

ESTA TESIS NO DEBE
SALIR DE LA BIBLIOTECA



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

ESCUELA NACIONAL DE ESTUDIOS PROFESIONALES

"ZARAGOZA"

**DISEÑO TERMODINAMICO DE REHERVIDORES
PARA COLUMNAS DE DESTILACION**

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL TITULO DE:

INGENIERO QUIMICO

P R E S E N T A N :

CASTILLO GONZALEZ MARIA EUGENIA

TORRES GRANADOS CARLOS



MEXICO, D. F.

1992



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

INDICE

	PAGINA
INTRODUCCION Y OBJETIVOS	1
I.- GENERALIDADES	4
I.1 MODELO DE TRANSFERENCIA DE CALOR	4
I.1.1 MECANISMO DE CONDUCCION DE SOLIDOS	5
I.1.2 LA ECUACION DE FOURIER	5
I.1.3 CONDUCCION DE CALOR A TRAVES DE LA PARED DE UN TUBO	8
I.1.4 CONDUCCION A TRAVES DE RESISTENCIAS EN SERIE	11
I.1.5 RESISTENCIAS EN CONTACTO	12
I.1.6 TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONVECCION	13
I.2 EVALUACION DE COEFICIENTES	15
I.2.1 COEFICIENTES DE PELICULA	15
I.2.2 COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR	18
I.2.3 ENSUCIAMIENTO	22
I.2.3.1 MECANISMOS DE ENSUCIAMIENTO...	23
I.2.4 ECUACION BASICA DE DISEÑO	24
I.2.4.1 INTEGRACION DE CONDICIONES PUNTUALES	24
I.3 CLASIFICACION DE CAMBIADORES DE CALOR	26
I.3.1 TIPOS BASICOS DE EQUIPO DE TRANSFERENCIA DE CALOR	26
I.3.1.1 TIPOS BASICOS DE EQUIPO DE TRANSFERENCIA DE CALOR (CLISTA DE EQUIPOS)	27

I. 4 TRANSFERENCIA DE CALOR EN VAPORIZACION	29
I. 4.1 EBULLICION SIN FLUJO	30
I. 4.1.1 ANTECEDENTES HISTORICOS	30
I. 4.1.2 REGIMENES DE EBULLICION	31
I. 4.2 MECANISMO DE LA EBULLICION NUCLEADA ..	35
I. 4.3 VARIABLES IMPORTANTES EN LA EBULLICION	40
I. 4.3.1 INFLUENCIA DE LA GEOMETRIA DE LA SUPERFICIE	40
I. 4.3.2 INFLUENCIA DEL TIPO DE SUPERFICIE	41
I. 4.3.3 INFLUENCIA DE LA TEXTURA DE LA SUPERFICIE	41
I. 4.3.4 INFLUENCIA DE LA PRESION	41
I. 4.3.5 INFLUENCIA DE LAS IMPUREZAS ..	43
I. 4.3.6 INFLUENCIA DE LA TENSION SUPERFICIAL	43
I. 4.3.7 INFLUENCIA DE LA AGITACION ...	43
I. 4.4 EBULLICION CON FLUJO	45
I. 4.4.1 REGIMENES DE TRANSFERENCIA DE CALOR	45
I. 4.4.2 COEFICIENTES EN LA EBULLICION CON FLUJO	48
I. 4.4.3 CURVA DE EBULLICION	49
I. 4.4.4 EBULLICION CON FLUJO EN TUBOS HORIZONTALES	52
I. 4.4.5 CORRELACIONES PARA LA EBULLICION CON FLUJO	52
I. 4.5 EBULLICION SIN FLUJO EN BANCOS DE TUBOS	54
I. 4.5.1 CURVAS DE EBULLICION	54
I. 4.5.2 EFECTO DE MEZCLAS DE MULTICOMPONENTES	56
I. 4.5.3 EFECTO DE LA VECINDAD DE LOS TUBOS EN UN HAZ	60

	PAGINA
I. 4.5.4 EFECTOS DE SUPERFICIE	62
I. 4.5.4.1 TUBOS COMERCIALES ..	62
I. 4.5.4.2 TUBOS ESPECIALES ...	63
I. 4.5.4.3 TUBOS ALETADOS	65
I. 4.5.5 CORRELACIONES PARA LA	
EBULLICION SIN FLUJO	65
I. 4.5.5.1 FLUX MAXIMO	65
I. 4.5.5.2 COEFICIENTES DE	
EBULLICION NUCLEADA	67
I. 4.5.5.3 EBULLICION DE	
PELICULA	69
I. 4.6 METODOS DE DISENO	70
I. 4.6.1 EBULLICION SIN FLUJO	70
I. 4.6.2 EBULLICION CON FLUJO	73
I. 4.7 METODO DE DISENO PROPUESTO	73
I. 4.7.1 FLUX MAXIMO	74
I. 4.7.2 EBULLICION SIN FLUJO	75
I. 4.7.3 EBULLICION CON FLUJO	78
I.5 EVAPORADORES (TIPOS)	80
I.5.1 CLASIFICACION DE LOS EQUIPOS DE	
VAPORIZACION	80
I.6 ARREGLOS O CIRCUITOS (KETTLE/TERMOSIFON) ...	84
I.7 CRITERIOS DE SELECCION	88
I.7.1 CRITERIOS DE SELECCION DE TIPO DE	
REHERVIDOR	88
II.- METODOLOGIAS DE DISENO	96
II.1 TIPO KETTLE	96

	PAGINA
II.2 TIPO TERMOSIFON	100
II.2.1 HORIZONTAL	100
II.2.2 VERTICAL	104
III.- EJEMPLOS TIPICOS	108
III.1 TIPO KETTLE	108
III.2 TIPO TERMOSIFON	112
III.2.1 HORIZONTAL	112
III.2.2 VERTICAL	114
III.3 COMPARACION DE LOS TRES TIPOS DE CAMBIADORES	116
IV.- ANALISIS DE RESULTADOS	119
V.- CONCLUSIONES	121
FIGURAS	123
NOMENCLATURA	166
BIBLIOGRAFIA	169

INTRODUCCION

El diseño termodinámico de los intercambiadores de calor utilizados para suministrar la energía necesaria para la separación de componentes en columnas de destilación, definidos como rehervidores, a la fecha sigue dependiendo en algunos puntos de correlaciones empíricas que aproximan el fenómeno de la ebullición a lo que en realidad pasa en los equipos como los rehervidores. En la actualidad es necesario disminuir costos de producción en cuanto a ahorro de energía, optimizando los procesos productivos a partir de la ingeniería básica y de detalle, lo cual genera también, desde un inicio un menor costo de inversión.

De las principales operaciones unitarias por su costo de operación se encuentra la separación de componentes, en la que interviene como principal proveedor de energía, principalmente en columnas de destilación, el rehervidor, para el cual se debe generar un diseño mecánico (no contemplado en el alcance de este trabajo) a partir del termodinámico por lo que se requiere cada vez mejores diseños térmicos que se apeguen a la realidad del fenómeno de ebullición y así optimizar los costos de producción disminuyendo la demanda de energía, y generar el mejor diseño mecánico para disminuir los costos de inversión inicial y los de mantenimiento.

Es importante especificar que la ebullición en la transferencia de calor, es tratada en forma especial y en general con fenómenos que no ocurren en otros equipos de transferencia, por lo que al diseñar un rehervidor, se deben considerar como factores de importancia las recomendaciones que por años se han venido recopilando con equipos en operación en plantas de proceso.

Por lo anterior, a la fecha se hace necesario el recopilar estas experiencias plasmadas en artículos, conferencias y otros medios, para generar un documento actual.

Los problemas que se presentan en los equipos en operación se derivan de un diseño que no consideró los factores específicos del proceso, como son; naturaleza de los componentes, tipo de control de proceso, rangos de ebullición reales, etc., aunados a factores

de sobrediseño altos, como resultado de la poca concepción misma de la ebullición.

Se debe resaltar en el caso de la utilización de programas paquete para diseño de cambiadores de calor, la importancia de la experiencia en el campo, sobre todo para rehervidores y condensadores.

El material de apoyo para la realización de este trabajo se baso en los artículos y publicaciones, así como los libros de texto que aplican a la transferencia de calor y procesos de separación. También se consideran aquellos cursos y apuntes de instituciones, fabricantes y personas con experiencia en el campo de los cambiadores de calor.

En el desarrollo de este trabajo básicamente se describen las teorías que sustentan el fenómeno de vaporización y ebullición. Se analizan cualitativa y cuantitativamente los tres tipos principales de rehervidores de tubos y coraza, el tipo kettle, termosifón vertical y horizontal.

El contenido general del presente trabajo es el siguiente:

El Capítulo I contiene toda la información teórica, desarrollando conceptos que van desde la definición de la transferencia de calor y evaporación, hasta la información de las correlaciones empíricas, desarrolladas para la ebullición.

En este capítulo se desarrolla el modelado de la transferencia de calor a partir de conceptos y ecuaciones básicas, se desarrolla la forma de evaluar los coeficientes individuales y total de transferencia de calor, como parte importante y fundamental en el diseño de rehervidores.

Se elaboró una clasificación que va de lo general a lo particular, de los intercambiadores de calor, conocidos a la fecha.

El punto principal de la presente investigación se centra en el punto I.4 del capítulo I, donde se encuentra toda la información concerniente a los conceptos esenciales para entender la ebullición, los tipos de ebullición existentes y reinantes en los intercambiadores tubulares, los factores que favorecen o afectan a la transferencia en vaporización y las correlaciones empíricas conocidas junto con sus posibles aplicaciones.

Una vez ubicados los rehervidores dentro de la clasificación general de intercambiadores de calor, se describen los evaporadores existentes, así como los arreglos y circuitos de los mismos que se usan específicamente en los tipos Kettle y Termosifón.

Los criterios de selección descritos en este capítulo I, se basan en las informaciones obtenidas más que de bibliografía, de instituciones de ingeniería de diseño y fabricantes con experiencia en el diseño y fabricación de plantas industriales.

En el capítulo II se desarrollan las metodologías de diseño de los rehervidores Kettle y Termosifón horizontal y vertical; basadas en los conceptos teóricos del primer capítulo. Los algoritmos se presentan en forma condensada y sencilla para aplicarlos fácilmente.

En el capítulo III se aplican los algoritmos anteriores, primero a ejemplos representativos de cada tipo de rehervidor y después aplicados a un sólo servicio para los tres tipos igualmente. El capítulo IV se analizan los resultados de los diseños y en parte del desarrollo teórico. Finalmente las conclusiones se desarrollan bajo los conceptos de resultados cualitativos de diseño y temas tratados.

OBJETIVOS

- Desarrollar los conceptos básicos de los fenómenos de vaporización y ebullición.
- Describir las principales variables que influyen en la ebullición e identificar aquellas correlaciones que apliquen a la misma.
- Desarrollar criterios de selección de rehervidores en forma comparativa por variables de proceso y aplicación por servicio.
- Desarrollar algoritmos de cálculo de los rehervidores principales para columnas de destilación y aplicarlos a ejemplos típicos.
- Comparar cualitativa y cuantitativamente los algoritmos desarrollados con ejemplos propuestos.

I.- GENERALIDADES

1.1 MODELO DE TRANSFERENCIA DE CALOR

La Termodinámica en forma general trata de las transiciones cuantitativas y reacomodos de energía como calor en los cuerpos de materia. La ciencia de la transferencia de calor está relacionada con la razón de intercambio de calor entre cuerpos calientes y fríos llamados fuente y receptor, aun cuando muchas de las aplicaciones en la ingeniería son combinaciones de dos o tres. Estas son, conducción, convección y radiación.

Conducción. - La conducción es la transferencia de calor a través de un material fijo, o entre cuerpos en contacto físico, sin un movimiento apreciable de las partículas de los mismos.

Convección. - La convección es la transferencia de calor entre partes relativamente calientes y frías de uno o más fluidos por medio de mezcla, generada por gradientes de temperatura, densidad (conv. natural), o por medios mecánicos (conv. forzada).

