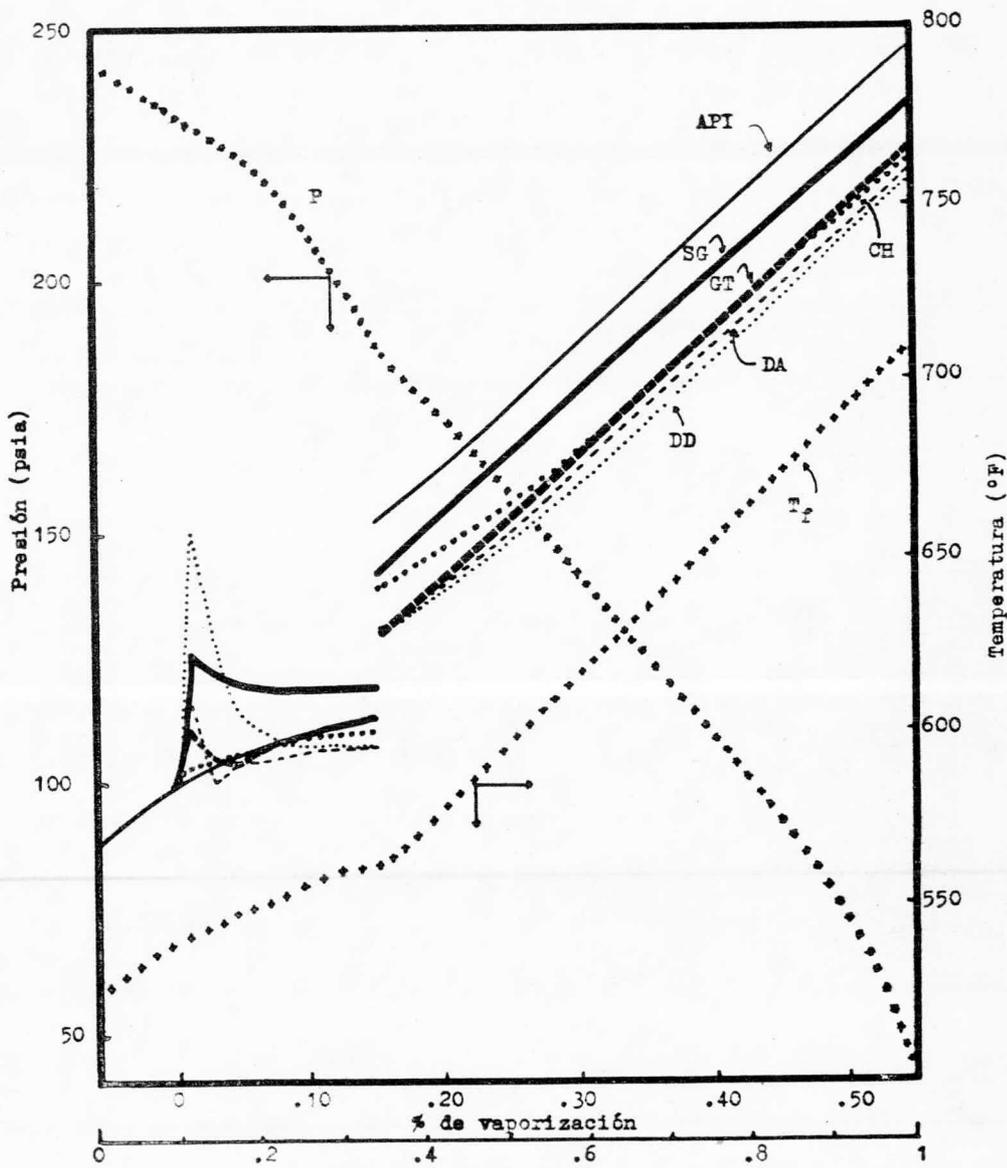


FIG. 5.6. Perfiles de temperatura y presión

CAPITULO VI

Conclusiones

El algoritmo planteado en esta tesis, permite calcular la caída de presión en forma rigurosa, tanto en el caso en que se quiera diseñar un calentador, como en el que se quiera verificar un diseño o simular un equipo para distintas condiciones de operación.

Al emplear el método de Orkiszewski, en la evaluación de la caída de presión de un calentador en operación, se tiene lo siguiente: la caída de presión de operación es 230 psi, la calculada por este método 201 psi. La desviación evaluada con estos valores es -12.6%. De acuerdo con la desviación reportada para el método en la literatura de +10%, se puede concluir que la caída de presión así calculada es correcta. Además puesto que no se dispone un método que ofrezca mayor precisión, se considera recomendable el empleo de éste, para el diseño de calentadores a fuego directo que presentan tubos verticales.

En el ejemplo presentado para la revisión de la caída de presión de diseño, el fabricante reporta un valor de 90 psi, por el método de Dukler se ha estimado en 117 psi. Desde el punto de vista de evaluación de propuestas técnicas, y ya que la confiabilidad de este método ha sido probada, per

mitirá detectar aquellas propuestas que son incorrectas y que por lo tanto deban ser desechadas, con objeto de eliminar futuros problemas durante la operación del equipo.

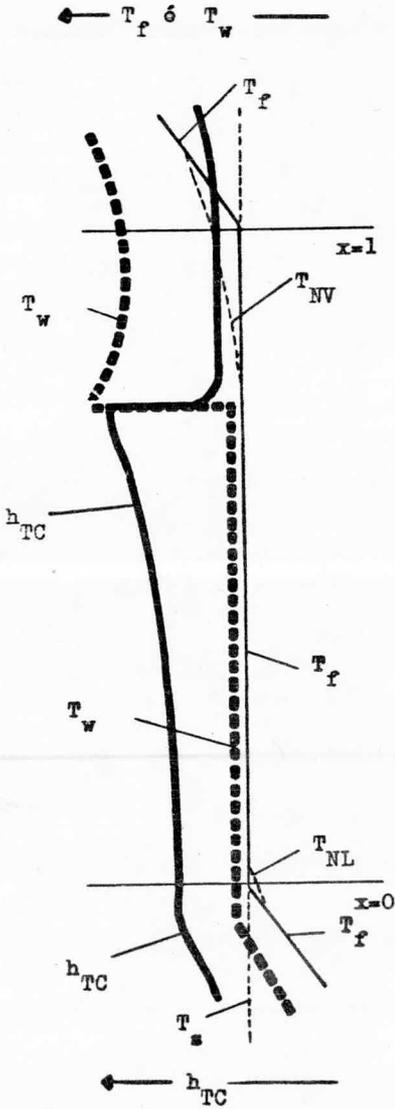
En el análisis de resultados, se hizo ver que las correlaciones de Davis-David, Dengler-Addoms, Guerrieri-Tal-ty y Schrock-Grossman, predicen coeficientes bajos a vaporizaciones menores de 10%. Si consideramos que a estas vaporizaciones, la mayor parte del fluido es líquido, el valor del coeficiente calculado por estas correlaciones, debería ser al menos igual al del coeficiente en una fase. Solo las ecuaciones del API y Chen, son consistentes con lo anterior. Ya que la correlación del API no tiene fundamentos teóricos, en los aspectos de la ebullición discutidos en el capítulo II, se recomienda para el cálculo de los coeficientes de transferencia de calor, la correlación de Chen, puesto que ésta considera los fenómenos tanto de ebullición nucleada, como convección forzada en dos fases.

Finalmente, el emplear métodos rigurosos en el diseño de calentadores para evaluar la caída de presión, no es posible si no se tienen distribuciones de fluxes de calor calculadas adecuadamente. Puesto que la caída de presión y por lo tanto los coeficientes de transferencia de calor, se calculan en función de la distribución de fluxes, es importante comprobar que las temperaturas usadas para evaluar éstos, -

sean las mismas al calcularse por medio de los coeficientes - de transferencia de calor. Es decir, la zonificación y el cálculo de la caída de presión y de los coeficientes, no son problemas independientes sino que son uno solo, siendo la solución del problema global de tipo iterativo.

A P E N D I C E

VARIACION DE LAS
TEMPERATURAS DEL
FLUIDO Y DE LA
PARED



PATRONES
DE FLUJO

REGIONES DE
TRANSFERENCIA
DE CALOR

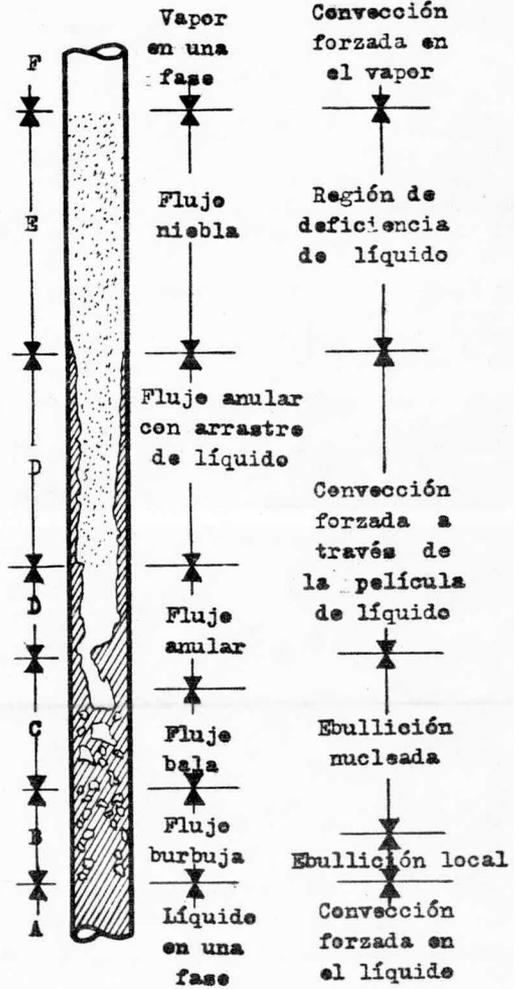
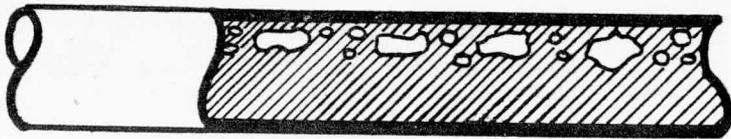


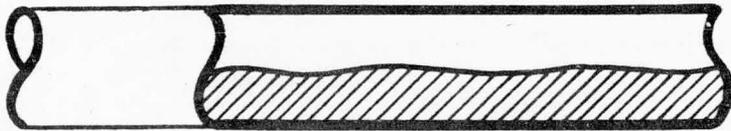
FIG. 1. Regiones de transferencia de calor en ebullición por convección