Radiación. - La radiación involucra la transferencia de energía radiante desde una fuente a un receptor. Cuando la radiación se emite desde una fuente a un receptor, parte de la energía se absorbe por el receptor y parte es reflejada por él. (1)

Se ha descrito a la transferencia de calor como el estudio de las velocidades a las cuales el calor se intercambia entre fuentes de calor y receptor, tratados usualmente de manera independiente. Los procesos de transferencia de calor se relacionan con las razones de intercambio térmico, tales como los que ocurren en equipo de transferencia de calor, tanto en Ingeniería Mecánica como en los Procesos Químicos. Este enfoque realza la importancia de las diferencias de temperatura entre la fuente y el receptor, lo que es, después de todo, el potencial por el cual la transferencia de calor se lleva a efecto. Un problema típico de procesos de transferencia de calor involucra las cantidades de calor que deben transferirse debido a la naturaleza de los cuerpos, la diferencia de potencial, la extensión y arreglo de las superficies que separan a la fuente y el receptor, y la cantidad de energía mecánica que debe dispersarse para facilitar la

transferencia de calor. Puesto que la transferencia de calor considera un intercambio en un sistema, la pérdida de calor por un cuerpo deberá ser igual al calor absorbido por otro dentro de los confines del mismo sistema.

CONDUCCION:

I.1.1 Mecanismo de Conducción en Sólidos.

El calor en materiales sólidos, líquidos y gaseosos se debe a la energía cinética de los electrones, átomos y moléculas presentes; la temperatura es una medida de la energía cinética promedio poseída por cada electrón, átomo o molécula. En un sólido, los átomos o moléculas tienen una posición fija, pero vibran, moviéndose más rápidamente a medida que aumenta la temperatura. En sólidos metálicos existen electrones libres (llamados así debido a que no están fijos en el espacio, sino que pueden moverse libremente dentro de los límites del cuerpo) que representan una fracción substancial de la energía cinética (o contenido calorífico) del cuerpo.

La conducción en un sólido no metálico ocurre cuando un átomo con mayor vibración (mayor temperatura) transmite su energía cinética a un átomo vecino con menor temperatura. Este proceso de transmisión de energía se repite sucesivamente de un átomo a otro, hasta que el sólido alcanza una temperatura uniforme. En sólidos metálicos se presenta el mismo fenómeno sólo que en la mayoría de la energía es transmitida por los electrones libres. Debido a que los electrones libres son también responsables de la conducción de una corriente eléctrica a través de un metal, existe relación entre la habilidad de un metal a conducir calor y electricidad. Los detalles del proceso de conducción son bastante complicados. Afortunadamente para nuestros propósitos los podemos simplificar para manejar este fenómeno fácilmente.

I.1.2 La Ecuación de Fourier.

En el siglo XVIII investigadores franceses descubrieron experimentalmente que el flux de calor a través de un sólido plano, homogéneo e isotrópico era proporcional a la diferencia de temperaturas entre las superficies, e inversamente proporcional a su espesor. Actualmente esto es rigurosamente

cierto, solo cuando la diferencia de temperaturas es pequeña, lo cual no resulta una limitación importante para cualquier caso que tratemos aquí. Dicha relación puede ser escrita de la siguiente forma:

$$\frac{Q}{A} \propto \frac{T_1 - T_2}{X_2 - X_1} \quad (I.1.1)$$

Definiendo una constante de proporcionalidad k la conductividad térmica, la ecuación anterior puede ser escrita como:

$$\frac{Q}{A} = k \frac{T_1 - T_2}{X_2 - X_1} \quad (I.1.2)$$

En unidades inglesas (k en BTU/hr ft² (°F/ft)), que son comúnmente escritas como BTU/hr ft °F. En el sistema "SI" corresponde a Joule/seg metro °C.

Para todos los propósitos prácticos, la conductividad térmica se determina experimentalmente.

Es conveniente mencionar algunas consideraciones acerca de los valores obtenidos de tablas para la conductividad térmica:

1. - La conductividad térmica de los metales utilizados en la industria varía desde valores inferiores a 10, hasta superiores a 200 BTU/hr ft (°F/ft). Generalmente la conducción a través de los tubos de un intercambiador es despreciable, sin embargo, debido a la variedad de metales existentes, esto puede no ser cierto, por lo tanto esta resistencia se deberá siempre incluir en todos los cálculos.

2. - La conductividad térmica de aleaciones es generalmente mucho menor que la de los metales puros, especialmente para conductores excelentes como cobre y aluminio; este hecho está relacionado con la dislocación del movimiento de los electrones libres en los átomos de la aleación, lo cual también se traduce en una disminución en la conductividad eléctrica. Un error común es usar una k de 220 BTU/hr ft (°F/ft) para los tubos de

cobre, los cuales generalmente se producen de cobre desoxidado con azufre que tiene una k de 160 a 170 . Aun cuando este valor es alto y no tiene ningun efecto en el diseño de un intercambiador, si es muy ilustrativo de los errores que se pueden tener al tomar sin precauciones un valor de tablas.

3.- Se puede comprobar entre los diferentes tipos de materiales que entre mas resistente a la corrosion sea un metal, este tendra un valor más bajo en la conductividad térmica.

4.- Comunmente pasa desapercibido el hecho de que el grafito tiene una conductividad térmica comparable a la del bronce, tres veces la de aceros de bajo contenido de carbón y ocho veces la de aceros inoxidables.

5.- La conductividad térmica varia con la temperatura y en algunos casos marcadamente. Sin embargo, para el diseño de intercambiadores de calor, es casi siempre suficiente evaluar a la temperatura promedio del material y suponer que va ha ser constante.

6.- La conductividad térmica es una función de la dirección del flujo de calor en los cristales del metal. En componentes metálicos, los cristales son extremadamente pequeños y aleatoriamente distribuidos, así que los valores medidos y utilizados son valores promedio. Algunos materiales como la madera tienen diferencias considerables en la conductividad en diferentes direcciones.

La ecuación (I.1.2) puede escribirse en forma más general si el término del gradiente de temperaturas se escribe en forma diferencial.

$$\frac{Q}{A} = -k \left(\frac{dT}{dx} \right) \quad (I.1.3)$$

El signo negativo en la ecuacion es para tomar en cuenta que el calor se transmite de una alta temperatura a una baja; dado que (dT/dx) es inherentemente negativo, la ecuación resulta doblemente negativa, lo cual significa un flujo de calor positivo en la dirección de una temperatura decreciente. La ecuacion (I.1.3) es actualmente llamada la ecuacion de Fourier, la cual puede aparecer

infinitamente desarrollada, para resolver todos los problemas de conducción reales e hipotéticos. La principal ventaja de la ecuación (I.1.3) es que puede ser integrada para aquellos casos en los cuales la sección transversal de un cuerpo es variable, como se muestra a continuación.

I.1.3 Conducción de calor a través de la pared de un tubo.

Ver figura (I.1.2). Sea Q el calor total conducido a través de la pared del tubo por unidad de tiempo. En la posición radial r_i de la pared del tubo ($r_i \leq r \leq r_o$), el área de transferencia para una longitud de tubo L es $A = 2 \pi r L$.

La ecuación (I.1.3) para un cambio finito queda como:

$$Q = k A \frac{\Delta T}{e} \quad (I.1.4)$$

calor por conducción en superficies lisas, donde:

$$e = X_2 - X_1 \quad (I.1.5)$$

Para superficies circulares el espesor queda definido por:

$$e = r_o - r_i \quad (I.1.6)$$

donde:

r = radio externo e interno de la tubería respectivamente.

Por lo tanto, la ecuación (I.1.3) para superficies circulares toma la forma:

$$\frac{Q}{A} = -k \left[\frac{dT}{dr} \right] \quad (I.1.7)$$

El área para una superficie circular es:

$$A = 2 \pi r L \quad (I.1.8)$$

Sustituyendo la ecuación (I.1.8) en (I.1.7) y reorganizando términos se tiene:

$$\int_{T_i}^{T_o} dT = - \frac{Q}{2 \pi L k} \int_{r_i}^{r_o} \frac{dr}{r} \quad (I.1.9)$$

Integrando la ecuación anterior se tiene:

$$T_o - T_i = - \frac{Q}{2 \pi L k} \ln \frac{r_o}{r_i} \quad (I.1.10)$$

de donde:

$$Q = 2 \pi L k \frac{(T_i - T_o)}{\ln r_o / r_i} \quad (I.1.11)$$

La ecuación (I.1.11) se puede poner en la forma:

$$Q = \frac{T_i - T_o}{\frac{\ln r_o / r_i}{2 \pi L k}} = \frac{\Delta T}{R} = \frac{\text{gradiente}}{\text{resistencia}} \quad (I.1.12)$$

Alternativamente se puede definir un flujo de calor para un cilindro en la forma de la ecuación (I.1.2).

$$\frac{Q}{A_{ef}} = k \left[\frac{T_i - T_o}{r_o - r_i} \right] \quad (I.1.13)$$

el área efectiva (A_{ef}) para definir un flux de calor en una geometría cilíndrica, es el área media logarítmica.

$$A_{ef} = \frac{A_o - A_i}{\ln \frac{A_o}{A_i}} = \frac{2 \pi L (r_o - r_i)}{\ln \frac{r_o}{r_i}} \quad (I.1.14)$$

Por lo que sustituyendo (I.1.14) en (I.1.13) se tiene:

$$\frac{Q}{A_{ef}} = k \frac{T_i - T_o}{r_o - r_i} = \frac{Q}{2 \pi L \left[\frac{r_o - r_i}{\ln(r_o / r_i)} \right]} \quad (I.1.15)$$

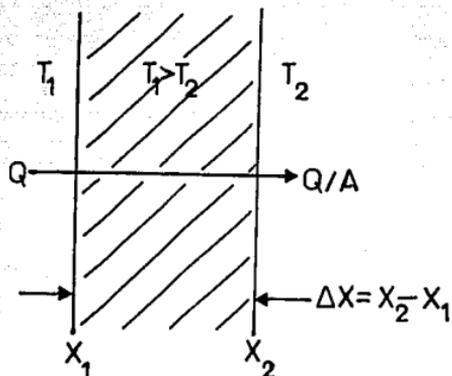


FIG. I.1.1 DIAGRAMA DE CONDUCCION A TRAVES DE UNA PARED PLANA

(La dirección del flujo de calor será a ángulos rectos a la pared, si las superficies de las paredes son isotérmicas y el cuerpo es homogéneo e isotrópico)

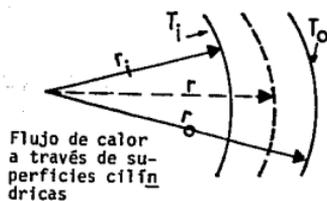


FIG. I.1.2 DIAGRAMA DE CONDUCCION A TRAVES DE UNA PARED CILINDRICA

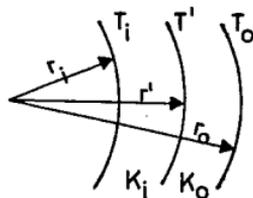


FIG. I.1.3 DIAGRAMA DE CONDUCCION A TRAVES DE 2 PAREDES CILINDRICAS CONTACTO

I.1.4 Conducción a través de resistencias en serie.

Ver figura I.1.3; sea r' el radio exterior del tubo interior y el radio interior del cilindro exterior, y T' su temperatura correspondiente. A partir de resultados previos, podemos escribir directamente para el lado interno:

$$Q = \frac{2 \pi L k_i (T_i - T')}{\ln(r'/r_i)} \quad (I.1.16)$$

donde k_i es la conductividad térmica del material del tubo interno. Ya que a régimen permanente, fluye la misma cantidad de calor a través de ambas paredes.

$$Q = \frac{2 \pi L k_o (T' - T_o)}{\ln(r_o/r')} \quad (I.1.17)$$

Donde K_o es la conductividad térmica del material del tubo externo. T' puede ser eliminada entre las ecuaciones (I.1.16) y (I.1.17) para dar:

$$Q = \frac{2 \pi L (T_i - T_o)}{\frac{\ln(r'/r_i)}{k_i} + \frac{\ln(r_o/r')}{k_o}} \quad (I.1.18)$$

o alternativamente:

$$Q = \frac{T_i - T_o}{\frac{\ln(r'/r_i)}{2 \pi L k_i} + \frac{\ln(r_o/r')}{2 \pi L k_o}} \quad (I.1.19)$$

Este resultado puede ser fácilmente aplicado a cualquier número de cilindros concéntricos, identificando cada uno de los términos en el denominador como la resistencia térmica del tubo respectivo; de tal forma que el flujo de calor total es el cociente de la diferencia global de temperaturas entre la suma de las resistencias térmicas.

En aplicaciones industriales, ocasionalmente es deseable utilizar tubos bimetalicos como se muestra en la figura (I.1.3). Por ejemplo, cuando por dentro de tubos se tiene un fluido a alta presión y es excesivamente corrosivo se hace necesario el uso de alguna aleación. Sin embargo, si se usa un delgado recubrimiento de aleación resistente a la corrosión sobre la superficie interna de un tubo de costo inferior de material, los costos finales del intercambiador se reducirán considerablemente.

I.1.5 Resistencias en Contacto.