BU BBUJA



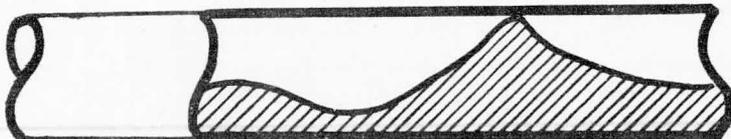
TAPON



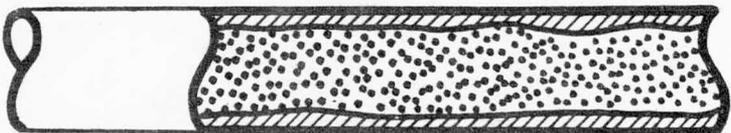
ESTRATIFICADO



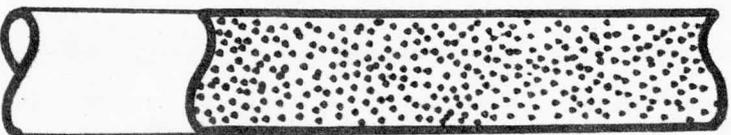
ONDA



BALA



ANULAR



NI ES LA

FIG. 2. Patrones de flujo en dos fases
en tubos horizontales

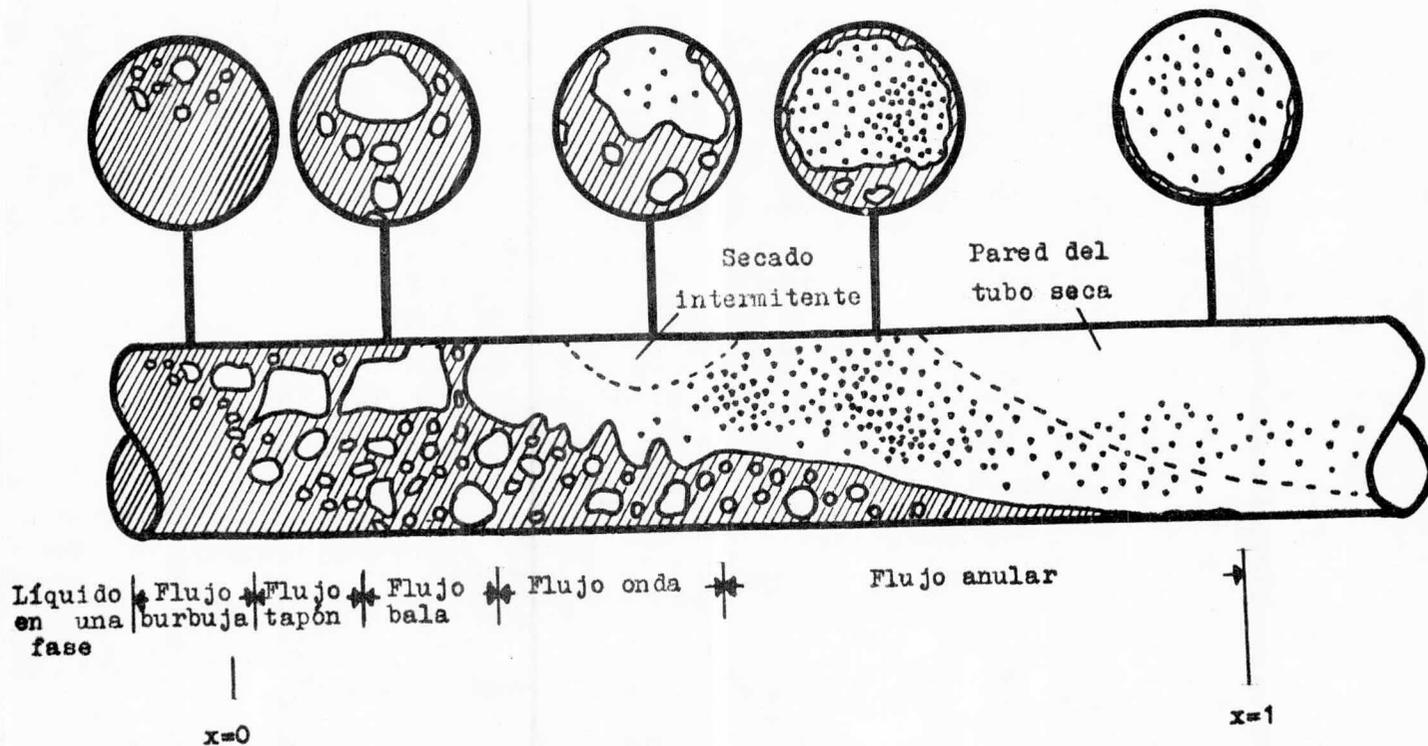


FIG. 3. Patrones de flujo durante la ebullición de un líquido en un tubo horizontal

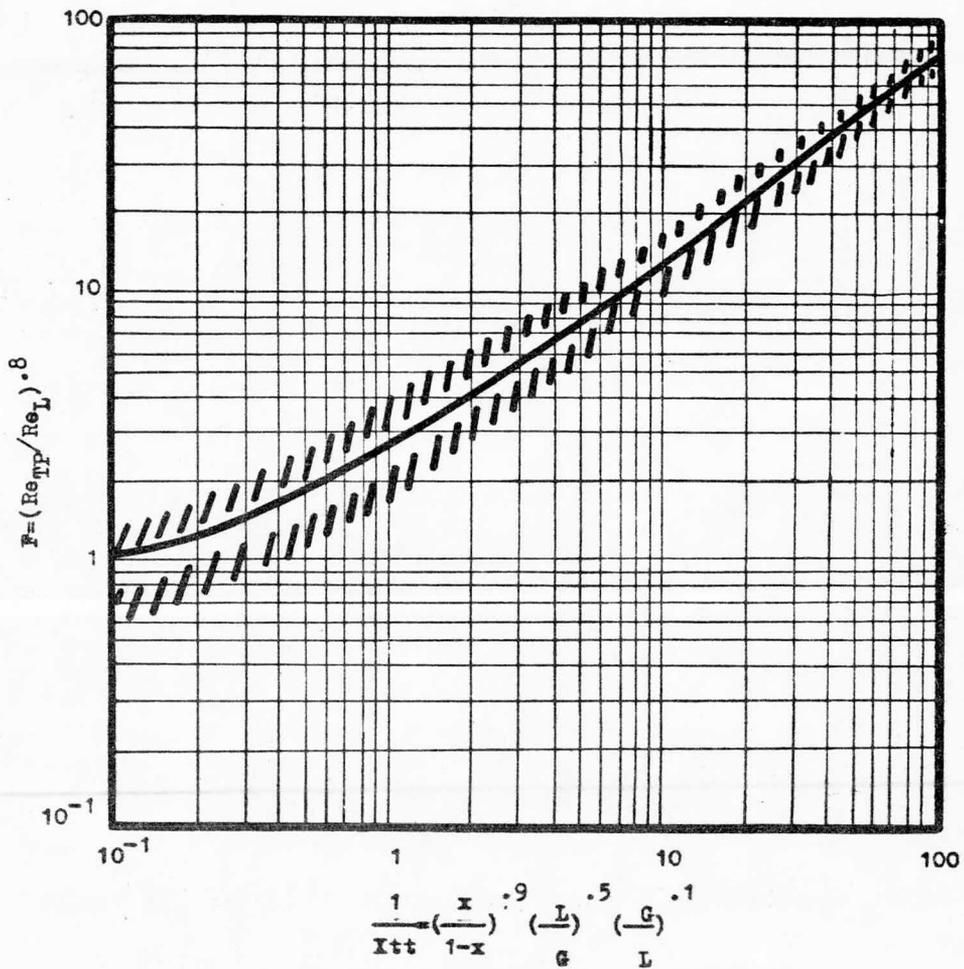
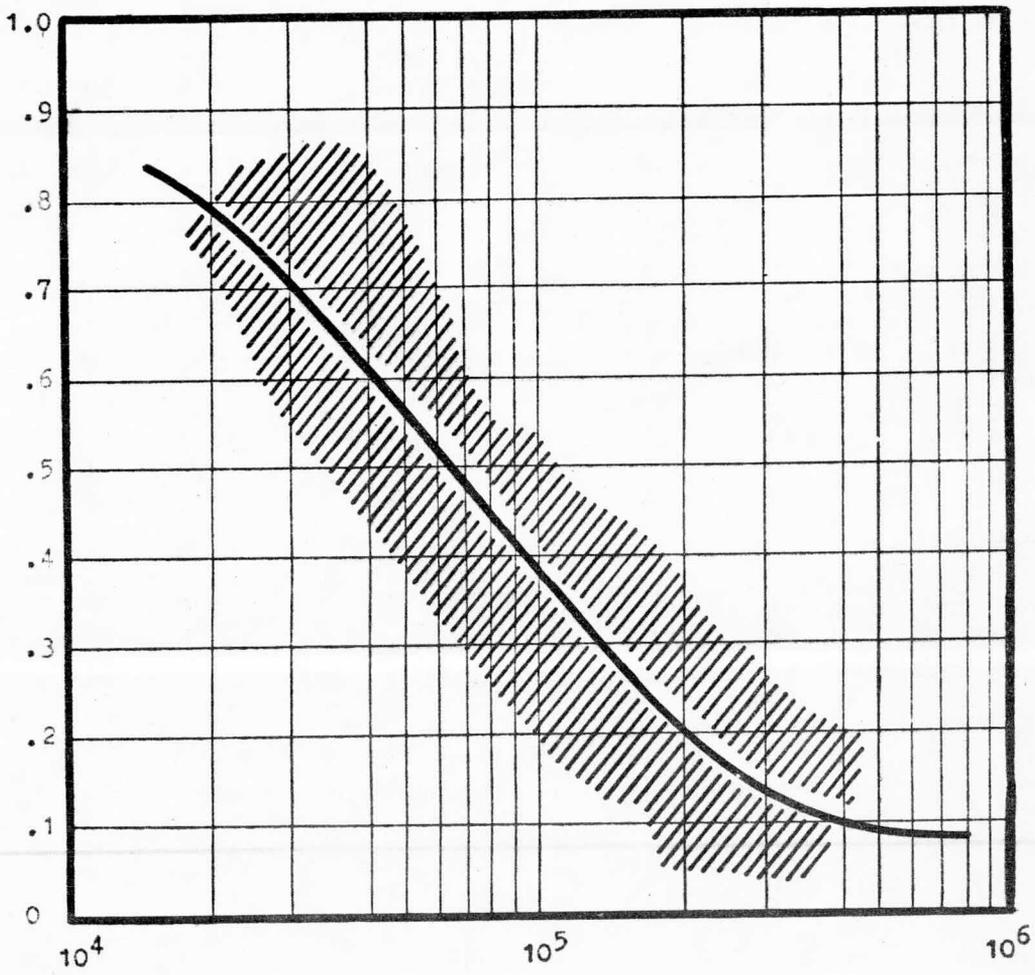


FIG. 4. Factor de número de Reynolds, F



$$Re_{TP} = Re_L \times F^{1.25}$$

FIG. 5. Factor de supresión, S

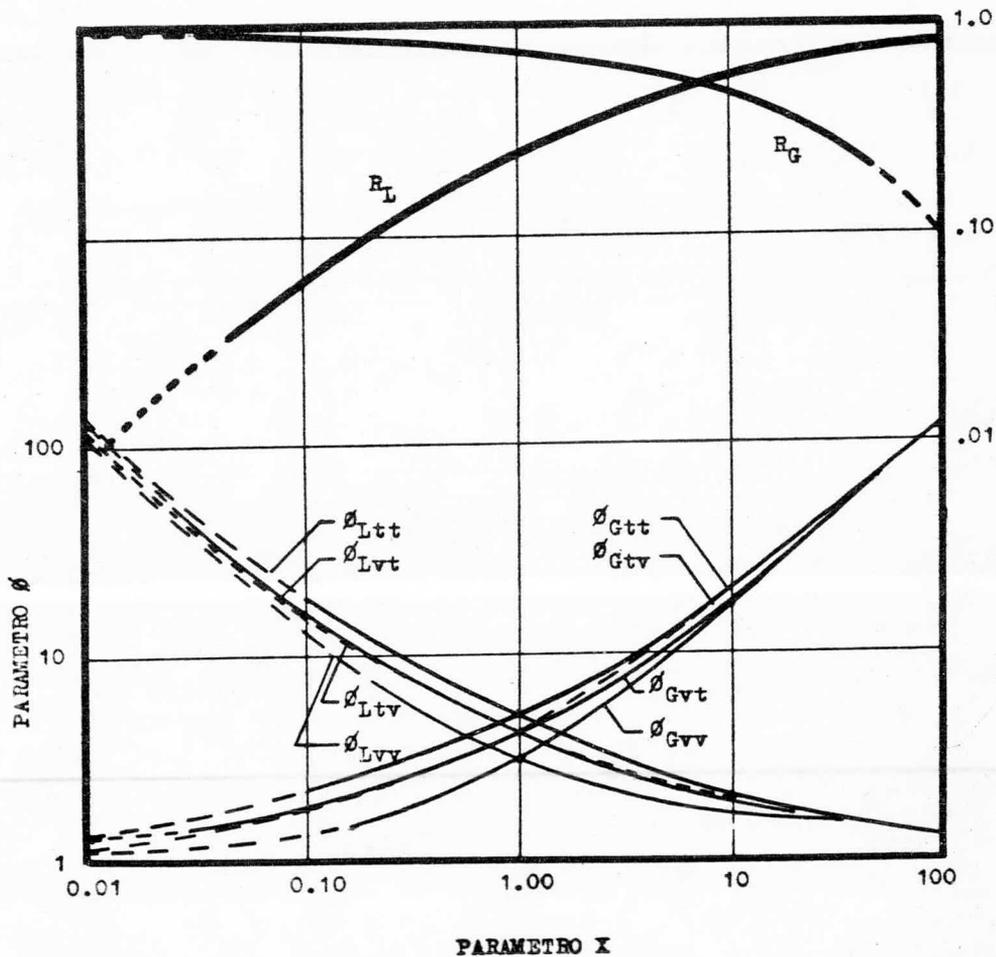


FIG. 6. Parámetro ϕ de Lockhart-Martinelli

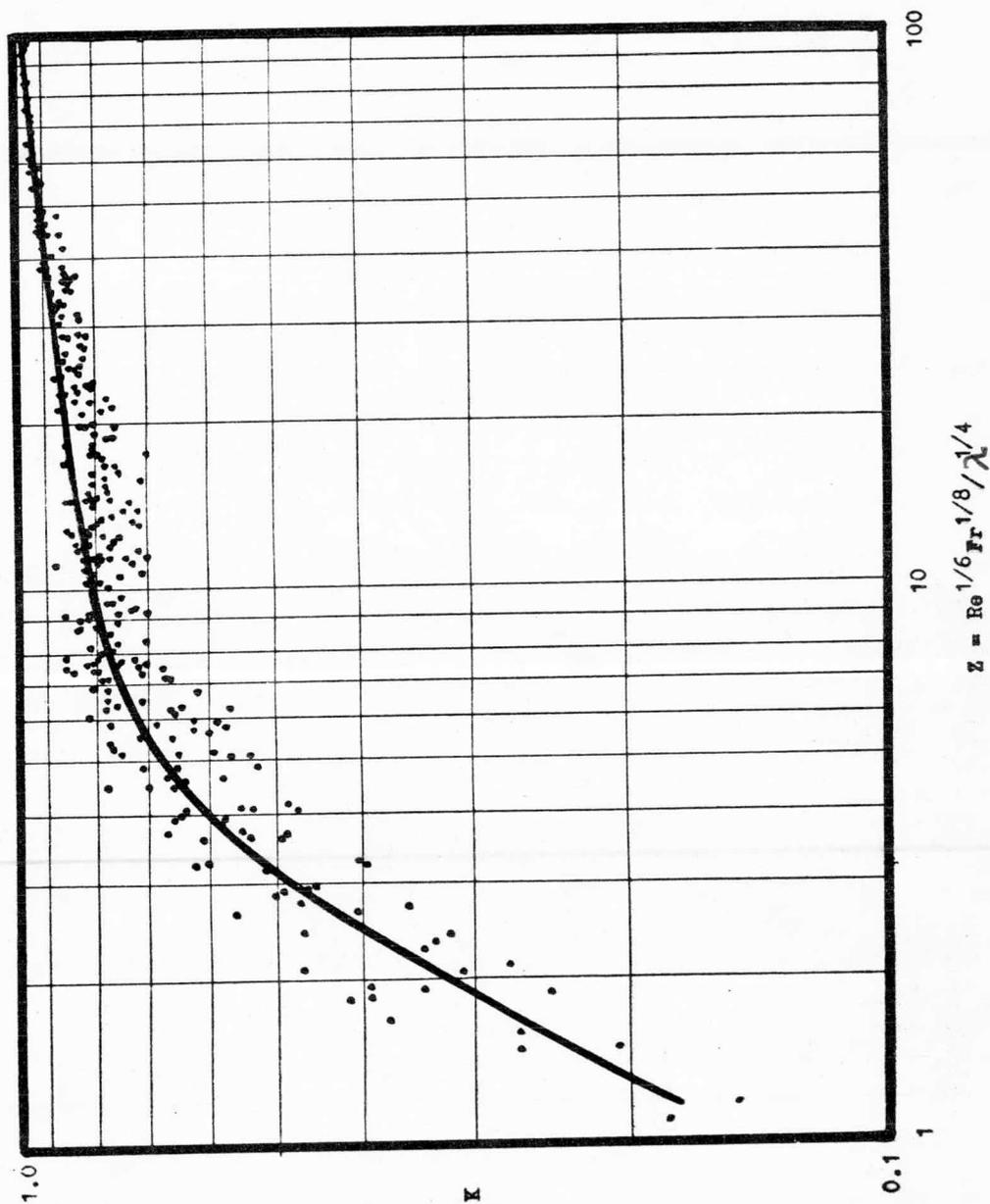


FIG. 7. Correlación del parámetro de flujo K de Hughmark

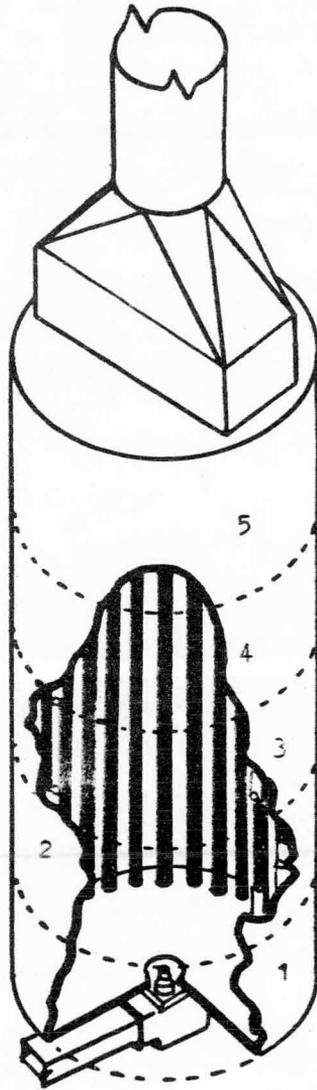


FIG. 8. Zonificación de un horno cilíndrico

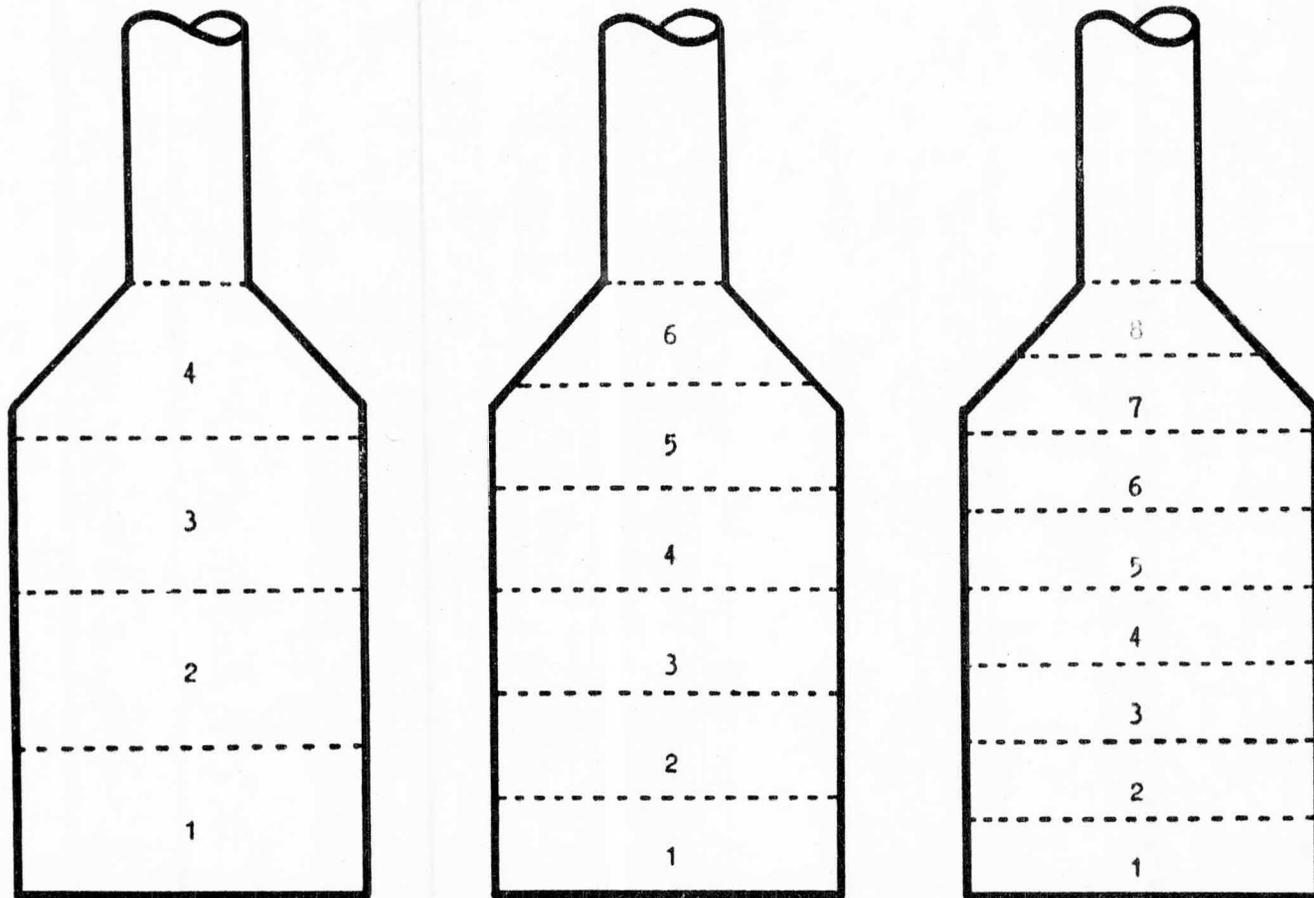


FIG. 9. Zonificación de un horno de caja

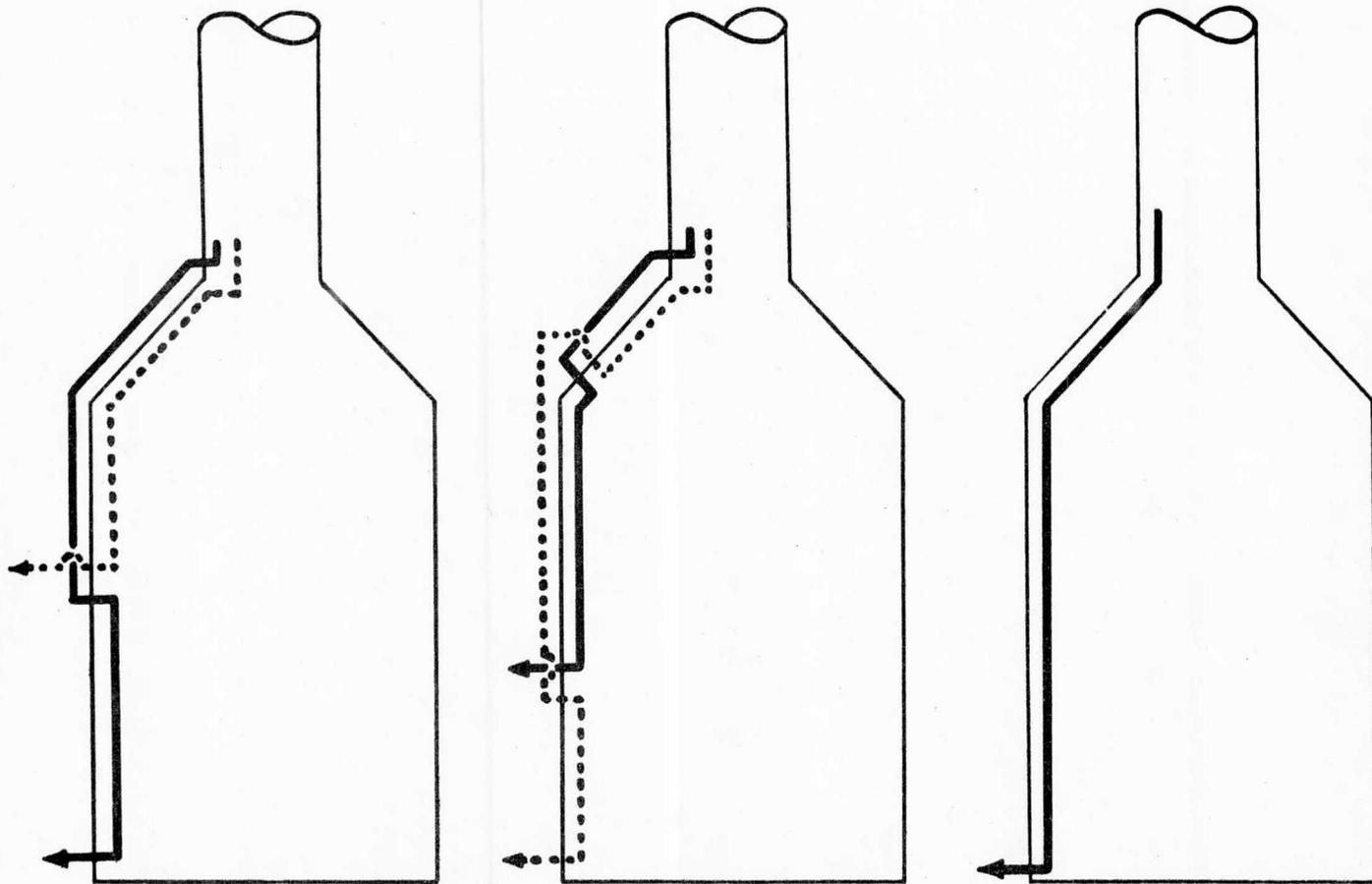


FIG. 10. Homo de caja de dos y cuatro pasos