En la sección anterior, se hizo la suposición de que la superficie exterior del cilindro interior y que la superficie interior del cilindro exterior estaban a la misma temperatura, implicando que no había resistencia a la transferencia de calor entre ambas. Esta suposición es correcta si ambas superficies están unidas metalúrgicamente, de lo contrario la suposición puede acarrear grave error principalmente cuando las superficies están únicamente en contacto físico, aún a presiones muy elevadas.

Generalmente las superficies metálicas tienen una rugosidad que va desde 10 a 180 micropulgadas; el grado y forma de la rugosidad depende del metal y del método de formación de la superficie. Cuando dos superficies son puestas en contacto, sus "crestas" quedan en contacto, mientras que sus "valles" son ocupados por la atmósfera ambiental, que generalmente es aire. Debido a la baja conductividad térmica de los gases, prácticamente todo el calor transmitido por las crestas donde las superficies hacen contacto. A bajas presiones, estos puntos serán una pequeña porción de la superficie (quizá menos de 1%), lo cual provoca una contracción en las líneas de flujo de calor, ocasionando una resistencia (interfacial) mucho mayor que la generada por las placas mismas.

A presiones elevadas, las colinas son aplanadas para dar una mayor superficie de contacto, disminuyendo la resistencia interfacial. Existen varios métodos para asegurar un buen contacto térmico (coextrusión, expansión, y contracción térmica), no obstante en la operación normal de los equipos de proceso, es común tener variaciones de temperatura, que conjuntamente con el desgaste natural del equipo, causan una grave pérdida de eficiencia a través del tiempo.

Desafortunadamente es casi imposible predecir resistencias en contacto en equipos de proceso. Existen procedimientos aproximados en la literatura abierta y algunos fabricantes de tubos lisos y aletados han realizado innumerables pruebas que pueden servir como guías para predecir un posible comportamiento, aquí, como en todo diseño de equipos de proceso, el ingeniero debe cuantificar las posibles alternativas, o las consecuencias involucradas por una estimación errónea.

I.1.6 Transferencia de calor por convección.

La transferencia de calor por convección puede definirse como el transporte de calor de un punto a otro, dentro de un mismo fluido, como resultado del movimiento macroscópico del fluido. Se mencionarán los procesos físicos de convección para definir términos y para establecer lo que tratan de representar las correlaciones que se usarán más adelante.

Si estudiamos un fluido en régimen turbulento cuando se desliza sobre una superficie de calentamiento y trazamos algunos elementos representativos del flujo, con el fin de establecer su camino, obtendríamos algo como lo mostrado en la figura (I.1.4) el perfil correspondiente de velocidad, tiempo, y temperatura sería como se muestra en las figuras (I.1.5) y (I.1.6).

El flujo cerca de la pared es casi laminar, de tal forma que el mecanismo predominante para la transferencia de momento es cortante viscosa y para la transferencia de calor es conducción, ambos a escala molecular. En la pared, la velocidad del fluido es supuesta como cero y la temperatura del fluido se supone como la misma de la pared. Debido a la relativa ineficiencia del transporte molecular, la velocidad y los gradientes de temperatura cerca de la pared son mucho más escalonados que en el seno del flujo donde la formación de remolinos es predominante. Es innecesario notar que cuando se menciona simplemente a la velocidad y temperatura de una corriente, nos referimos a los valores promedio. Sin embargo, es importante recordar que posiblemente algunas porciones del fluido están a una temperatura significativamente mayor o menor, donde

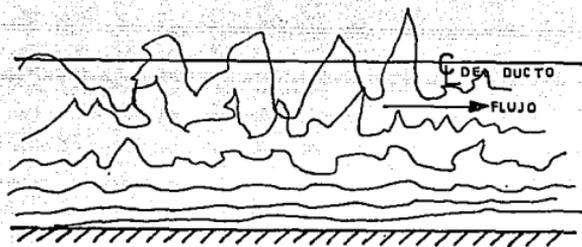


FIG. I.1.4 DIAGRAMA ESQUEMATICO DEL CAMINO RECORRIDO POR UN FLUJO TURBULENTO SOBRE UNA SUPERFICIE

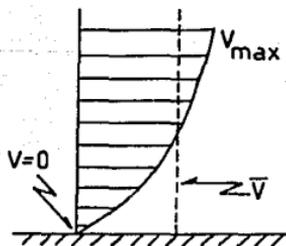


FIG. I.1.5 PERFIL DE VELOCIDAD EN FLUJO TURBULENTO

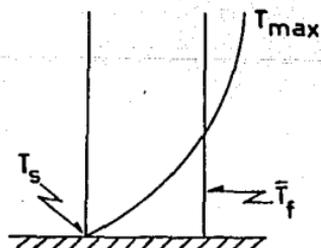


FIG. I.1.6 PERFIL DE TEMPERATURA EN FLUJO TURBULENTO

puede ocurrir degradación térmica o cambio de fase. La ecuación general de modelo de transferencia de calor se presenta en la siguiente sección.

I.2 EVALUACION DE COEFICIENTES

I.2.1 Coeficientes de película.

Para muchos procesos de convección, el flujo de calor local es aproximadamente proporcional a la diferencia de temperaturas entre la pared y el seno del fluido.

$$\frac{Q}{A} \propto (T_f - T_s) \quad (I.1.20)$$

Por lo cual definimos una constante de proporcionalidad, que se conoce como "coeficiente de película de transferencia de calor" denominada generalmente como h:

$$\frac{Q}{A} = h (T_f - T_s) \quad (I.1.21)$$

El valor de h depende de la geometría del sistema, las propiedades físicas y la velocidad del fluido. El concepto de coeficiente de transferencia de calor sólo es útil cuando existe alguna relación cuantitativa entre éstas variables y el coeficiente de transferencia. Además, esta relación debe ser razonablemente válida para las condiciones existentes en la aplicación que se presente. Estas relaciones o correlaciones pueden provenir de análisis teóricos o experimentales, o de una combinación de ambos. Las correlaciones pueden presentarse en ecuaciones, gráficas, tablas de valores, siendo fácilmente convertidas de una forma a otra, de acuerdo a las necesidades o conveniencia del diseñador. Al utilizar las correlaciones el diseñador debe conocer, o al menos tener una idea de la aproximación que requiere su problema.

El coeficiente de película también se emplea en casos cuando el flujo de calor no es exactamente proporcional a la diferencia de temperaturas, como es el caso de coeficientes de ebullición nucleada, lo cual resulta contradictorio con la ecuación (I.1.20).

I.2.2 Coeficiente Global de Transferencia de Calor.

Desde un punto de vista estrictamente lógico el flujo de calor a través de un medio es directamente proporcional a un potencial térmico e inversamente proporcional a la resistencia que el medio presenta a dicho flujo, por lo tanto puede establecerse:

$$Q = \frac{\Delta T}{R} \quad (I.1.22)$$

La transferencia de calor por conducción puede representarse mediante la ecuación:

$$Q = k A \frac{\Delta T}{x} \quad (I.1.23)$$

Si se comparan las ecuaciones para conducción y convección (I.1.23) y (I.1.21) respectivamente se concluye que la resistencia térmica que presenta un medio por conducción es:

$$R = \frac{x}{kA} \quad (I.1.24)$$

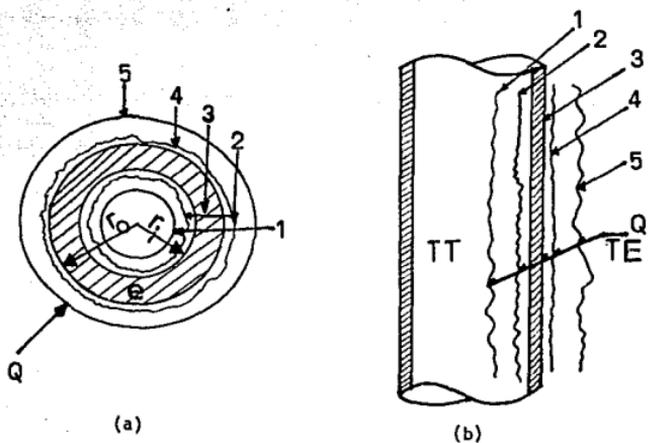
y para el caso de convección se tiene:

$$R = \frac{1}{hA} \quad (I.1.25)$$

De acuerdo a la ecuación (I.1.25) es importante aclarar que el coeficiente de transmisión de calor h es la facilidad que presenta un medio al flujo de calor y en ningún caso se considera una resistencia, ya que esta queda definida por la misma ecuación.

Considerando la figura (I.1.7); un flujo calor Q en BTU/hr es transferido por un fluido de temperatura T_E (en un punto dado) desde la parte externa de un tubo, a otro fluido que circula por el interior del tubo a la temperatura T_I . Como se puede observar en la figura, el flujo de calor se encuentra a lo largo de su trayectoria con una serie de resistencias que provocan una caída de temperatura en cada una de ellas.

Las resistencias se encuentran en serie, y son en orden de aparición:



- 1.- PELICULA DE FLUIDO INTERNA
- 2.- CAPA DE INCRUSTACION INTERNA
- 3.- ESPESOR DE LA PARED DEL TUBO
- 4.- CAPA DE INCRUSTACION EXTERNA
- 5.- PELICULA DE FLUIDO EXTERNA

- TE = TEMPERATURA DE ENVOLVENTE
 TT = TEMPERATURA DE TUBOS
 r_o = RADIO EXTERNO DEL TUBO
 r_i = RADIO INTERNO DEL TUBO
 e = ESPESOR DE PARED DEL TUBO

FIG. I.1.7 RESISTENCIAS QUE SE OPOEN AL FLUJO DE CALOR EN UN CAMBIADOR DE TUBOS Y ENVOLVENTE

- a) Resistencia debida a la pelicula del fluido externo.
- b) Resistencia por incrustación lado externo del tubo.
- c) Resistencia de la pared del tubo.
- d) Resistencia por incrustación lado interno del tubo.
- e) Resistencia debida a la pelicula de fluido interno.

La transferencia de calor a través de las películas de fluido tanto del lado externo como interno del tubo se efectúa mediante el mecanismo de convección dado por la ecuación (I.1.21), en donde los valores h_i y h_o (coeficientes de transferencia de calor de las películas interna y externa del tubo respectivamente) deberán ser evaluados con las correlaciones adecuadas dependiendo del caso que se presente.

Las resistencias por incrustación son debidas a la precipitación de sales y sustancias que se depositan en la pared tanto externa como interna del tubo, formando una capa relativamente delgada alrededor de éste. No obstante que el espesor de la capa incrustante es pequeño en principio, la baja conductividad térmica de las sales depositadas hace que la resistencia a la transferencia de calor por este concepto cobre importancia, e incluso en algunos casos, su efecto sea el controlante y sobre el cual el diseñador deberá prestar especial atención.

La transferencia de calor a través de estas capas de incrustación se efectúa predominantemente por conducción, pero rara vez se conoce lo suficiente acerca del espesor, o de la conductividad térmica de la película incrustante, para tratar la resistencia a la transferencia de calor como un problema de conducción; de manera que el diseñador estima de acuerdo a su experiencia un factor de incrustación o ensuciamiento (expresado en $hr\ ft^2\ ^\circ F/BTU$ en sistema inglés) cuyo efecto al incluirlo como una resistencia adicional es proporcional un cambiador de calor más grande que el requerido inicialmente, garantizándose en esta forma el funcionamiento correcto del equipo no obstante la formación de la capa incrustante, cuyo espesor aumentará gradualmente en proporción al tiempo de operación.

La resistencia al flujo de calor que ofrece la pared del tubo depende: del espesor de la pared, el cual para el caso de superficies circulares quedará especificado por el calibre del

tubo manejado (BWG); otro factor importante será la conductividad térmica del material del tubo.

La transferencia de calor en este caso como en el anterior se efectúa por conducción cuya expresión matemática queda definida por la ecuación (I.1.23).

De lo anteriormente descrito y por la similitud con la ecuación (I.1.22) es posible establecer una ecuación que determine la transferencia de calor en un punto dado entre dos fluidos a través de una pared metálica circular de longitud L , área de transferencia externa A_o y área de transferencia interna A_i . De acuerdo al orden de resistencias indicado se tiene:

$$Q = \frac{TE - TI}{1/h_o A_o + r_{do}/A_o + e/k A_m + r_{di}/A_i + 1/h_i A_i} \quad (I.1.26)$$

en donde:

r_{do} = factor de incrustación externo.

r_{di} = factor de incrustación interno.

A_m = área media logarítmica.

Debe hacerse notar que el ensuciamiento se supone de un espesor despreciable por lo que los valores de A_i y A_o son considerados limpios los tubos de una manera independiente al crecimiento del ensuciamiento.