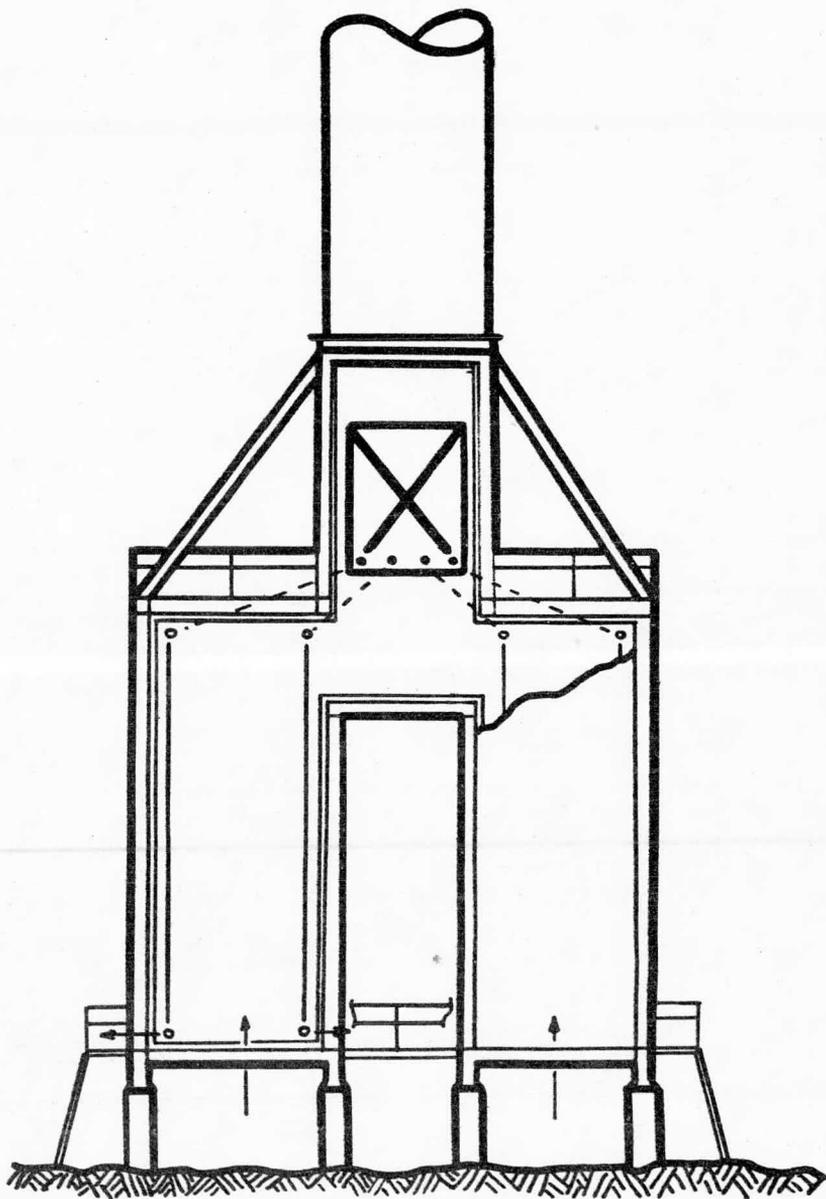


FIG. 11. Horno de celda

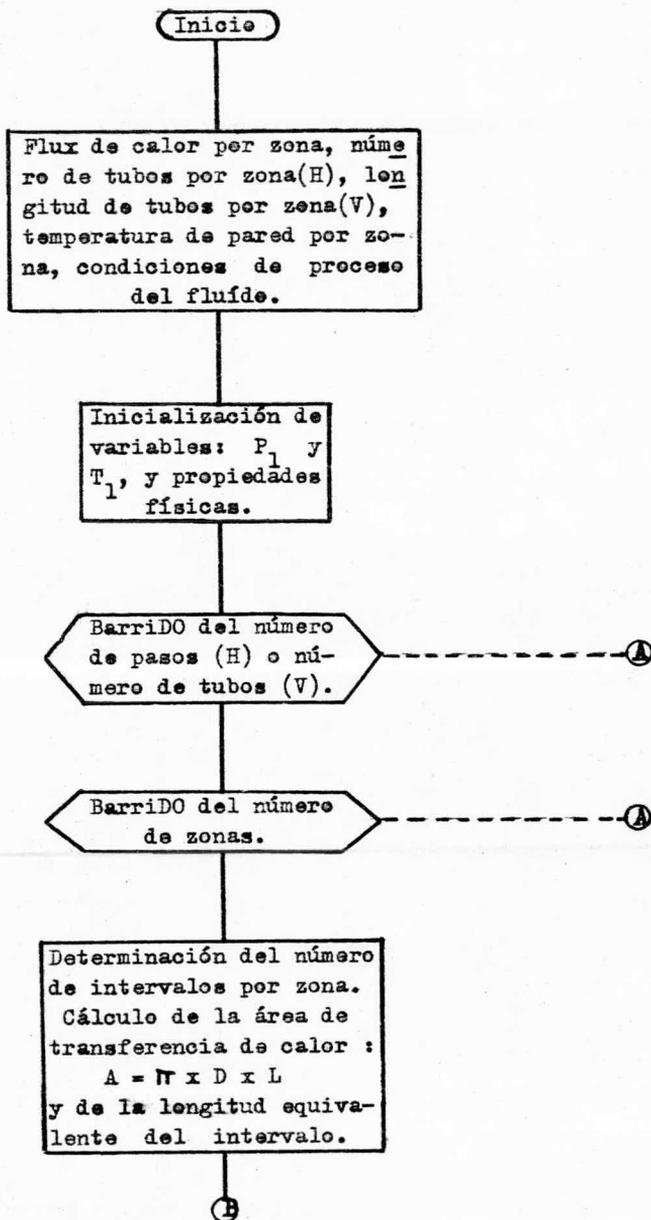
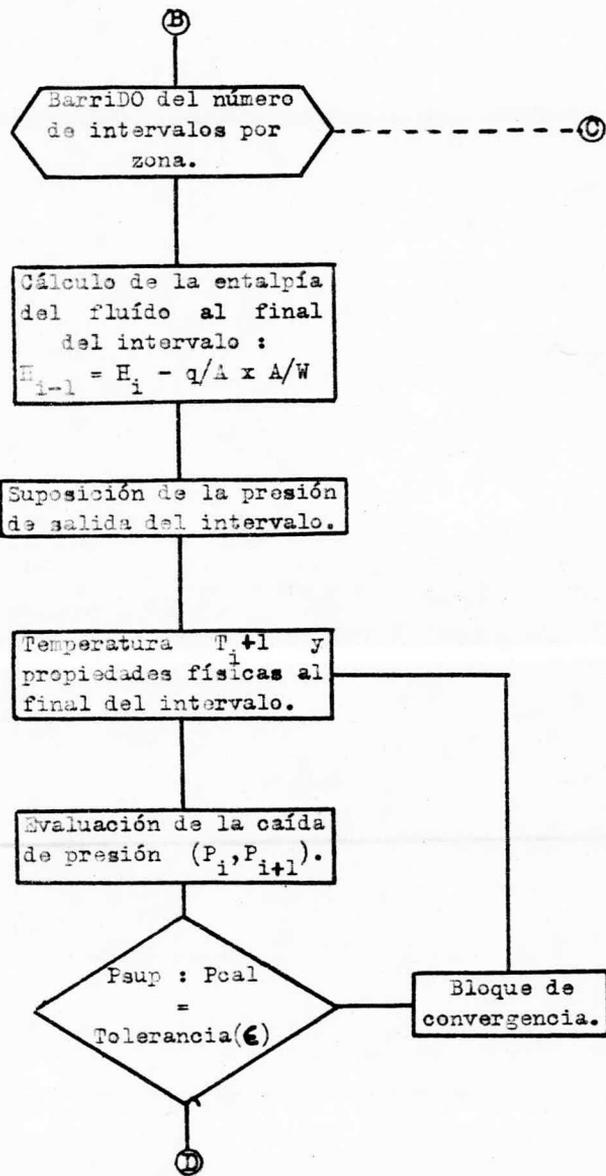


FIG. 12. Diagrama de Bloques



①

Evaluación del
coeficiente de
transferencia
de calor.

②

Cálculo de la temperatura
de pared T_{w_i} .
Presión y temperatura
final de la zona (P_{i-1}
y T_{i-1}).

Condiciones finales
de la zona i igual
a condiciones ini-
ciales de la zona
 $i-1$.

③

Impresión de
resultados.

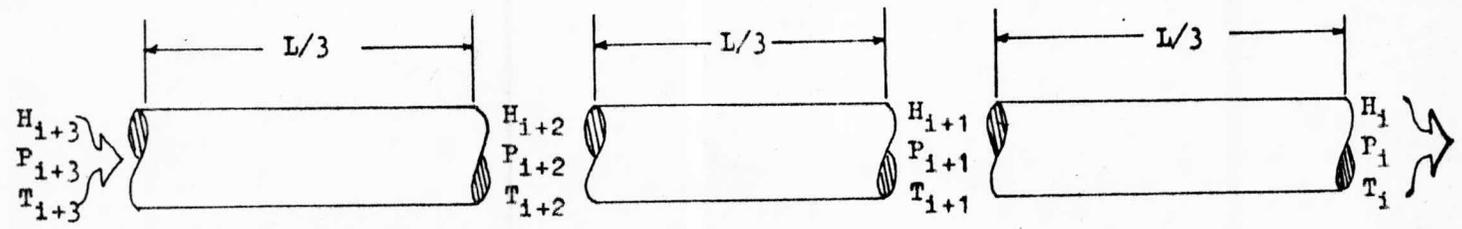
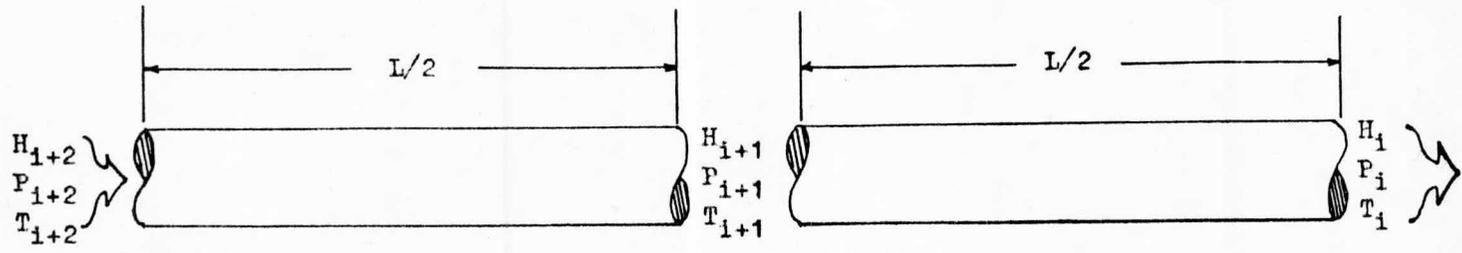
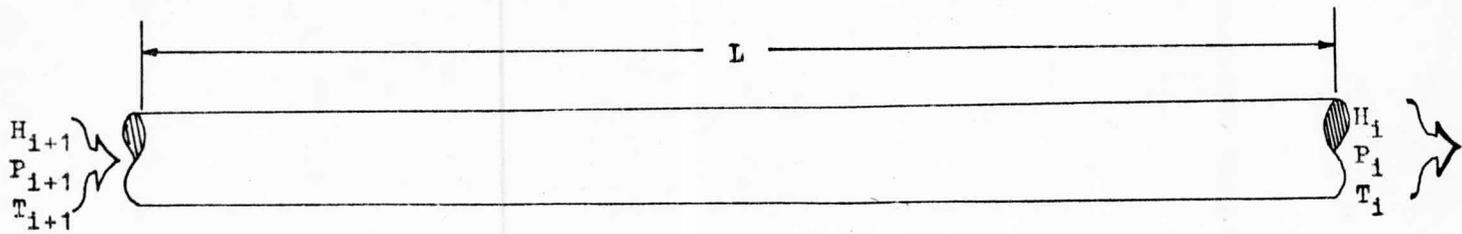


FIG. 13. Subdivisión de la zona en intervalos

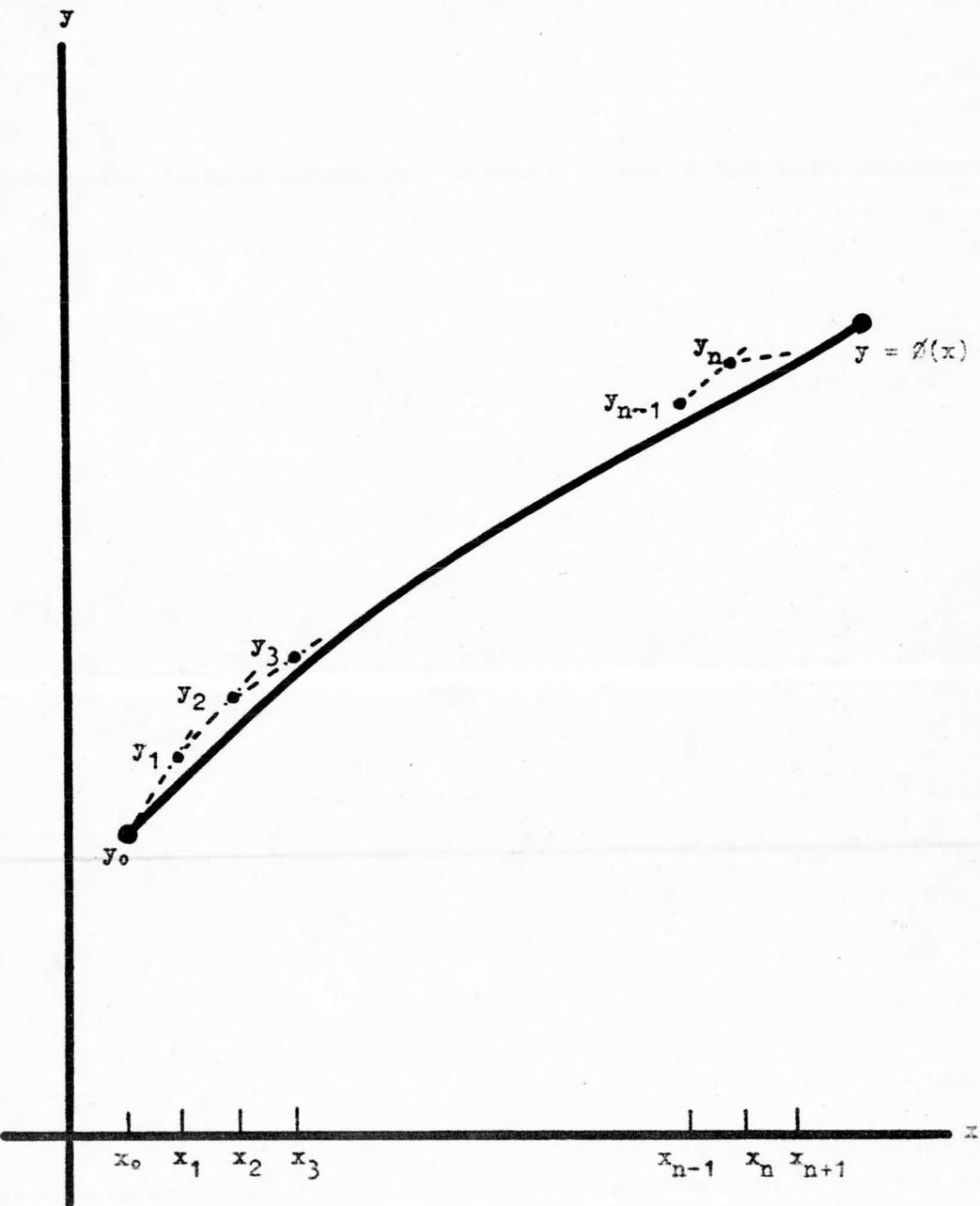


FIG. 14. Representación gráfica del método de Euler

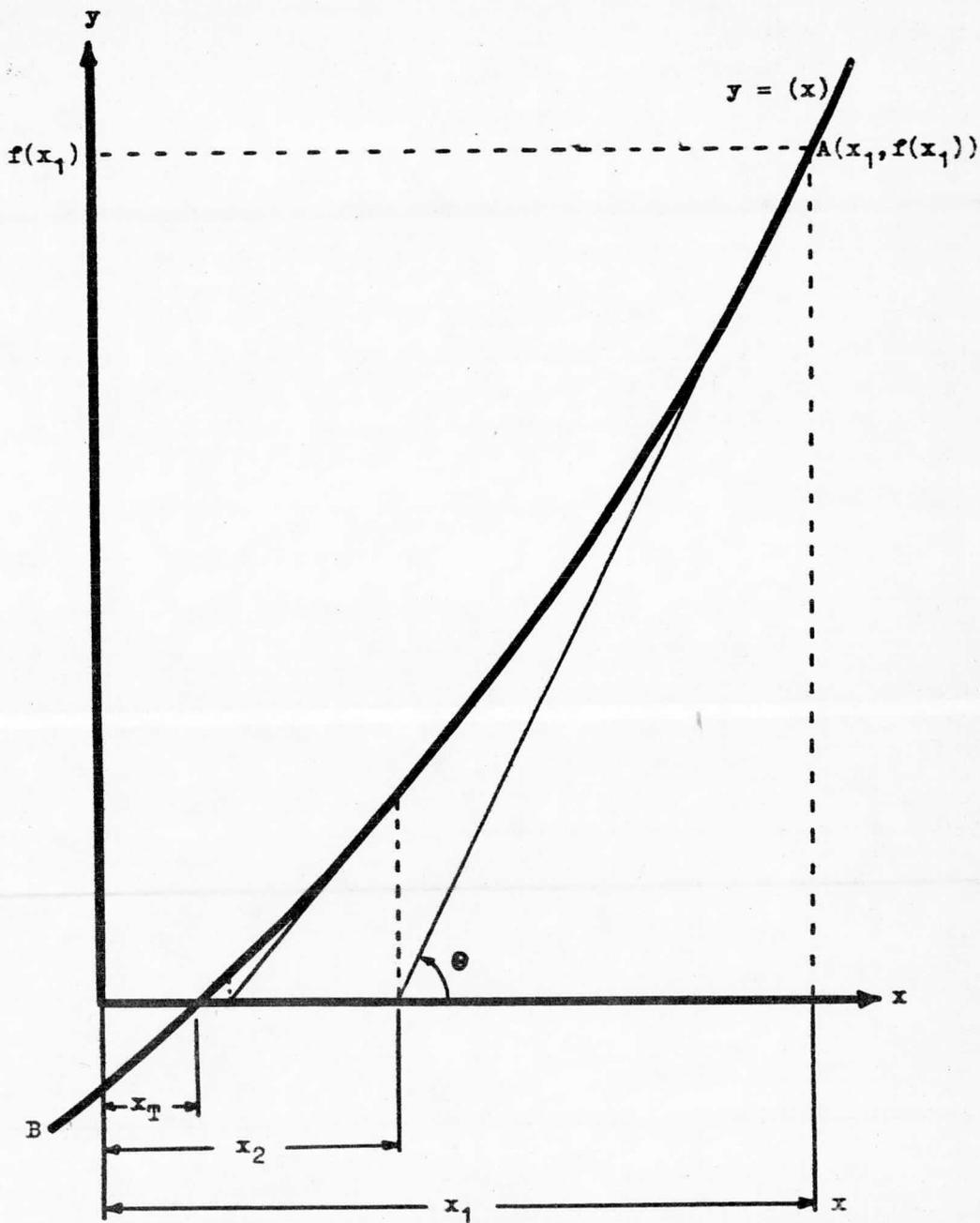


FIG. 15. Representación gráfica del método de Newton-Raphson

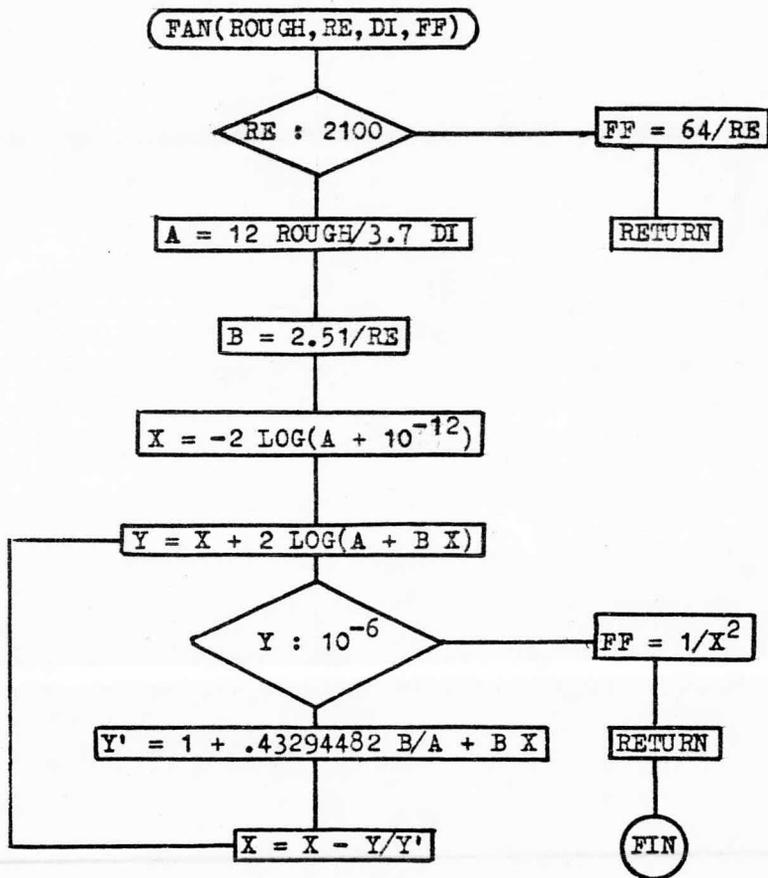


FIG. 16. Diagrama de flujo de la solución de la ecuación del factor de fricción

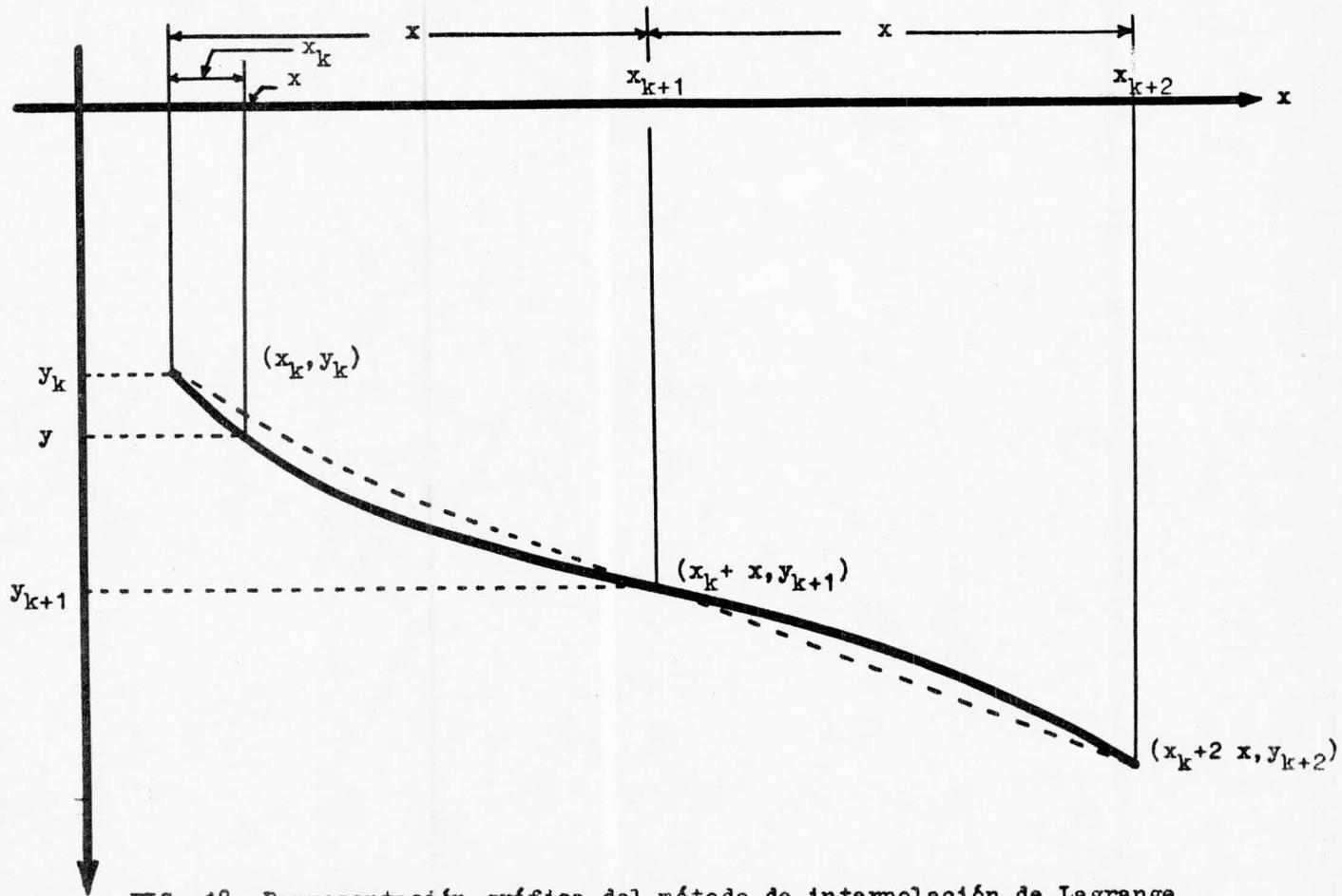


FIG. 18. Representación gráfica del método de interpolación de Lagrange

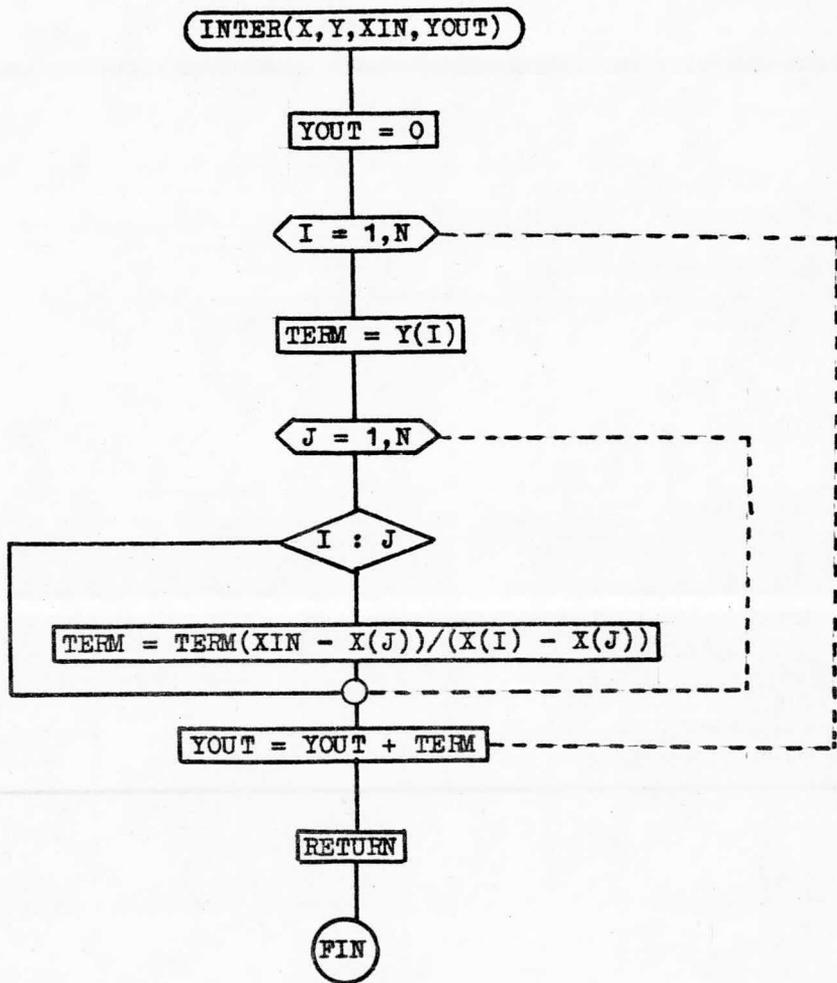


FIG. 19. Diagrama de flujo del método de interpolación de Lagrange

```

SUBROUTINE INTER (X,Y,XIN,YOUT,N)
DIMENSION X(5),Y(5)
YOUT=0.0
DO 40 I=1,N
TERM=Y(I)
DO 45 J=1,N
IF (I-J)50,45,50
50 TERM=TERM*(XIN-X(J))/(X(I)-X(J))
45 CONTINUE
40 YOUT=YOUT+TERM
RETURN
END

```

```

SUBROUTINE FAN(ROUGH,DI,RE,FF)
IF(RE-2100.)2,2,5
2 FF= 64.0/RE
RETURN
5 A=(12.*ROUGH)/(3.7*DI)
B=2.51/RE
X=-2.*ALOG10(A+1.0E-12)
10 Y=X+2.*ALOG10(A+B*X)
IF(ABS(Y)-1.0E06)30,30,20
20 YPRIM=1.+(.4329448*2.*B)/(A+B*X)
X=X-Y/YPRIM
GO TO 10
30 FF=1.0/(X*X)
RETURN
END

```

```

SUBROUTINE EDP(IIS,ITTF,DI,WET,AN,ROUGH,LET,P,DPI)
COMMON/APFM/VAP,ROL,ROG,CPL,CPV,MUL,MUG,KL,KG,TES,QLV
REAL MUL,MUG,LET
REAL LDA,NLB,NLS,NLM,NGV,N1,N2,NW,MUCS,K,MUP,MUGP
IF(II)20,19,21
19 AN=0.
GO TO 18
20 AN=SIN(AN)
GO TO 18
21 AN=-SIN(AN)
18 D= DI/12.
AF= 0.7854*D*D
WL=(1.-VAP)*WET
WG=VAP*WET
VSL= WL/(AF*ROL*3600.)
VSG= WG/(AF*ROG*3600.)
VNS= (WG/ROG + WL/ROL)/(AF*3600.)
GT= WET/(AF*3600.)
GG= WG/(AF*3600.)
GL= WL/(AF*3600.)
LDA= WL/(ROL*(WL/ROL+WG/ROG))
GO TO(22,23,24),ITTF
23 ROT=(ROL*453.6/TES)**.25
NLB=1.071-0.2218*VNS**2/D
NLS=50.+70.*VSL*ROT
NLM=75.+138.*(VSL*ROT)**.75
NGV=1.938*VSG*ROT
IF(VSG/VNS.LT.NLB)GO TO 40
IF(VG/VNS.GT.NLB.AND.NGV.LT.NLS)GO TO 42
IF(NLM.GT.NGV.AND.NGV.GT.NLS)GO TO 43
IF(NGV.GT.NLM)GO TO 44
40 VN5=.5-.625*VNS
RL=VN5+(VN5**2-1.25*VSG)**.5
REOB=1488.*ROL*D*VSL/(MUL*RL)
CALL FAN(ROUGH,DI,REOB,FOB)
TAOB=FOB*ROL*(VSL/RL)**2/(64.348*D)
ACNS=GT*VSG/(32.174*P)
ROB=ROL*RL+(1.-RL)*ROG
DPI=IIS*(TAOB+AN*ROB)/(1.-ACNS)*LET
P=P+DPI
RETURN
42 REOS=1488*ROL*D*VNS/MUL
N1=.572E5*(-.35+(.1225+.04931*VNS/D**.5)**.5)
N2=.5721E5*(-.546+(.2981+.01849*VNS/D**.5)**.5)
IF(REOS.GT.N1)GO TO 45
IF(REOS.LT.N2)GO TO 46
IF(REOS.LT.N1.AND.REOS.GT.N2)GO TO 47
RETURN
45 VR=(1.985+4.958E-5*REOS)*D**.5
GO TO 48
46 VR=(3.097+4.958E-5*REOS)*D**.5
GO TO 48
47 AGA=(1.423+4.958E-5*REOS)*D**.5
VR=.5*(AGA+(AGA*AGA+13.59*MUL/(ROL*D**.5))**.5)
48 IF(VNS.LT.10.)GO TO 49
IF(VNS.GT.10.)GO TO 50
49 AMG=.0127*ALOG10(MUL+1)/D**.415-.284+.167*ALOG10(VNS)+.113*ALOG1
10(D)
AGMR=-0.065*VNS

```

```

IF (AMG.LT.AGMR)AMG=AGMR
GO TO 51
50 AMG= .6274*ALOG10(MUL+1)/D**1.371+.161+.569*ALOG10(D)-(.01**ALOG10(
1MUL+1)/D**1.571+.397-.63*ALOG10(D))*ALOG10(VNS)
AGMR=VR*(GT/ROL-VNS)/((VR+VNS)*VNS)
IF (AMG.LT.AGMR)AMG=AGMR
51 CALL FAN(ROUGH,DI,REOS,FFS)
TAOS=FFS*ROL*VNS*VNS/(64.348*D)*((VSL+VR)/(VNS+VR)+AMG)
ACNS=GT*VSG/(32.174*P)
ROS=(GT+ROL*VR)/(VNS+VR)+AMG*ROL
DPI=IIS*(TAOS+AN*ROS)/(1.-ACNS)*LET
P=P+DPI
RETURN
44 NW= 4.52E-7*(453.59*VSG*MUL/TES)**2*ROG/ROL
IF (NW-.005)52,52,53