La resistencia de la pared del tubo se puede fundamentar con las siguientes correlaciones:

$$Q = -kA \frac{dT}{dr}$$

Ecuación de transferencia de calor por conducción en superficies circulares.

$$A = 2 \pi L r$$

por lo que

$$Q = -2 \pi L r k \frac{dT}{dr}$$

$$Q \int_{r_i}^{r_o} \frac{dr}{r} = -2 \pi L k \int_{TE}^{TI} dT$$

$$Q \ln \frac{r_o}{r_i} = -2 \pi L k (TI - TE)$$

$$Q = \frac{2 \pi L k (T_E - T_D)}{\ln r_o / r_i} \quad (A)$$

de la ecuación (A) se observa que:

$$R = \frac{\ln r_o / r_i}{2 \pi L k} \quad (B) \text{ Resistencia por conducción.}$$

si:

$$A_m = \frac{A_o - A_i}{\ln A_o / A_i} = \frac{2 \pi L r_o - 2 \pi L r_i}{\ln \frac{2 \pi L r_o}{2 \pi L r_i}} = \frac{2 \pi L (r_o - r_i)}{\ln r_o / r_i}$$

$$\frac{A_m}{r_o - r_i} = \frac{2 \pi L}{\ln r_o / r_i} \quad (C)$$

sustituyendo (C) en (A) se tiene:

$$Q = k A_m \frac{(T_E - T_D)}{r_o - r_i} \quad (D)$$

de donde la resistencia por conducción es:

$$R = \frac{r_o - r_i}{k A_m} = \frac{e}{k A_m} \quad (E)$$

Las ecuaciones (B) y (E) son equivalentes y permiten determinar la resistencia a la transferencia de calor por conducción.

En la ecuación (I.1.26) el denominador representa la suma de las resistencias por conducción y convección que se oponen al flujo de calor. desde le punto de vista de la facilidad que presenta el sistema al flujo de calor la ecuación (I.1.26) puede expresarse como:

$$Q = U A (T_E - T_D) \quad (I.1.27)$$

donde U representa el coeficiente global de transferencia de calor referido al área de transferencia A. Generalmente se toma como área de referencia, el área externa del tubo, aunque es posible utilizar el área interna.

Comparando las ecuaciones (I.1.26) y (I.1.27) se observa que:

$$U = \frac{1}{\frac{A_o}{h_o A_o} + r_{do} \frac{A_o}{A_o} + e A_o / k A_m + r_{dt} \frac{A_o}{A_i} + \frac{A_o}{h_i A_i}}$$

Dado que se trata de superficies circulares, el área A_o y A_i puede sustituirse por sus respectivos diámetros de tal forma que:

$$U = \frac{1}{1/h_o + r_{do} + e A_o / k A_m + r_{dt} x d_o / d_i + d_o / h_i d_i} \quad (I.1.28)$$

Las ecuaciones (I.1.27) y (I.1.28) aplican únicamente en el punto donde $(TE - TT)$ es la fuerza directriz. La aplicación de estas ecuaciones a un cambiador de calor en donde el valor de TE y TT varían de un punto a otro, se trata de otra manera.

Inspeccionando el denominador de la ecuación (I.1.28) podemos observar las diferentes resistencias que se oponen al flujo de calor; de las cuales las que tienen generalmente un efecto predominante son las resistencias por convección ($1/h_o$ y $d_o/h_i d_i$), y sobre los cuales el diseñador deberá fijar su atención, ya que estos generalmente determinan el tamaño de los equipos.

Respecto a las resistencias por conducción, en el caso de la resistencia de la pared del tubo, su valor será significativo cuando se tengan altos espesores y/o baja conductividad térmica del metal, y/o bajas resistencias en los fluidos; en cuanto a las resistencias por conducción las capas de incrustación tanto interna como externa, se establecen generalmente en forma arbitraria, por lo que resulta necesario un análisis cuidadoso de sus efectos sobre el coeficiente global de transferencia de calor y sobre otras variables importantes del diseño y operación de los intercambiadores de calor; tal como la velocidad de los fluidos, exceso de área, etc.

La universalidad de la incertidumbre, hace que el diseñador de equipos de transferencia de calor deba en su cálculo, todos los factores implícitos y explícitos del diseño, ya que nada en el diseño de un proceso puede ser realizado con absoluta certeza.

La composición, temperatura, flujo y propiedades físicas de cada corriente de proceso así como de las corrientes de servicio, deben ser conocidas con cierta exactitud dentro de intervalo dado; aunque por otra parte esos rangos usualmente cambian con el tiempo, algunas veces ciclicamente pero con mas frecuencia en forma irregular.

Las correlaciones basicas nunca son exactas (especialmente cuando se extrapolan a fluidos o condiciones no incluidas en la base de la experimentación original) y el modelo de diseño dentro del cual se hayan incorporado solo es una construcción ideal de un cambiador real en una planta de proceso real.

I.2.3 Ensuciamiento.

El término ensuciamiento significa cualquier depósito sobre una superficie de intercambio de calor, el cual se puede presentar en una gran variedad de formas, tales como: polimerización, cristalización, sedimentación, corrosión, depósitos de productos de reacciones químicas, etc. El ensuciamiento tiene un efecto decisivo tanto en el diseño como en la operación de equipo de transferencia de calor, y todavía a pesar de su importancia, es un problema no resuelto.

El proceso de ensuciamiento es obviamente una función del tiempo, comenzando desde cero y desarrollandose en forma lineal o pseudoasintótica, mientras que en el diseño se usa un valor constante para la resistencia térmica del ensuciamiento; lo cual se puede interpretar como un valor por alcanzar en un intervalo de tiempo "razonable", después del cual sera deseable la limpieza del equipo. Sin embargo, el hecho de que en el tiempo cero el equipo, y por lo tanto pueda trabajar bajo condiciones drásticamente diferente a las de diseño, es pocas veces objeto de analisis. Asimismo, el diseñar con elevadas resistencias de ensuciamiento (común, pero incorrectamente denominadas como; "factor de ensuciamiento") no siempre garantiza mayor tiempo de operación, sino muchas veces todo lo contrario, ya que se puede propiciar un ensuciamiento más acelerado.

Las falacias inherentes en estas practicas se puede ejemplificar elocuentemente con los dos siguientes casos típicos:

1.- Un rehervidor tipo Kettle diseñado con una LMTD elevada y con factores de ensuciamiento algo elevados en comparación con

las bajas resistencias térmicas del vapor de calentamiento y del fluido de ebullición, hacen que las primeras sean las resistencias dominantes. Si durante el arranque del equipo se utiliza el nivel de temperatura de diseño del medio de calentamiento, se puede presentar el régimen de ebullición de película con el correspondiente incremento en la temperatura de los tubos. Como consecuencia, el ensuciamiento se desarrollará rápidamente y hará creer al operador que el valor del factor de ensuciamiento fue correcto, desconociendo el hecho de que si la unidad hubiera empezado a trabajar con una LMTD más baja, el ensuciamiento pudiera no haberse desarrollado, o al menos se hubiera presentado a una velocidad más baja.

2.- Algunas prácticas de diseño en enfriadores con agua llevan a similares situaciones indeseables. Los intercambiadores se diseñan con resistencias de ensuciamiento "finales", y por lo tanto sobrediseñan los equipos para las condiciones iniciales de operación, que se traducen en un sobreenfriamiento de la corriente caliente, por lo que el operador disminuye el gasto del agua de enfriamiento; disminuyendo el coeficiente de transferencia de calor e incrementando la temperatura de los tubos. También se incrementará la velocidad de ensuciamiento (frecuentemente en una manera drástica) debido a que el agua es particularmente sensitiva a la temperatura y a la velocidad de su flujo.

El ensuciamiento está en función de variables operacionales y geométricas del equipo, y presenta varias formas básicas con sus interacciones correspondientes, que son gobernadas por un conjunto específico de relaciones físico-químicas que reaccionan en forma diferente a las condiciones de operación del equipo. Los procesos de ensuciamiento y los factores que lo afectan se puede agrupar de la siguiente forma:

I.2.3.1 Mecanismos de ensuciamiento.

1.- CRISTALIZACION.- Presente en un gran número de procesos, especialmente en la generación de vapor, en el agua de enfriamiento y algunos productos químicos.

2.- SEDIMENTACION.- Generalmente significa la depositación de partículas sólidas, tales como polvo, óxidos.

Frecuentemente superimpuesta a la cristalización y puede ocasionar efectos catalíticos en procesos de ensuciamiento por reacción química.

3.- REACCION QUIMICA.- Polimerización por la oxidación de productos orgánicos, y la acumulación de lodos aceitosos o descomposición de productos orgánicos por radiación, tal como en enfriadores nucleares.

4.- COQUEO.- Generalmente presente a elevadas temperaturas en hidrocarburos por la calcinación de los mismos.

5.- BIOLÓGICO.- Presente por el desarrollo de material orgánico, tal como algas en el agua cruda.

6.- CORROSION.- Afectando primero como costra resistente a la transferencia de calor; y segundo incrementando la rugosidad de la superficie.

I.2.4 Ecuación Básica de Diseño.

I.2.4.1 Integración de Condiciones Puntuales.

Hasta ahora se ha obtenido una ecuación que nos relaciona la velocidad de transferencia de calor con la diferencia de temperaturas local ($T - t$), el área de transferencia A y el coeficiente global de transferencia de calor U . En la mayoría de las aplicaciones en cambiadores de calor, una o ambas temperaturas de las corrientes involucradas cambian de punto a punto a lo largo de la trayectoria del flujo en el equipo. El cambio de temperatura en cada corriente se calcula por medio de un balance térmico. No obstante, nuestro estudio se enfoca a determinar la relación que existe entre la diferencia de temperaturas local de las dos corrientes y la cantidad de calor que se transfiere.

La ecuación de diseño aplicada a cambiadores de calor se puede expresar en forma diferencial como:

$$dA = \frac{dQ}{U(T - t)} \quad (I.1.29)$$

en donde la diferencia de temperaturas entre las dos corrientes ($T - t$) es variable. Integrando la ecuación (I.1.29) para la carga térmica completa se tiene:

$$A = \int_0^a \frac{dQ}{U(T-t)} \quad (I.1.30)$$

siendo esta la ecuación básica de diseño para cambiadores de calor. Si el valor de $1/U(T-t)$ se determina como una función de Q , entonces el área de transferencia de calor requerida puede evaluarse como el área bajo la curva, la cual es igual al área requerida para la transferencia de calor, y puede ser encontrada por cualquier método gráfico estándar o método numérico.

Por lo que respecta al gradiente de temperaturas (fuerza directriz) se evalúa una diferencia media logarítmica de temperatura, con la que la ecuación de diseño para obtener el área de transferencia de calor queda como:

$$A = \frac{Q}{U \text{LMTD}} \quad (I.1.31)$$

I.3 CLASIFICACION DE CAMBIADORES DE CALOR

I.3.1 Tipos Básicos de Equipo de Transferencia de Calor.

La transferencia de calor es una operación esencial para la industria de proceso en general, lo cual puede notarse por el hecho de que en algunos casos los cambiadores de calor llegan a requerir más de la tercera parte de la inversión total en equipo. Es por ello, que las personas involucradas en la especificación, diseño o procura de esta clase de equipo deben estar debidamente familiarizadas con los diferentes aspectos relativos a ellos, que les permitan seleccionar el tipo de equipo más adecuado, eficiente y económico para cada aplicación particular.

Los cambiadores de tubos y envolvente han ocupado siempre un lugar preponderante dentro de la industria, sin embargo, últimamente se ha dado énfasis creciente al desarrollo de otros tipos que puedan satisfacer eficientemente las necesidades particulares de los diversos servicios de intercambio térmico.

En esta parte se presentarán los diferentes tipos de cambiadores de calor existentes en el mercado. Se ha intentado cubrir el mayor número posible de equipos incluyendo algunos que no son de uso común, a fin de obtener un panorama amplio de las alternativas posibles.

Debido a la cantidad tan grande de tipos de cambiadores de calor, SE CLASIFICARAN DE ACUERDO A SUS CARACTERISTICAS DE CONSTRUCCION:

- Cambiadores de un sólo tubo
- Cambiadores de tubos múltiples
- Calentamiento externo
- Cambiadores de placas
- Superficies extendidas
- Equipos especiales
- Cambiadores de contacto directo

En la lista anterior no se encuentran los calentadores a fuego directo, ya que son equipos con base de diseño en radiación, conducción y convección a la vez.