52 ROUGR=.074956*TES/(ROG*VSG*VSG*D)
GO TO 54
53 ROUGR=.38537*TES*NW**.302/(ROG*VSG*VSG*D)
54 RESM=1488.*RVG*D*VSG/MUG
ROUGO=ROUGR*D
CALL FAN(ROUGO,DI,RESM,FFM)
TAOM=FFM*ROG*VSG*VSG/(64.348*D)
ACNS=GT*VSG/(32.174*P)
ROM=ROL*LDA+(1.-LDA)*ROG
DPI=IIS*(TAOM+AN*ROM)/(1.-ACNS)*LET
P=P+DPI
RETURN
43 T=(NLM-NGV)/(NLM-NLS)
TAOT=T+TAOS+(1.-T)*TAOM
ACNS=GT*VSG/(32.174*P)
ROTR=T*ROS+(1.-T)*ROM
DPI=IIS*(TAOT+AN*ROTR)/(1.-ACNS)*LET
P=P+DPI
RETURN
24 C1= 0.642*VNS**0.5*GT**0.1667*D**0.04167/VSL**0.25
MUP=(MUL-MUG)*0.000672
MUGP=MUG*0.000672
RL=1.0
DO 2800 I=1,50
TRU= RL*MUP + MUGP
DTA= C1/TMU**0.1667
PDRRL=MUP*C1/(TMU**1.1667)
IF (DTA - 10.)420,420,421
420 K=-0.16367+0.31037*DTA-0.03525*DTA*DTA+0.001366*DTA*DTA*DTA
FRL=1.+K*(1.-LDA)
IF (F.EQ.0.)GO TO 350
PKPD=0.31037-0.0705*DTA+.064098*DTA*DTA
PDRRL= 1.+(1.-LDA)*PKPD*PDRRL
RL= RL - F/PDRRL
IF (ABS((RL-RLN)/RL).LE. 0.0001)GO TO 350
RL=RLN
GO TO 2800
421 F= 0.75545+0.003585*DTA-0.00001436*DTA*DTA
PKPD=.003585-.00002872*DTA
FRL=1.+K*(1.-LDA)
IF (F.EQ.0.)GO TO 350
PDRRL= 1.+(1.-LDA)*PKPD*PDRRL
RL= RL - F/PDRRL
IF (ABS((RL-RLN)/RL).LE. 0.0001)GO TO 350
RL=RLN
2800 CONTINUE

```

350 RL=RLN

RG=1.-RL

RONS= ROL*LDA+ROG*(1.-LDA)

BETA=ROL*LDA**2/(RONS*RL)+ROG*(1.-LDA)**2/(RONS*(1.-RL))

ROCS= ROL*LDA**2/RL+ROG*(1.-LDA)**2/(1.-RL)

MUCS=(MUL*LDA+MUG*(1.-LDA))

RECS=BETA*D*GT/MUCS

FRE=ALOG10(RECS)

FO=1./(2.*ALOG10(RECS/(4.5223*FRE-3.8125)))**2

EPSI=1.281+.478*ALOG(LDA)+.444*ALOG(LDA)**2+.094*ALOG(LDA)**
13+.00843*ALOG(LDA)**4

ALFA=1.-ALOG(LDA)/EPSI

FTP=FO*ALFA

TAOF=FTP*BETA*GT*GT/(64.348*RONS*D)

ACTP=((GL*VSL/RL)+(GG*VSG/RG)*(1.-RL/RG))/(32.174*P)

DPI=IIS*TAOF/(1.-ACTP)*LET

P=P+DPI

RETURN

24 REF=1488.*D*GT/MUL

CALL FAN(ROUGH,DI,REF,FF)

TAOUF=FF*ROL*VSL*VSL/(64.348*D)

DPI=IIS*(TAOUF+ROL*AN)*LET

P=P+DPI

RETURN

END

```

SUBROUTINE TC(T, THW, FZ, DI, OD, KTT, RD, WET, TWM, VWL, VWG, ICTC, HN, H)
DIMENSION TWM(5), VWG(5), VWL(5)
COMMON/APFM/VAP, ROL, ROG, CPL, CPG, MUL, MUG, KL, KG, TES, QLV
REAL MUL, MUG, KL, KG, KTT, ML, MG, MWL, MWG
TMI=T
N=5
CALL INTER(TWM, VWL, THW, MWL, N)
CALL INTER(TWM, VWG, THW, MWG, N)
D=DI/12.
AF=3.14159*D*D/4.
RW=KTT/(OD-DI)
GT=WET/AF
ML=MUL*2.42
RET=D*GT/ML
PR=CPL*ML/KL
REL=D*GT*(1.-VAP)/ML
GO TO(1000, 1000, 1003, 1004, 1004, 1004, 1004), IHTC
1000 PHIL=(MUL/MWL)**.14
HL=.027*KL/D*REL**.8*PR**(1./3.)*PHIL*DI/OD
IF(IHTC-2)1005, 1006, 1006
1005 HN=HL
GO TO 2000
1006 MG=MUG*2.42
REG=D*GT/MG
PRG=CPG*MG/KG
PHIG=(MUG/MWL)**.14
HG=.0243*KG/D*REG**.8*PRG**(1./3.)*PHIG*DI/OD
HN=VAP*HG+(1.-VAP)*HL
GO TO 2000
1003 HN=0.060*KL/D*(ROL/ROG)**.28*(RET*VAP)**.87*PR**.4
GO TO 2000
1004 XT=(MUG/MUL)**.1*(ROL/ROG)**.5*(VAP/(1.-VAP))**.9
IHHTC=IHTC-4+1
GO TO(1007, 1008, 1009, 1010), IHHTC
1008 HL1=0.023*KL/D*RET**.8*PR**.4
HN=3.5*HL1*XT**.5
GO TO 2000
1009 HL2=0.023*KL/D*REL**.8*PR**.4
HN=3.4*HL2*XT**.45
GO TO 2000
1007 B=FZ/(GT*QLV)
HN=170*KL/D*(B+1.5E-04*XT**.6667)*REL**.8*PR**.3333
GO TO 2000
1010 X=ALOG(XT)
X2=X*X
X3=X2*X
X4=X3*X
X5=X4*X
X6=X5*X
X7=X6*X
X8=X7*X
X9=X8*X
F1=.9815766
F2=.6611843
F3=.3944216E-01
F4=-.246844E-01
F5=.1370373E-02
F6=.3259142E-02
F7=-.2421426E-03

```

```

F8=-.3953431E-03
F9=.1115233E-03
F10=-.9044875E-05
G=F1+F2*X+F3*X2+F4*X3+F5*X4+F6*X5+F7*X6+F8*X7+F9*X8+F10*X9
F=EXP(G)
RE=REL*F**1.25
Y=ALOG(RE)
Y2=Y*Y
Y3=Y2*Y
Y4=Y3*Y
Y5=Y4*Y
S1=659.9776
S2=-293.9312
S3=52.14822
S4=-4.595163
S5=.2008973
S6=-.34853E-02
S=S1+S2*Y+S3*Y2+S4*Y3+S5*Y4+S6*Y5
DT=THW-T
VLG=1./ROG-1./ROL
DP=DT*QLV/(T*VLG)
SHIC=.00122*KL**.79*CPL**.45*ROL**.49*(32.2*3600*3600)**.25
BHIC=TES**.5*(2.42*MUL)**.29*QLV**.24*ROG**.24
HMIC=SHIC/BHIC*DT**.24*DP*.75*S
HLP=.023*KL/D*REL**.8*PR**.4
HMAC=F*HLP
HN=(HMIC+HMAC)*DI/OD
2000 H=1./(1./HN+1./RW+RD)
RETURN
END

```

```

DIMENSION APF(13),Z(40),FMEN(20),PSC(3),PSR(3),TIPO(3)
DIMENSION TFP(10,31),TW(10,30),AFZ(10,30),ATWZ(10,30),ANTZ(10,30),
1DP(10,30),DP(3),PPFP(10,31),ALZ(10),HIO(10,30),
1 TWM(5),PWM(5),VWL(5),VWG(5)
COMMON/APFM/VAP,ROL,ROG,CPL,CPV,MUL,MUG,KL,KG,KG,TES,QLV
REAL MUL,MUG,KL,KG,LT,LET,LEC,KTT
NAMelist /IH/NS,IPH,NZ,NP,IDI,ICTC,NPC,IIS,NTC/ALEC/LT,LEC,RO,KTT,
1ANT/DIAM/OD,OI,ALT,ODC,DIC,ALTC/IN/NPROB/COP/TE1,TE2,PE1,PE2,WET,
1QT/
JLB=5
JCZ=6
IIL=0
READ(JLB,IN)
DO 8888 IPROB=1,NPROB
READ(JLB,1)FMEN
READ(JLB,1)TIPO
READ(JLB,1)PSC,PSR
READ(JLB,COP)
IE=2
TWMAX=TE2+100.
DTW=(TWMAX-TE1)/4.
DPMAX=ABS(PE2-PE1)
DPW=DPMAX/4.
TWM(1)=TWMAX
PWM(1)=PE2
DO 1500 IV=1,5
IF (IV-1)1501,1501,1502
1502 TWM(IV)=TWM(IV-1)-DTW
PWM(IV)=PWM(IV-1)+DPW
1501 TV=TWM(IV)
PV=PWM(IV)
CALL EPF(TV,PV,Z,APF,IE)
VWL(IV)=APF(14)
VWG(IV)=APF(15)
1500 CONTINUE
READ(JLB,IH)
READ(JLB,ALEC)
READ(JLB,DIAM)
WT=WET/NP
ANTP=ANT/NP
IF(IIS)3,3,4
3 PPI=PE1
TPI=TE1
GO TO 99
4 PPI=PE2
TPI=TE2
99 DO 99989 ICR=1,NS
GO TO(100,101,102),IPH
100 IG1=1
IG2=NP
NZ1=1
NZ2=NZ
II=0
GO TO 113
101 IG1=1
IG2=FIX(ANTP)
NZ1=1
NZ2=NZ
II=1

```

```

GO TO 114
102 IF(ICR-1)103,103,104
103 IG1=1
    IG2=1
    NZ1=1
    NZ2=1
    II=0
    GO TO 113
104 IG1=2
    IG2=IFIX(ANTP)+1
    NZ1=2
    NZ2=NZ
    II=1
114 READ(JLB,105)(AFZ(I,1),I=NZ1,NZ2)
    READ(JLB,105)((ATWZ(I,1),I=NZ1,NZ2)
    READ(JLB,105)(ALZ(I),I=NZ1,NZ2)
    GO TO 199
113 READ(JLB,105)((AFZ(I,J),I=NZ1,NZ2),J=IG1,IG2)
    READ(JLB,105)((ATWZ(I,J),I=NZ1,NZ2),J=IG1,IG2)
    READ(JLB,105)((ANTZ(I,J),I=NZ1,NZ2),J=IG1,IG2)
199 DO 99998 IG=IG1,IG2
    DO 99997 IZ=NZ1,NZ2
    GO TO(200,201,202),IPH
202 IF(IG-1)203,203,204
203 IF(IZ-1)205,205,204
201 IF(IG-1)206,206,204
205 IF(IZ-1)207,207,204
200 IF(IG.EQ.1.AND.IZ.EQ.1)GO TO 207
    IF(IG.EQ.2.AND.IZ.EQ.2)GO TO 207
    GO TO 300
204 IF(II)208,300,209
208 IF(IZ-NZ1)210,210,300
209 IF(IZ-NZ1)205,205,300
210 TFP(IZ+1,IG)=TFP(IZ+1,IG-1)
    PFP(IZ+1,IG)=PFP(IZ+1,IG-1)
    GO TO 300
205 TFP(IZ,IG)=TFP(IZ,IG-1)
    PFP(IZ,IG)=PFP(IZ,IG-1)
    GO TO 300
207 P=PPI
    T1=TPI
    TFP(IZ,IG)=TPI
    PFP(IZ,IG)=PPI
300 IF(II)302,303,302
302 NI=1
    FZ=AFZ(IZ,1)
    THW=ATWZ(IZ,1)-FZ*(OD-DI)/(KTT)
    A=3.14159*OD/12.*ALZ(IZ)
    IF(IZ.EQ.NZ1)GO TO 304
    IF(IZ.EQ.NZ2)GO TO 304
    LET=ALZ(IZ)
    GO TO 400
304 LET=ALZ(IZ)+LEC/2.
    GO TO 400
303 ANT=ANTZ(IZ,IG)
    NI=IFIX(ANT)*IDI
    FZ=AFZ(IZ,IG)
    THW=ATWZ(IZ,IG)-FZ*(OD-DI)/(KTT)
    A=3.14159*OD/12.*LT/IDI
    LET=(LT+LEC)/IDI
400 STW=0.

```

```

SDP=0.
SHI=0.
DO 99995 M=1,NI
T=T1
P=P1
IF (IIL.EQ.1) IE=2
IF (IIL.GE.2) IE=3
CALL EPF(T,P,Z,APF,IE)
H =APF(4)
IF (VAP) 501,501,502
501 ITTF=3
IHTC=1
GO TO 505
502 IF (II) 503,504,503
503 ITTF=2
GO TO 506
504 ITTF=1
506 IHTC=ICTC
505 CALL ELP(IIS,ITTF,DI,WET,AN,ROUGH,LET,P,DPI)
CALL AJUSTE(P,P1,SLT)
CALL TC(T,THW,FZ,DI,OD,KTT,RD,WET,TWM,VWL,VWG,ICTC,HN,H)
TWIZ=FZ/H+T
SHI=SHI+H
STW=STW+TWIZ
SDP=SDP+UPI
IIL=IIL+1
H2=H1-IIS*FZ*A/WT
T1=T
H1=H2
99995 CONTINUE
HIG(IZ,IG)=SHI/NI
TW(IZ,IG)=STW/NI
IF (II) 700,701,701
700 PFP(IZ,IG)=P
TFP(IZ,IG)=T1
GO TO 702
701 PFP(IZ+1,IG)=P
TFP(IZ+1,IG)=T1
702 UP(IZ,IG)=SDP
LPT=LPT+UP(IZ,IG)
99997 CONTINUE
GO TO (803,801,802),IPH
802 IF (ICR-1) 803,803,804
804 IF (II) 805,805,806
805 NZ1=1
NZ2=NZ
II=1
GO TO 803
806 NZ1=NZ
NZ2=1
II=-1
GO TO 803
801 IF (II) 807,803,808
807 NZ1=2
NZ2=NZ
II=1
GO TO 803
806 NZ1=NZ
NZ2=2
II=-1
803 LPTP(IG)=LPT

```

```

99998 CONTINUE
GO TO(4000,4001,4002),IPH
4001 IF(IG-IG2)99989,4000,4000
4002 IF(NS.LE.1.AND.IG.LT.IG2)GO TO 99989
4000 T=T1
IE=3
CALL EPF(T,P,Z,APF,IE)
99989 CONTINUE
88888 CONTINUE
NZZ=NZ+1
WRITE(JCZ,10000)
WRITE(JCZ,10001)FMEN
WRITE(JCZ,10002)TIPO
WRITE(JCZ,10003)WET,VAP,QT,TE1,TE2,PE1,PE2
IF(IPH)7000,7000,8000
7000 WRITE(JCZ,10004)
GO TO 9000
8000 WRITE(JCZ,10011)
9000 IF(IC)9001,9001,9002
9002 WRITE(JCZ,10005)
WRITE(JCZ,10006)ODC,DIC,NP,NTC,ALTC,PSC
WRITE(JCZ,10007)
WRITE(JCZ,10008)AFZ(1,1),ATWZ(1,1),NTC
9001 WRITE(JCZ,20011)
WRITE(JCZ,10009)
WRITE(JCZ,10006)OD,DI,NP,NT,ALT,PSR
IF(IPH)9003,9003,9004
9003 WRITE(JCZ,10007)
DO 2200 I=1,NP
DO 2200 J=1,NZ
ANT=ANTZ(I,J)
NT=IFIX(ANT)
2200 WRITE(JCZ,10010)I,J,AFZ(I,J),ATWZ(I,J),NT
WRITE(JCZ,10014)
GO TO 2400
9004 WRITE(JCZ,10012)
WRITE(JCZ,10013)I,J,AFZ(I,J),ATWZ(I,J),ALZ(I)
WRITE(JCZ,10014)
2400 WRITE(JCZ,20000)
IF(IC)9005,9005,9006
9006 WRITE(JCZ,10005)
WRITE(JCZ,20001)IC,((PPFP(I,J),TFP(I,J),I=1,2),J=1,2)
WRITE(JCZ,20002)
WRITE(JCZ,20003)
WRITE(JCZ,20004)IC,ATWZ(1,1),HIO(1,1),DP(1,1),DPTP(1)
9005 WRITE(JCZ,10009)
IF(IPH)9007,9007,9008
9007 WRITE(JCZ,20005)
GO TO 9009
9008 WRITE(JCZ,20009)
9009 DO 2201 I=1,NP
DO 2201 J=1,NZZ
2201 WRITE(JCZ,20006)I,J,PPFP(I,J),TFP(I,J)
WRITE(JCZ,20002)
IF(IPH)9010,9010,9011
9010 WRITE(JCZ,20007)
GO TO 9012
9011 WRITE(JCZ,20010)
9012 DO 2203 I=1,NP
DO 2203 J=1,NZ
2203 WRITE(JCZ,20008)I,J,ATWZ(I,J),HIO(I,J),DP(I,J),DPTP(I)