1.3.1.1 Tipos Básicos de Equipos de Transferencia de Calor.

Cambiadores de un solo tubo {
Serpentín
Enfriadores atmosféricos
Doble tubo
Bayoneta

Cambiadores de tubos multiples {
Cambiador de tubos y envolvente
Cambiador de tubos en espiral
Cambiador de tubos compactos
Cambiador de Bayoneta
Cambiador de multitubo

Calentamiento externo {
Venas de calentamiento
Chaquetas

Cambiadores de placas {
Cambiador de placas
Cambiador de placas en espiral
Cambiador de placa y aleta
Cambiador de láminas
Placa - Serpentin

Superficies extendidas {
Tubos aletados
Cambiadores enfriados con aire

Equipos especiales {
Cambiadores de vidrio
Cambiadores de teflón
Cambiadores de grafito
Condensadores de superficie

Cambiadores de contacto directo { Torres de enfriamiento
Evaporador de combustión sumergida
Condensadores de contacto directo

1.4 TRANSFERENCIA DE CALOR EN VAPORIZACION

La ebullición es un fenómeno difícil, sino que es imposible de representar analíticamente, lo cual ha dado origen a que las investigaciones se dirijan a obtener valores numéricos para condiciones específicas y por lo tanto, de aplicación muy reducida, especialmente en el plano industrial, el cual se ha caracterizado por el uso de métodos generales para la reproducción de los procesos de ebullición.

En base a estos métodos, el diseño de equipos de vaporización ha sido un arte durante los últimos 10 años y lo es actualmente y lo seguirá siendo, ya que una mayor sofisticación de los métodos actuales de diseño se considera irrelevante. Por lo tanto, para el diseñador de estos equipos es necesario el conocimiento de variables y la relación que entre ellas involucra la ebullición, así como las limitaciones de los métodos de diseño existentes, ya que sin ellas su aplicación podría ser peligrosa.

La ebullición y la evaporación son las dos formas de transferencia de calor que involucran un cambio de fase de líquido a vapor. El término "evaporación" se utiliza para definir el proceso de formación de vapor en una interfase líquido vapor; mientras que "ebullición" denota un proceso de generación de vapor, asociado directamente con la formación de burbujas sobre la superficie de calentamiento. El estudio de este fenómeno es a través de la ebullición, debido a su preponderancia e importancia como mecanismo de transferencia de calor. ⁽⁶⁷⁾

Existen básicamente dos formas de ebullición:

EBULLICION SIN FLUJO (pool boiling) o de superficie sumergida y EBULLICION CON FLUJO (flow boiling). Como su nombre lo indica la ebullición sin flujo es aquella que ocurre cuando se sumerge una superficie de calentamiento en el seno de un líquido y no existe medio de agitación externa. Ebullición con flujo es la ebullición que ocurre cuando el líquido fluye sobre una superficie o ducto de calentamiento.

En ambas formas de ebullición, los mecanismos y las variables involucradas son esencialmente las mismas; sin embargo, se tratarán primeramente los conceptos teóricos de la ebullición sin flujo, para que estos sirvan como base para el estudio de la ebullición con flujo que presenta factores más complejos, entre ellos la formación de patrones de flujo a dos fases.

I.4.1 Ebullición sin flujo.

I.4.1.1 Antecedentes Históricos.

Leidenfrost en 1756 y Lang en 1888 reportaron la existencia de un flux mínimo y máximo para la transferencia de calor en la ebullición, sin embargo un simple experimento realizado por Nukiyama en 1934 dió como resultado el primer gran avance en el estudio de la ebullición.

Esto lo consiguió sumergiendo un alambre delgado de platino en agua a 212°F y calentándolo eléctricamente hasta producir la ebullición. Posteriormente observó que la velocidad de transferencia de calor del alambre al agua aumentaba continuamente hasta que este alcanzaba una temperatura de 300°F , a partir de la cual dicha temperatura se elevó repentinamente a 1800 grados y que un incremento posterior a este valor producía solamente un ligero aumento en la transferencia de calor.

Por este acelerado aumento de temperatura Nukiyama experimentó con otros materiales de menor punto de fusión que el platino. Cuando estos alambres sufrían el incremento repentino de temperatura se fundían, por lo que a este fenómeno se le conocía como "quemadura". Sus posteriores investigaciones fueron únicamente en una región comprendida entre 300 y 1800°F , pudiendo mantener el alambre a una temperatura cercana a los 570° en la cual ocurría una ligera disminución en el flux cuando se aumentaba la temperatura. A 570 grados se le presentó otro incremento inesperado de temperatura.

Con los datos obtenidos en sus experimentos, Nukiyama (40) construyó la primera curva de ebullición, que se muestra en la figura I.4.1.1, concluyendo que existían al menos dos tipos de ebullición en el agua; una abajo de 300° y otra arriba de 570°F .

Asimismo, postuló que podría existir un tercero (representado por la línea punteada de la misma figura) con características muy peculiares. Posteriores experimentos realizados por Scorah y McAdams confirmaron los resultados obtenidos por Nukiyama.

I.4.1.2 Régimenes de Ebullición.

Con el fin de presentar las características de cada uno de los regimenes de ebullición, se considerará un sistema simple para la ebullición sin flujo, el cual está formado por una superficie de calentamiento sumergida en un recipiente con agua a una atmósfera de presión y a la temperatura de saturación.

En la figura I.4.1.2 se representan los diversos regimenes de ebullición para el sistema anteriormente establecido (su forma es similiar para otros tipos de fluidos y para otras presiones de operación). En esta curva se representó el flujo de calor por unidad de área (FLUX) como una función de la diferencia de temperaturas entre la superficie calefactora y la temperatura de saturación del liquido, a la cual se le conoce como exceso de temperatura por encima del punto de ebullición o en forma más breve, exceso de temperatura.

Como se muestra en la figura I.4.1.2, el proceso completo de ebullición se puede dividir para su estudio en seis secciones, en las cuales la ebullición presenta ciertas características particulares, que se trataran con cierto detalle a continuación. Es importante mencionar que para fines prácticos la curva de ebullición se considera formada por tres zonas como se representa en la figura I.4.1.3. La primera zona se establece en el intervalo "A-B" de 0 a 10°F, siendo el flux de calor proporcional a $\Delta T^{5/4}$. El segundo intervalo "B-C" se encuentra comprendido entre una ΔT de 10 a 40°F y el flux de calor es proporcional a ΔT^n , siendo n de 2 a 5. El régimen constituido por el intervalo "C-D" es una zona de inestabilidad y por lo tanto carece de interés práctico en la ingeniería. La tercera zona se encuentra entre los puntos "D-E", generalmente se presenta con diferencias de temperatura superiores a 200°F.

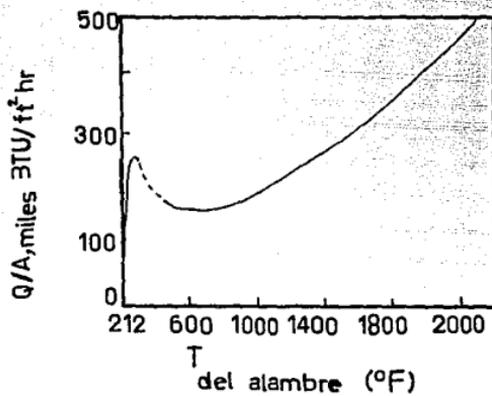


FIG. 1.4.1.1 LA PRIMERA CURVA DE EBULLICION

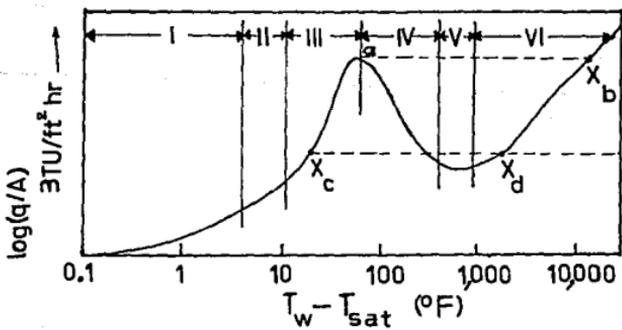


FIG. 1.4.1.2 CURVA DE EBULLICION DE FABER Y SCORAH

El inicio de la ebullición esta representado en la curva de ebullición por el intervalo "A-B", denominado régimen de CONVECCION NATURAL. En esta región, mientras la temperatura de la superficie no excede al punto de ebullición del liquido en más de algunos grados, se transfiere calor hacia el liquido cercano a la superficie calefactora por convección natural. La corriente de convección hace circular el liquido sobrecalentado y la evaporación tiene lugar en la superficie libre de liquido (superficie de contacto Líquido-vapor). En este proceso, aunque ocurre una pequeña evaporación, no hay formación de burbujas en el seno del liquido.

En el rango "B-C" se ha incrementado la temperatura de la superficie calefactora, permitiendo que en determinados lugares el nivel de energía del liquido adyacente a la superficie sea tan alto que algunas moléculas se desprendan de sus moléculas vecinas, transformandose el liquido en núcleos de vapor, los cuales dan finalmente origen a la formación de la burbuja. Este proceso ocurre simultáneamente en un número de puntos favorecidos, denominados sitios de nucleación y que consiste en las pequeñas cavidades y canales que tiene la superficie calefactora. El mecanismo en este rango se conoce como régimen de NUCLEOS DE EBULLICION, o tambien como ebullición nucleada, y esta caracterizado por elevados fluxes de calor en relación con las pequeñas diferencias de temperatura que los producen.

Existen dos subrégimenes en la ebullición nucleada que son:

La ebullición local que establece el inicio del régimen de núcleos de ebullición y la ebullición global, que es el rango de ebullición de mayor importancia práctica en la ingeniería.

La ebullición local (o subcooled boiling), es la ebullición nucleada, que se presenta cuando un liquido subenfriado está en contacto a una superficie de calentamiento con una temperatura superior a la temperatura de saturación del liquido. En este régimen la mayor parte del calor se transfiere desde la superficie calefactora hacia el liquido que la rodea, por la acción de un intercambio vapor-liquido. Dicho fenómeno se debe a que la masa principal del liquido está a una temperatura inferior en relación con la temperatura de saturación del liquido cercano a la

superficie. Conforme las burbujas del vapor se forman y se separan de la superficie, empujan al líquido caliente en la vecindad de la superficie hacia la masa principal del líquido más frío. Estableciendo corrientes intensas de microconvección y permitiendo a la vez que el líquido más frío de la masa principal se aproxime a la superficie de calentamiento. Algunas burbujas se condensan en ella y otras se desplazan al seno del líquido, cediendo su calor latente, lo que ocasiona la destrucción de la burbuja.

La ebullición global (saturated nucleate boiling) es la ebullición nucleada que se presenta cuando el seno del líquido alcanza la temperatura de saturación. En este régimen se incrementa el número de lugares donde se producen las burbujas. Simultáneamente se incrementa la rapidez de crecimiento de las burbujas y la frecuencia de su formación. Conforme a la rapidez de la emisión de burbujas en un mismo punto se incrementa, las burbujas chocan y se unen con las precedentes, emergiendo eventualmente burbujas sucesivas de vapor en forma de columna y de hongos. A medida que el flujo de calor se aproxima a su máximo, el número de columnas de vapor se incrementa, pero puesto que cada nueva columna toma un espacio ocupado inicialmente por el líquido, existe un límite en el número de columnas que pueden emitirse desde la superficie, dicho límite se alcanza cuando el espacio entre estas columnas no es lo suficientemente grande para acomodar a las corrientes del líquido que se desplazan hacia la superficie caliente para reemplazar al líquido que se está vaporizando. A este punto se le conoce (entre otros nombres) como flux máximo de calor, al cual le corresponde una diferencia de temperatura denominada ΔT CRITICA.

Si la temperatura de la superficie aumenta aun más, de modo que la ΔT crítica sea excedida ligeramente, se formará una película de vapor sobre la superficie de calentamiento, la cual opondrá mayor resistencia a la transferencia de calor, ocasionando dos comportamientos diferentes del sistema, en función de la fuente de calor que se emplee, ya sea el calor de una corriente caliente o el generado con energía eléctrica.

La zona de transición o régimen de ebullición parcial de película es un régimen intermedio caracterizado por la presencia alternada de regímenes inestables, tanto de núcleos de ebullición, como de ebullición de película. La presencia de ambos regímenes de ebullición en este rango se debe a que en distintos puntos de la superficie calefactora se incrementa en una forma acelerada la formación de burbujas, las cuales impiden el paso del líquido hacia dicha superficie, formándose una película de vapor alrededor del tubo, que se desprende de la superficie de calentamiento durante pequeños intervalos de tiempo, dando lugar a que el líquido enfríe la superficie calefactora y se reinicie temporalmente el régimen de núcleos de ebullición.

Cuando se utiliza la energía eléctrica como medio de calentamiento, la temperatura de la superficie es la variable dependiente, es decir, que si se mantiene constante la alimentación de energía y la transferencia de calor disminuye, la temperatura del metal aumenta, pero como esto no tiene efecto en la generación del calor, el flux resulta la variable independiente. Por lo tanto, con una ΔT crítica ligeramente excedida se observa que un incremento en la generación de vapor está acompañado por un decremento de la rapidez del calor removido, por lo que la diferencia entre estas cantidades genera un aumento en energía interna de la superficie y por consecuencia un aumento de su temperatura, hasta que ambas cantidades obtengan de nuevo un punto de equilibrio, lo cual constituye que el sistema tenga que desplazarse del punto X_a al punto X_b en la curva de ebullición figura I.4.1.2.

Es decir, que tendrá lugar una transición de los núcleos de ebullición hacia el régimen de película, provocando que el calefactor opere a una temperatura elevada. Generalmente esta temperatura está por encima del punto de fusión de la mayoría de los metales por lo tanto, el alambre térmico se fundirá antes de alcanzar el punto X_b .

Este sistema también se puede presentar simultáneamente en diferentes secciones del alambre los regímenes de ebullición nucleada y de película, lo cual está representado en la curva de ebullición (fig. I.4.1.2) con los puntos X_c y X_d .

Cuando se emplea calor de una corriente caliente si se puede operar en la zona de transición, debido a que la disminución de la transferencia de calor por la formación de la película de vapor se traduce en una disminución del coeficiente de transferencia, ocasionando un incremento en la temperatura de pared del tubo y por lo tanto un aumento en el gradiente de temperatura entre la superficie y el fluido, lo cual dará origen finalmente a una reducción en el flux de calor. Como se puede observar, el flux de calor es en este caso una variable dependiente de la temperatura de pared.

El régimen de película estable o EBULLICION DE PELICULA se presenta con grandes diferencias de temperatura y generalmente muy bajos fluxes (en relación a la diferencias de temperaturas), debido a que el calor se transfiere por conducción (zona V) y posteriormente también por radiación (zona VI) a través de una capa de vapor que envuelve totalmente la superficie de transferencia. La película de vapor en este régimen es muy estable, ya que no se destruye como en el régimen anterior, aún cuando su forma varía continuamente por la formación y desprendimiento de burbujas en su superficie exterior, lo cual hace suponer que los sitios de nucleación de la superficie calefactora quedan sin efecto y que la frecuencia de nucleación, así como el desprendimiento ordenado de burbujas característico de este régimen se deben a factores que operan en la superficie de la película.

I.4.2 Mecanismo de la Ebullición Nucleada.

La ebullición nucleada implica dos procesos separados que son: la formación de la burbuja (nucleación) y el subsecuente crecimiento y movilización de dichas burbujas.

La condición primaria para que ocurra la nucleación o para que un núcleo subsista en un líquido es el sobrecalentamiento. Hay dos tipos de núcleos. Uno de ellos se forma en el seno de un líquido puro (líquido desgasificado y sin impurezas), que puede ser un grupo molecular de alta energía generado por fluctuaciones

térmicas de las moléculas del líquido. A este caso se le denomina NUCLEACION HOMOGÉNEA. El otro corresponde a la NUCLEACION HETEROGÉNEA y se forma sobre un objeto extraño suspendido en el seno del líquido o sobre alguna cavidad de la superficie de calentamiento.

La teoría de nucleación homogénea básicamente es igual a la heterogénea, solo que en la heterogénea se toma en consideración la posibilidad tanto de la presencia de un objeto extraño que modifique el modo de la nucleación, como de la alteración que puede sufrir el número de los sitios de nucleación. Debido a que la primera requiere de elevados sobrecalentamientos, generalmente se utiliza en reactores nucleares.

Bajo condiciones normales de operación (presencia de impurezas, gases inertes, etc.) la ebullición se ve favorecida por la presencia de pequeñas burbujas de gas que inicialmente se pueden encontrar atrapadas en las cavidades de la superficie de calentamiento o en el seno del líquido. Al suministrarse calor a la superficie, el gas atrapado se expande para dar origen a una burbuja, la cual durante su formación y separación ocupa otras cavidades vecinas pudiendo dejar en ellas algunos núcleos de gas para dar origen a otros centros activos. Aún cuando las moléculas de gas son gradualmente removidas por las burbujas, las cavidades que tienen forma cónica permanecen como centros activos, ya que al penetrar el líquido en ellas se reduce su radio de curvatura disminuyendo su presión y temperatura de saturación, lo cual facilita la formación de un núcleo de vapor, evitando así que se destruya el centro activo. Por otra parte, cuando la cavidad tiene forma cóncava no se presenta esta situación, dando lugar a que esta permanezca inundada y por lo tanto, desaparezca su actividad.

Con el fin de explicar el comportamiento de las burbujas en el seno del líquido, se tomará inicialmente la consideración de un equilibrio térmico entre la burbuja de vapor y el líquido que la rodea el cual está a una temperatura uniforme; bajo esta condición, una burbuja con cierto tamaño puede permanecer sin destruirse o desplazarse en el seno del líquido. Con esta base se tratará el equilibrio dinámico de la burbuja mostrada en la figura I.4.2.1, la cual tiene un radio r , y está cortada con dos mitades para considerar únicamente el equilibrio en una de ellas.

Las fuerzas que actúan en la superficie del plano 1-1 son la presión de vapor P_v actuando desde el interior de la burbuja, la presión del líquido P_L desde fuera de la burbuja y la tensión superficial en la superficie misma de la burbuja. Si σ representa la fuerza ejercida por la tensión superficial será $2\pi r \sigma$. La presión de vapor y la presión del líquido generan una fuerza en una dirección normal al plano 1-1 igual a la diferencia de presión, la cual es multiplicada por el círculo de la burbuja. Expresando lo anterior en una ecuación, resulta:

$$\pi r^2 (P_v - P_L) = 2 \pi r \sigma$$

Por lo tanto:

$$P_v - P_L = \frac{2 \sigma}{r}$$

Para el equilibrio térmico establecido se requiere que no haya diferencia de temperatura entre el vapor de la burbuja y el líquido que la rodea, entonces la temperatura del vapor dentro de la burbuja también debe ser igual a la temperatura de saturación a la presión P_v .

Debido a la diferencia de tensión superficial entre el líquido y el vapor, la presión de saturación es menor en el interior de una superficie cóncava que en una superficie plana. Por lo tanto, la superficie cóncava del líquido (líquido que rodea a la burbuja) no está a la presión de saturación, sino que a una presión menor. De aquí que el líquido cercano a la superficie de la burbuja debe estar sobrecalentado para permitir que el vapor de la burbuja esté en equilibrio con él. A partir de este mismo fenómeno también se puede explicar el porque el líquido debe estar más caliente para evaporarse en forma de una pequeña burbuja de vapor sobre la superficie de calentamiento que en la superficie libre del líquido, como ocurre en el régimen de convección natural.

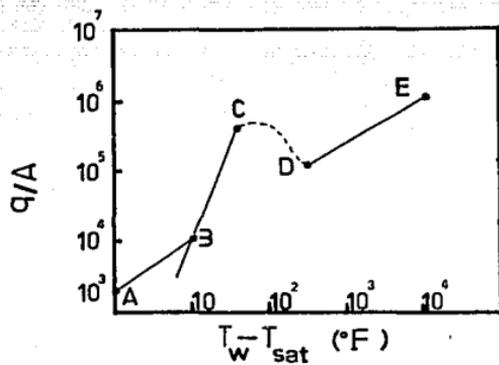


FIG. I.4.1.3 CURVA DE EBULLICION SIMPLIFICADA

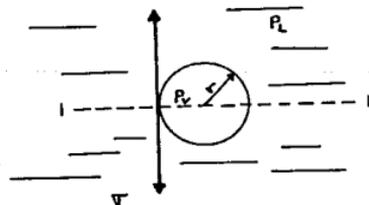


FIG. I.4.2.1 ESQUEMA DE UNA BURBUJA DE VAPOR EN UN LIQUIDO

Si el líquido está a la temperatura correspondiente a P_L su temperatura será inferior a la que contiene el vapor ($P_L < P_v$); consecuentemente el calor debe conducirse fuera de la burbuja, por lo que vapor de la burbuja condensa y ésta se destruye sobre la superficie de calentamiento o en el seno del líquido. Cuando el líquido está sobrecalentado las burbujas pueden recibir calor, crecer y escapar a la superficie libre del líquido.

Dado que la cantidad de sobrecalentamiento requerido es mayor a menor radio del núcleo y si la ecuación establecida anteriormente fuera válida hasta un radio igual a cero, significaría que para formar un núcleo en el seno del líquido se debería tener una cantidad infinitamente grande de sobrecalentamiento. La ecuación mencionada únicamente cumple con el objetivo de establecer la necesidad de un sobrecalentamiento para iniciar la nucleación, ya que las consideraciones para explicar analíticamente el origen del núcleo, se deben hacer en una base molecular.

I.4.3 Variables Importantes en la Ebullición

Debido a que el número de variables que afectan la ebullición es muy grande, únicamente se presentarán las que son importantes dentro de la Ingeniería, y para líquidos saturados que vaporizan sobre una superficie sólida y la agitación se debe únicamente a la convección natural.

I.4.3.1 Influencia de la Geometría de la Superficie.

Las pruebas realizadas para analizar esta variable indican que la transferencia de calor es relativamente insensible a la geometría de la superficie durante la ebullición nucleada, pudiendo ser ésta una placa horizontal, vertical, inclinada o un alambre, sin embargo a ΔT pequeñas donde los efectos por convección natural o forzada son importantes, los resultados son sencillos a la geometría de la superficie de calentamiento.

En el régimen de convección natural y de película el efecto del diámetro de un alambre horizontal es despreciable, teniendo

poca influencia en la ebullición nucleada. No obstante que la ΔT critica es independiente de ésta variable, los valores del flux máximo sí dependen del diámetro.

I.4.3.2 Influencia del tipo de superficie

La influencia que ejerce el material de la superficie de calentamiento sobre la ebullición ha sido objeto de muchas confuciones. Actualmente muchas correlaciones para cuantificar la ΔT critica y el flux máximo no toman en consideración ésta variable, lo cual obviamente contribuye a las desviaciones que se observan entre éstas y los datos experimentales.

Debido a que el crecimiento de la burbuja (nucleación heterogénea) ocurre sobre una superficie, la ΔT critica y el flux máximo son afectados por esta variable.

I.4.3.3 Influencia de la Textura de la Superficie

Corty y Foust, realizaron un estudio completo de la influencia de esta variable, vaporizando éter, pentano y freón-113 sobre superficies horizontales de cobre y níquel calentados eléctricamente. La textura de la superficie fue alterada obteniendo diferentes grados de rugosidad. Las figuras I.4.3.3.1 y la I.4.3.3.2 son representativas de los resultados obtenidos.

Con todo lo anteriormente establecido, es obvio pensar que una superficie áspera es mejor para la ebullición que una lisa.

I.4.3.4 Influencia de la Presión

La presión es un factor vital en la ebullición. Por medio de pruebas realizadas por Cryder y Finabergo se confirmó que el flux máximo y el coeficiente de ebullición disminuyen al reducirse la presión para una diferencia de temperaturas constante. Chichelli y Bonilla examinaron esta situación hasta alcanzar la presión critica del vapor, mostrando que la ΔT disminuye con la presión critica. La figura I.4.3.4.1 representa valores para agua, etanol, benceno, propano, n-pentano, n-hexano y varias mezclas con agua. Para agua sus resultados

FIG. I.4.3.3.1
INFLUENCIA DE LA TEXTURA

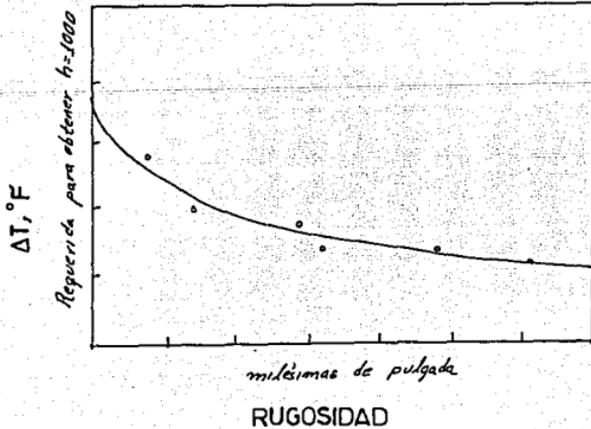
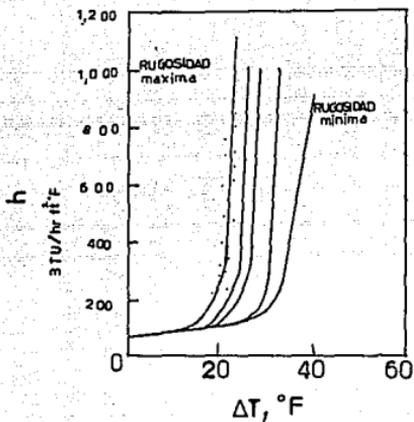


FIG. I.4.3.3.2 INFLUENCIA DE LA TEXTURA

cubren únicamente un pequeño rango de P/P_c debido al alto valor de P_c . Para los líquidos orgánicos investigados se observó que el valor máximo del flux de calor ocurre a una presión de aproximadamente $1/3$ de la presión crítica, debido a que el flux máximo se aproxima a cero cuando se alcanza la presión crítica.