```

```

WRITE(JCZ,20011)
1 FORMAT(20A4)
1005 FORMAT(10F10.0)
10000 FORMAT(1H1,/,10X,'INFORMACION DE ENTRADA AL PROGRAMA',/)
10001 FORMAT(21X,20A4)
10002 FORMAT(///,22X,'CONDICIONES DE OPERACION DE LA UNIDAD',/,10X,'HORNO
1 TIPO ',3A4,/)
10003 FORMAT(9X,'*FLUJO TOTAL (LB/H)',7X,F12.2,/,10X,'% DE VAPORIZACION
1',13X,F8.2,/,10X,'CARGA TERMICA (MMBTU/H)',7X,F8.2,/,
1 38X,'ENTRADA',12X,'SALIDA',/,10X,'TEMPERATURA
2(F)',13X,F7.2,11X,F7.2,/,8X,'**PRESION (PSIA)',10X,F7.2,11X,F7
3.2)
10004 FORMAT(6(//),13X,' GEOMETRIA, DISTRIBUCION DE FLUXES DE CALOR,
1',/,13X,'TEMPERATURAS DE PARED Y NUMERO DE TUBOS POR ZONA',/)
10005 FORMAT(10X,'SECCION DE CONVECCION',/)
10006 FORMAT(10X,'DIAMETRO TUBOS (IN)',7X,'EXTERNO',2X,F5.3,3X,'INTERN
10',2X,F5.3,/,10X,'NUMERO DE PASOS',24X,I3,/,10X,'NUMERO DE TUBOS',
224X,I3,/,10X,'LONGITUD DEL TUBO',21X,F4.1,/,10X,'POSICION TUBOS',
33X,3A4,/)
10007 FORMAT(13X,'PASO ZONA',11X,'Q/A',10X,'TW (F)',5X,
1'NO.TUBOS',/,34X,'(BTU/H-FT2)',/)
10008 FORMAT(/,36X,F7.1,7X,F7.2,8X,I3,/)
10009 FORMAT(10X,'SECCION DE RADIACION',/)
10010 FORMAT(/,13X,I3,7X,I3,14X,F7.1,7X,F7.2,8X,I3)
10011 FORMAT(6(//),13X,' GEOMETRIA, DISTRIBUCION DE FLUXES DE CALOR,
1',/,13X,'TEMPERATURAS DE PARED Y LONGITUD DE TUBO POR ZONA',/)
10012 FORMAT(13X,'TUBO ZONA',11X,'Q/A',10X,'TW (F)',5X,
1'LONG.TUBO',/,34X,'(BTU/H-FT2)',/)
10013 FORMAT(/,13X,I3,7X,I3,14X,F7.1,7X,F7.2,7X,F4.0)
10014 FORMAT(5(//),6X,'**PRESION DE ENTRADA PASADA EN LA CAIDA DE PRESION
1 PERMISIBLE',/,9X,'*COMPOSICION Y PROPIEDADES FISICAS DEL FLUIDO')
20000 FORMAT(1H1,/,10X,'RESULTADOS DEL PROGRAMA (PERFILES DE TEMPERATUR
1A Y PRESION',/)
20001 FORMAT(13X,'PASO',13X,'PRESION (PSIA)',9X,'TEMPERATURA (F)',/,1
13X,I3,4X,'ENTRADA',7X,F7.2,17X,F7.2,/,13X,I3,4X,'SALIDA',8X,F7.2,
117X,F7.2,/)
20002 FORMAT(/,10X,'TEMP.DE PARED, COEF. DE TRANSFERENCIA DE CALOR Y CAI
1DA',/,10X,' DE PRESION EN LA SECCION',/)
20003 FORMAT(10X,'PASO',11X,'TW (F)',9X,'HIO',8X,'DP (PSI)',4X,'SUMA DP'
1',/,35X,'(BTU/H-FT2-F)',/)
20004 FORMAT(10X,I3,11X,F7.2,7X,F7.2,6X,F7.2,5X,F7.2,/)
20005 FORMAT(10X,'PASO ZONA',11X,'PRESION (PSIA)',9X,'TEMPERATURA (F)'
1,/)
20006 FORMAT(10X,I3,1X,I3,15X,F7.2,17X,F7.2)
20007 FORMAT(10X,'PASO ZONA',6X,'TW (F)',9X,'HIO',8X,'DP (PSI)',4X,'SUMA
1 DP',/,35X,'(BTU/H-FT2-F)',/)
20008 FORMAT(10X,I3,1X,I3,6X,F7.2,7X,F7.2,6X,F7.2,5X,F7.2)
20009 FORMAT(10X,'TUBO ZONA',11X,'PRESION (PSIA)',9X,'TEMPERATURA (F)'
1,/)
20010 FORMAT(10X,'TUBO ZONA',6X,'TW (F)',9X,'HIO',8X,'DP (PSI)',4X,'SUMA
1 DP',/)
20011 FORMAT(1H1)
99999 STOP
END

```

NOMENCLATURA

AC	- Término de aceleración
Bo	- Número de ebullición
Cp	- Capacidad calorífica BTU/lb°F
D	- Diámetro interno ft
Eu	- Número de Euler adimensional
f	- Factor de fricción
g	- Aceleración de la gravedad 32.2 ft/seg ²
G	- Masa velocidad lb/ft ² h o lb/ft ² seg
g _c	- Constante gravitacional 32.174 lbm ft/lb _f seg ²
h	- coeficiente de transferencia de calor BTU/h ft ² °F
H	- Entalpía BTU/lb
h _{fg}	- Calor latente de vaporización BTU/lb
k	- Conductividad térmica BTU/h ft °F
L	- Longitud ft
P	- Presión lb _f /in ² o lb _f /ft ²
Pr	- Número de Prandtl adimensional
q	- Flux de calor BTU/h ft ²
Q	- Gasto volumétrico ft ³ /h
Re	- Número de Reynolds adimensional
R _L	- Holdup
T	- Temperatura °F
v	- Velocidad ft/seg

- x - Calidad del vapor
Espesor de la pared del tubo (Ec. 4.17) ft

LETRAS GRIEGAS

- α - Relación de desplazamiento de las fases (Ec. 2.16)
Función que relaciona el factor de fricción con
- β - Relación de la densidad sin deslizamiento a la densidad con deslizamiento constante adimensional
- λ - Calor latente de vaporización (Ec. 2.13)
Holdup volumétrico (Cap. IV)
- μ - Viscosidad lb/h ft
- ρ - Densidad lb/ft³
- σ - Tensión superficial dinas/cm

SUBINDICES

- ac - Aceleración (Ec. 3.1)
- el - Elevación
- f - Fricción
- G - Gas
- L - Líquido
- ns - Sin deslizamiento
- TP - Dos fases
- w - Referida a la pared

BIBLIOGRAFIA

1. Lobo, W.E. and Evans, J.E.
Heat transfer in the radiant section of petroleum heaters
Trans. Am. Inst. Chem. Engrs., Vol. 35, 1939
2. Kern, D.Q.
Process Heat Transfer
McGraw-Hill, 1950
3. Wimpres, R.N.
Rating fired heaters
Hydrocarbon Processing and Petroleum Refiner, Vol. 42,
No. 10, 1963
4. Torrijos, C.Q. and Schweppe, J.L.
How to rate finned-tube convection section in fired heaters
Hydrocarbon Processing and Petroleum Refiner, Vol. 43,
No. 6, 1964
5. Hottel, H.C. and Sarofim, A.F.
Radiative Transfer
McGraw-Hill, 1967
6. Siegel, R. and Howell, J.R.
Thermal Radiation Heat Transfer
McGraw-Hill, 1972

7. Cordero, T.M.

Determinación de la caída de presión de una mezcla líquido-vapor que fluye a través de un serpentín de calentamiento de un calentador de petróleo crudo

Primer Congreso Nacional de Transferencia de Calor, IMP, Agosto, 1976

8. Routhwaite, C.

Two phase heat transfer in horizontal tubes

Journal of the Institute of Fuel, Feb., 1968

9. Rohsenow, W.M. and Hartnett, J.P.

Handbook of Heat Transfer

McGraw-Hill, 1973

10. Alves, G.E.

Cocurrent liquid-gas flow pipe line contactor

Vol. 50, pág. 449, 1954

11. Collier, G.J.

Convective Boiling and Condensation

McGraw-Hill, 1972

12. Hodossy, L.

Momentum, heat and mass transfer in two phase flow

International Chemical Engineering

Vol. 8, No. 3, Julio 1968

13. Davis, E.J. and David, M.M.

Two phase gas-liquid convection heat transfer
Industrial Engineering Chemistry Fundamentals
Vol. 3, No. 2, 1964

14. Gouse, W.S. and Dickson, A.J.
Report No. DSR 8734-7
M.I.T., 1965
15. Dittus, F.W. and Boelter, L.M.K.
University of California(Berkley) Publ. Eng. 2, pág 443,
1930
16. Lockhart, R.W. and Martinelli, R.C.
Proposed correlation of data for isothermal two phase,
two component flow in pipe
Chemical Engineering Progress
Vol. 45, No. 1, 1949
17. Dengler, C.E. and Addoms, J.N.
Heat transfer for vaporization of water in a vertical
tube
Chemical Engineering Progress Symposium Series
Vol. 52, No. 18, 1956
18. Guerrieri, S.A. and Talty, R.D.,
A study of heat transfer organic liquids in single-tube,
natural circulation vertical-tube boilers
Chemical Engineering Progress Symposium Series
Vol. 52, No. 18, 1956

19. Schrock, V.E. and Grossman, L.M.
Forced convection boiling in tubes
Nuclear Science and Engineering
Vol. 12, 1962
20. Rohsenow, W.M.
A method of correlating heat transfer data for surface
boiling of liquids
Trans. ASME
Vol. 74, Agosto, 1952
21. Chen, J.C.
A correlation for boiling heat transfer to saturated
fluids in convective flow
ASME Paper 63-HT-34, 1963
22. Forster, H.K. and Zuber, N.
Dynamics of vapor bubbles and boiling heat transfer
AIChE Journal
Vol. 1, No. 4, 1955
23. Davis, E.J. and David, M.M.
Heat transfer to high quality steam-water mixtures
flowing in a horizontal rectangular duct
Canadian Journal of Chemical Engineering
Vol. 39, 1961
24. Groothuis, H. and Hendal, W.P.

Heat transfer in two-phase flow
Chemical Engineering Science
Vol. 11, pág. 212, 1959

25. American Petroleum Institute
Supplement to API RP 530
Segunda Edición, 1973

26. Doll-Steinberg, A.
Use Enthalpy for two-phase P
Petroleum Refiner
Vol. 38, No. 1, 1959

27. Harbert, W.D.
Pipestill coil design
Petroleum Refiner
Vol. 26, No. 9, 1947

28. Dittus, F.W. and Hildebrand, A.A.
A method of determining the pressure drop for oil-vapor
mixtures flowing through furnace coils
Trans. ASME
Abril 1942

29. Maker, F.L.
Flashflow pressure drop in heaters
Petroleum Refiner
Vol. 34, No. 11, 1955

30. Ludwig, M.
Pressure drop in furnace tubes, part of notes on hydraulics of pipe lines
Engineering Science War Training, Stanford University
1944
31. Buthod, P.
Pressure drop in heaters
The Oil and Gas Journal
Julio 1, 1957
32. DeGance, A.E. and Atherton, R.W.
Chemical Engineering Aspects of Two-Phase Flow Reprint
Chemical Engineering
1970
33. Dukler, A.E., Wicks, M. and Cleveland, R.G.
Frictional pressure drop in two-phase flow:
A. A comparison of existing correlations for pressure loss and holdup
AICHE Journal
Vol. 10, No. 1, 1964
B. An approach through similarity analysis
AICHE Journal, Vol. 10, No. 1, 1964
34. Baker, O.
Simultaneous flow of oil and gas
The Oil and Gas Journal

Julio 26, 1954

35. Chenoweth, J.M. and Martin, M.W.
A pressure drop correlation for turbulent two phase flow
of gas-liquid mixtures in horizontal pipes
Petroleum Refiner
Vol. 34, No. 10, 1955
36. Bankoff, S.G.
Trans. ASME
Vol. 82, pág. 265, 1960
37. Yagi, S.
Flow mechanism and pressure drop of two phase flow
through vertical pipe
Chemical Engineering(Japan)
Vol. 18, No. 2, 1954
38. Hoogendorn, C.J.
Gas-liquid flow in horizontal pipes
Chemical Engineering Science
Vol. 9, pág. 205, 1959
39. Hughmark, G.A.
Holdup in gas-liquid flow
Chemical Engineering Progress
Vol. 58, No. 4, 1962
40. Orkiszewski, J.

Predicting two-phase pressure drops in vertical pipe
Journal of Petroleum Technology
Jun., 1967

41. Griffith, P. and Wallis, G.B.
Two phase slug flow
Journal of Heat Transfer
Agosto 1961
42. Duns, H.Jr. and Ros, N.C.J.
Vertical flow of gas and liquid mixtures from boreholes
Proc. 6th World Pet. Congress, Frankfort, Section II,
Paper 22-PD6
Junio, 1963
43. Nicklin, D.J., Wilkes, J.O. and Davidson, J.F.
Two-phase flow in vertical tubes
Trans. AICHE
Vol. 62, pág. 61, 1962
44. Boyce, W.E. and DiPrima, R.C.
Elementary Differential Equations and Boundary Value
Problems
John Wiley and Sons, 2da. Edición, 1969
45. Kuo, S.S.
Computer Applications of Numerical Methods
Addison-Wesley, 1972