I.4.3.5 Influencia de las Impurezas

La nucleación es sensible a la presencia de partículas sólidas en el seno del líquido o depositadas sobre la superficie, debido a que estas pueden actuar como catalizadores de burbujas. Uno de los puntos importantes en la influencia de las impurezas corresponde al envejecimiento de la superficie calefactora, lo cual puede alterar la ebullición nucleada en cualquier dirección, en función de que si la superficie corroída o incrustada sea un buen catalizador y de que el incrustamiento sea pequeño o abultado. En el primer caso se puede mencionar al óxido de cobre que es mejor superficie de ebullición para el agua que el cobre. Por lo que respecta al segundo caso, si el incrustamiento es pequeño, la transferencia de calor puede aumentar.

I.4.3.6 Influencia de la Tensión Superficial

Desde el punto de vista teórico, la tensión superficial es una variable importante, ya que la formación de núcleos es proporcional a e^{σ^3} ; así, una pequeña disminución en σ produce un considerable aumento en el número de núcleos. Por otra parte, desde el punto de vista experimental, todavía no se ha podido comprobar el efecto de la tensión superficial, debido a lo contradictorio de los datos experimentales obtenidos.

I.4.3.7 Influencia de la Agitación

Como podría esperarse, la agitación aumenta la transferencia de calor en la ebullición nucleada. Si se observa la figura I.4.3.4.2, se puede apreciar que las líneas tienden a converger cuando la ΔT aumenta. Aún cuando éstas nunca llegan a coincidir, si se aproximan bastante cuando se alcanza la ΔT crítica, es decir que el flux máximo es casi insensible a la agitación.

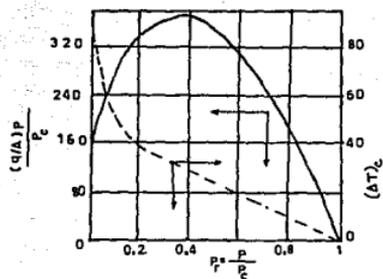


FIG. I.4.3.4.1 INFLUENCIA DE LA PRESION

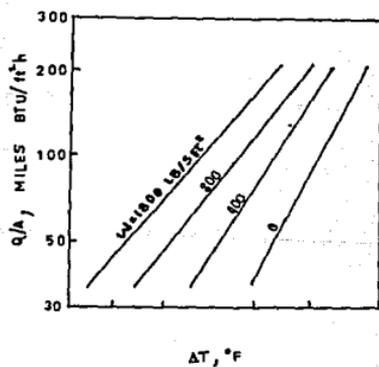


FIG. I.4.3.4.2 INFLUENCIA DE LA AGITACION

I.4.4 Ebullición con Flujo

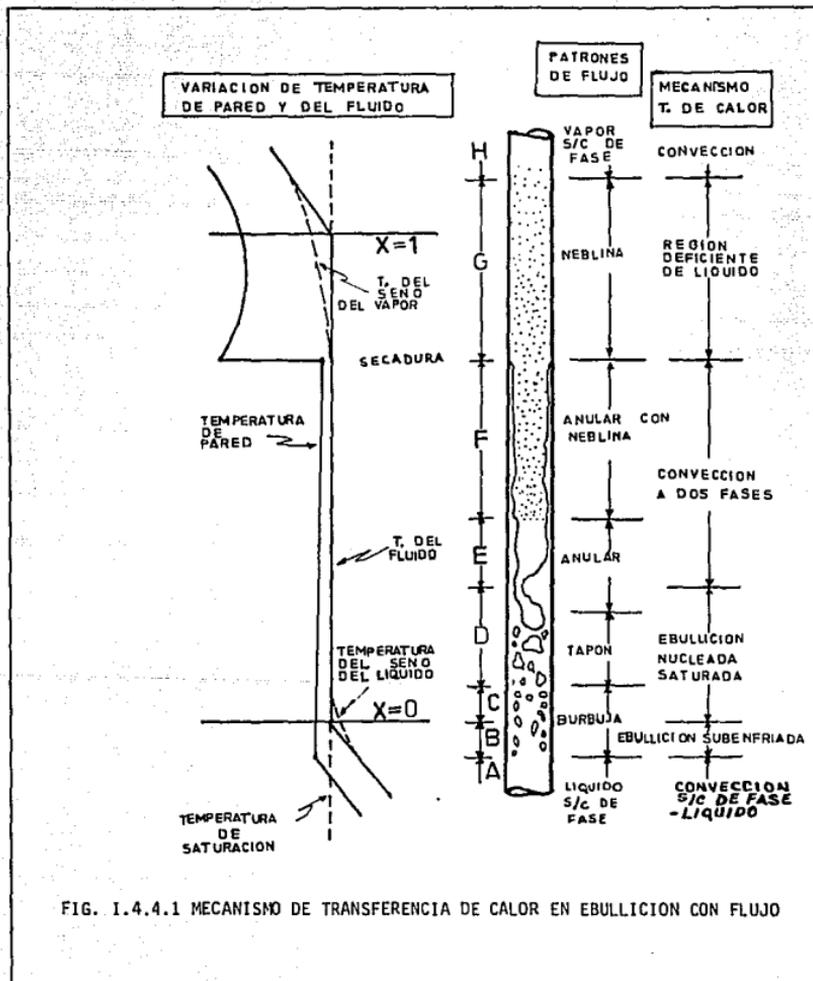
I.4.4.1 Régimenes de Transferencia de Calor

Para analizar este fenómeno consideraremos un tubo vertical que es calentado uniformemente a lo largo de toda su longitud con un flux de calor bajo. Al tubo se alimenta un líquido subenfriado que será vaporizado totalmente a lo largo del mismo. La figura I.4.4.1 muestra en forma esquemática los patrones de flujo y los mecanismos de transferencia de calor que se presentan a lo largo del tubo.

Mientras que el líquido es calentado hasta su temperatura de saturación y la temperatura de pared permanece por debajo de la requerida para la nucleación, el proceso de transferencia de calor es por el mecanismo de "convección sin cambio de fase". (región A). En algún punto a lo largo del tubo, las condiciones adyacentes a la pared son tales que la formación de vapor puede ocurrir en los sitios de nucleación. Inicialmente la formación de vapor toma lugar en presencia de líquido subenfriado (región B), por lo que a este mecanismo se le denomina "ebullición nucleada subenfriada". En esta región, la temperatura de pared permanece esencialmente constante a unos cuantos grados arriba de la temperatura de saturación, mientras que la temperatura de la masa global de líquido se va elevando hasta alcanzar la temperatura de saturación. La diferencia entre la temperatura de saturación y la temperatura de la masa del líquido conocida como "grado de subenfriamiento", y la cantidad en que la temperatura de pared excede a la de saturación, se le conoce como "grado de sobrecalentamiento" ΔT_{sat} .

La transición entre las regiones B y C, la región de ebullición nucleada subenfriada y la región de ebullición nucleada saturada está claramente definida desde el punto de vista termodinámico, ya que es el punto en el cual el líquido alcanza la temperatura de saturación ($x=0$). Sin embargo cabe mencionar que aún en este punto puede existir líquido subenfriado en el seno del líquido.

En las regiones C a la G, la variable caracteriza el mecanismo de transferencia de calor, es la calidad x del fluido.



Sea (H_{f1}) la entalpia del liquido a la entrada del tubo (correspondiente a una temperatura T_{f1}). La entalpia despues de una longitud "z" a lo largo del tubo es:

$$H(z) = H_{f1} + \frac{4 \cdot \phi \cdot z}{D \cdot G}$$

donde:

ϕ = flux de calor

G = masa velocidad

En base a la termodinámica la calidad de la mezcla líquido-vapor a una distancia "z", es dada como:

$$X_{(z)} = \frac{H_{(z)} - H_f}{H_{fg}}$$

donde:

H_f = entalpia de saturación BTU/lb

H_{fg} = calor latente de vaporización BTU/lb

en términos de flux de calor y longitud.

$$X_{(z)} = \frac{4 \cdot \phi}{D \cdot G} (Z - Z_{sc})$$

donde Z_{sc} es la longitud de tubo requerida para que el líquido alcance la entalpia de saturación. En la región $0 < x < 1$ y para un equilibrio termodinámico X representa el cociente del gasto de vapor entre el gasto total. Por definición termodinámica X puede ser negativo o mayor que la unidad (estas consideraciones son utilizadas a menudo particularmente en publicaciones rusas). Los valores negativos o mayores que la unidad no tienen más significación práctica que representar que el líquido esta subenfriado y el vapor sobrecalentado respectivamente. La variable X es a menudo referida como fracción de vapor.

A medida que la calidad X aumenta a través de la región de ebullición nucleada saturada, se alcanza un punto donde se realiza una transición fundamental en el mecanismo de la

transferencia de calor. El proceso de "ebullición" es reemplazado por el proceso de "evaporación". Esta transición es precedida por un cambio en el patrón de flujo de burbuja, tapon a flujo anular (regiones E y F). En la última región (F) el espesor de la película del líquido sobre la superficie de calentamiento es a menudo tal que la conductividad térmica efectiva es suficiente para prevenir que el líquido sobrecalentado en contacto con la pared efectúe la ebullición nucleada.

El calor de la pared de tubo es removido por convección forzada de la película del líquido a la interfase líquido-vapor, donde ocurre la evaporación. Ya que la nucleación es completamente suprimida, el proceso de transferencia de calor ya no puede ser llamada "ebullición".

La región adelante de esta transición es conocida como región de "convección forzada a dos fases" (regiones E y F).

En algún valor crítico de la calidad x ocurre la evaporación completa de la película del líquido. Esta transición es conocida como "secadura" (dry out) y es acompañado por un aumento en la temperatura de pared en superficies de transferencia con flux de calor controlado. El área entre el punto de secadura y la transición a "vapor saturado seco" (región HD) ha sido denominada como región deficiente del líquido (región G). Esta condición de secado a menudo pone un límite efectivo en la cantidad máxima permisible a evaporarse dentro de un tubo a un flux de calor dado, y es extremadamente importante en el diseño de evaporadores, calderas, reactores, etc.

I.4.4.2 Coeficientes en la Ebullición con Flujo

La figura I.4.4.2 muestra (curva i, línea sólida) la variación del coeficiente de transferencia a lo largo del tubo, para las mismas condiciones presentadas en la figura I.4.4.1. En dichos diagramas se puede observar lo siguiente: En la región de convección sin cambio de fase, el coeficiente es relativamente constante, cambiando ligeramente debido a la influencia de la temperatura sobre las propiedades físicas del líquido. Al pasar a la región de ebullición nucleada subenfriada, el coeficiente

aumenta linealmente con la longitud del tubo hasta el punto $X = 0$. Una vez establecida la región de ebullición nucleada saturada el coeficiente permanece constante, y en consecuencia la diferencia de temperaturas pared-fluido. La región de convección a dos fases se caracteriza por un aumento en el coeficiente al incrementarse la longitud y la calidad X del fluido. En el punto de secadura el coeficiente disminuye repentinamente desde un valor elevado (correspondiente a la convección a dos fases) hasta un valor cercano al equivalente a convección sin cambio de fase de vapor seco. En la región deficiente del líquido a medida que aumenta la calidad X del fluido, aumenta la velocidad del vapor y por consecuencia el coeficiente, hasta alcanzar la región de vapor sin cambio de fase ($X > 1$), donde el coeficiente toma el valor típico de este mecanismo de transferencia de calor.

I.4.4.3 Curva de Ebullición con Flujo

El caso desarrollado anteriormente se cumple cuando se tiene un flux de calor relativamente bajo; por lo tanto, ahora se planteará la situación cuando se incrementa progresivamente el flux de calor, considerando constante el gasto del líquido. La figura I.4.4.2 muestra el coeficiente de transferencia de calor contra la calidad X del fluido teniendo como parámetro el incremento en el flux de calor. La figura I.4.4.3 muestra los mecanismos de transferencia de calor sobre un "mapa de ebullición", en la que se tiene graficado el flux de calor contra la calidad X del fluido. La línea (i) representa las condiciones mostradas en la figura I.4.4.1 (bajo flux de calor). La línea (ii) muestra la influencia del incremento del flux de calor, en donde se observa la aparición temprana del régimen de ebullición subenfriada, en relación al caso con flux de calor menor, y que el coeficiente en la región de ebullición nucleada es mayor y casi no es afectado por el mecanismo de convección a dos fases. La línea (iii) muestra la influencia de un mayor incremento en el flux de calor; la ebullición subenfriada aparece con mayor anticipación y el coeficiente de ebullición nucleada alcanza un valor superior al del caso anterior. A este valor del flux de calor no se presenta la convección a dos fases, ya que cuando se está realizando la

nucleación con el consiguiente incremento en la calidad X. se presenta un marcado deterioro del proceso de enfriamiento; esta transición esencia similar a la que ocurre cuando se excede el flux máximo en la ebullición sin flujo, y se le denomina "desprendimiento de la ebullición nucleada" (DEN).

El mecanismo de transferencia de calor bajo condiciones en las que se ha excedido el flux de calor crítico (DEN o secadura) es dependiente de las condiciones iniciales; esto es si el proceso inicial fue ebullición o evaporación. Para el primer caso, después del DEN se alcanza la región "deficiente del líquido", y de ebullición de película para el segundo.

En las figuras I.4.4.2 y I.4.4.3 puede verse que posteriores incrementos en el flux de calor (curvas VI y VII) ocasiona la presencia de DEN en la región subenfriada con la región saturada totalmente ocupada por la ebullición de película y posteriormente por la región deficiente de líquido.

Cabe aclarar que los procesos de "DEN y secadura" son dos mecanismos separados y diferentes, que se caracterizan por causar un aumento repentino en la temperatura cuando se tiene una situación de flux de calor controlado (calentamiento eléctrico), por lo que son comúnmente confundidas con el concepto de "quemadura". Por lo tanto es necesario hacer una distinción entre el punto exacto en que se inicia el aumento repentino de la temperatura de la superficie y el punto en que la superficie se funde o se rompe. El término "flux de calor crítico" se usa para denotar el primer caso y se usa en general para los procesos de: DEN (subenfriada), DEN (saturada) y secadura (el término secadura se utiliza para implicar que la desaparición de la película del líquido es la causa de la condición de flux crítico). A la falla física de la superficie de calentamiento "quemadura" y el flux de calor que causa esta condición se le llama "flux de quemadura" (Burnout Heat Flux). Esta situación se ilustra en la figura I.4.4.3. Cuando se tiene un flux relativamente alto se inicia la ebullición de película en la región subenfriada y el flux de calor crítico se manifiesta con diferencias de temperatura extremadamente altas que están asociadas a los bajos coeficientes

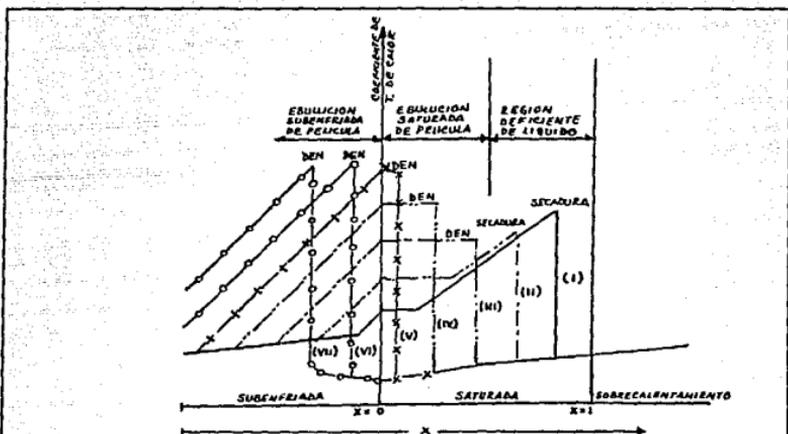


FIG. I.4.4.2 VARIACION DEL COEFICIENTE DE T. DE CALOR CON INCREMENTOS DEL FLUX DE CALOR COMO PARAMETRO

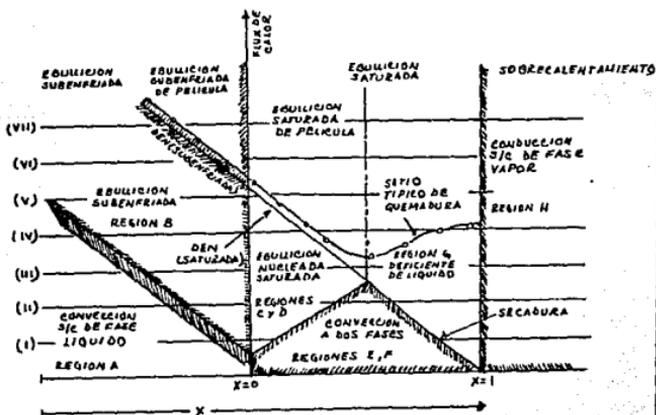


FIG. I.4.4.3 CURVA DE EBULLICION CON FLUJO

de esta región, por lo que el flux de calor para la presencia del DEN es a menudo idéntico al de quemadura. Sin embargo, este no es el caso en la región deficiente del líquido donde se tienen mayores coeficientes e inferiores fluxes de calor críticos, por lo que el flux de quemadura es mucho más grande que el flux crítico de esta región.

I.4.4.4 Ebullición con Flujo en Tubos Horizontales

Los patrones de flujo que se presentan durante la generación de vapor en tubos horizontales son influenciados por la desviación del equilibrio termodinámico e hidrodinámico, al igual que en tubos verticales. Sin embargo, la distribución asimétrica y la estratificación de las fases introduce complicaciones adicionales. La figura I.4.4.4 muestra una representación esquemática de un tubo horizontal calentado con un flux de calor bajo y uniforme, donde se alimenta un líquido subenfriado a velocidad relativamente baja (menor a un metro por segundo). Los puntos importantes a considerar en este caso son: La posibilidad del secado y remojado intermitente de la pared del tubo en el patrón de flujo "onda" y el secado progresivo de la misma a lo largo del flujo anular. A medida que la velocidad de alimentación del fluido se aumenta, la influencia de la gravedad es menos marcada, la distribución de fases se vuelve más simétrica y la formación de los patrones de flujo tiende a parecerse a la de los tubos verticales.

I.4.4.5 Correlaciones para la Ebullición con Flujo

La ebullición con flujo en fluidos saturados puede presentar dos mecanismos de transferencia de calor; la ebullición nucleada, y la convección a dos fases.

El mecanismo de ebullición nucleada es el mismo para la ebullición sin flujo y con flujo, ya que únicamente esta en función del carácter microscópico de la superficie y no de la geometría macroscópica del equipo.

Con el incremento de la transferencia de calor disminuye el sobrecalentamiento de la pared, necesario para vencer las fuerzas de la tensión superficial y producir burbujas. En este caso, generalmente se presenta flujo anular, evaporándose líquido en la interfase entre el seno de vapor (en el centro del tubo) y la película anular del líquido en la pared. La correlación típica para este mecanismo es la propuesta por Dengler y Addoms:

$$H_{df} = 3.5 H_L \left[\frac{1}{X_{tt}} \right]^{0.5}$$

Donde H_L es el coeficiente de líquido sin cambio de fase para el fluido total, y X_{tt} es el parámetro de Martinelli.

$$X_{tt} = \left[\frac{1 - X}{X} \right]^{0.9} \left[\frac{\rho_v}{\rho_L} \right]^{0.5} \left[\frac{H_L}{\mu_v} \right]^{0.1}$$

Dado que el mecanismo de convección a dos fases puede ser el dominante, solo si el valor del coeficiente H_{df} es mayor que el de ebullición nucleada, se autodefine el método para la estimación del coeficiente de ebullición con flujo.

⁽¹⁰⁾ Chen propone una correlación que cubre ambos mecanismos, la región de ebullición nucleada y la región de convección a dos fases. Esta correlación se basa en que ambos mecanismos ocurren en algún grado sobre el rango entero de la correlación y que la contribución de ambos mecanismos es aditiva.

$$H_o = H_{EN} + H_{df}$$

Donde H_o es el coeficiente de ebullición, H_{EN} es la contribución de la ebullición nucleada, y H_{df} es la contribución de vida a la convección a dos fases, que puede ser representada por una ecuación del tipo de Dittus-Boelter multiplicada por un parámetro "F".

$$H_{df} = 0.023 * Re_L^{0.8} * Pr_L^{0.4} * \frac{K_L}{D} * F$$

donde:

$$F = \left(\frac{Re. df}{Re. f} \right)^{0.8}$$

Ya que "F" es unicamente una relación de parametros de flujo, se puede expresar como una función del factor Martinelli, X_{tt} .

Para H_{EN} , Chen utiliza el analisis de Foster y Zuber.

$$H_{EN} = 0.00122 \left(\frac{k_L^{0.75} C_{pL}^{0.45} \rho_L^{0.45}}{\sigma^{0.5} \mu_L^{0.25} \lambda^{0.24} \rho_V^{0.24}} \right) * \Delta T_*^{0.24} * \Delta P_*^{0.75} * S$$

Chen define un factor de supresión "S", como la relación del sobrecalentamiento promedio (ΔT_*) al sobrecalentamiento de la pared. Para flujos pequeños "S" tenderá a 1 y para grandes flujos "S" se aproximará a cero.

I.4.5 Ebullición sin Flujo en Bancos de Tubos

I.4.5.1 Curvas de Ebullición

Las diferencias en comportamiento entre un solo tubo y un haz de tubos no han sido cuantitativamente definitivas. No obstante, en forma general y cualitativa éstas han sido consistentes con las pruebas realizadas, y se puede sintetizar objetivamente en la figura I.4.5.1, o de la siguiente manera:

1.- La pendiente y la forma general de la curva de ebullición de un banco de tubos es mas o menos la misma que para los tubos solos, a excepción del pico máximo que es más plano para los primeros.

2.- Abajo del flux máximo, la transferencia de calor para una ΔT dada, en todos los equipos estudiados, fue considerablemente mayor que la calculada por los metodos actuales.

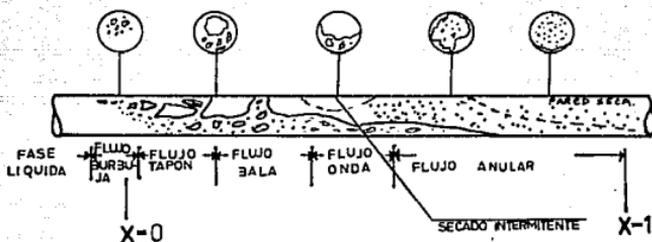


FIG. I.4.4.4 PATRONES DE FLUJO EN TUBOS HORIZONTALES CON EBULLICION

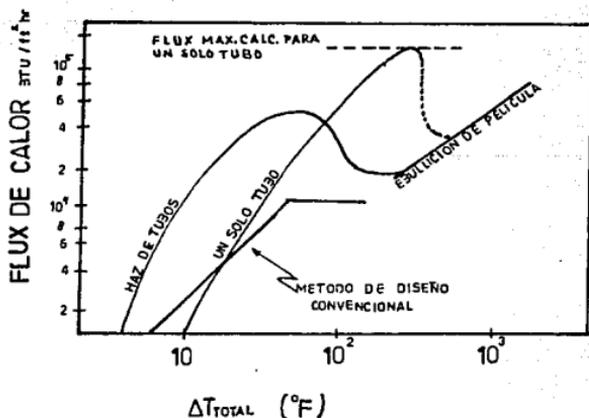


FIG. I.4.5.1 CURVA DE EBULLICION PARA UN HAZ DE TUBOS

3.- El flux máximo y la ΔT crítica para bancos de tubos fueron considerablemente menores que para un solo tubo, en todas las unidades probadas. El primero depende considerablemente de la geometría del equipo.

I.4.5.2 Efecto de Mezclas de Multicomponentes

El efecto de la composición de la mezcla sobre la vaporización ha sido objeto de grandes controversias; sin embargo, los numerosos estudios realizados concuerdan en que los coeficientes que se obtienen son menores que cuando se vaporiza por separado para cada uno de los componentes; bajo las mismas condiciones. Para plantear los problemas que presentan, se clasificarán las mezclas en tres grupos:

1.- Componentes esencialmente puros que vaporizan a una temperatura casi constante.

2.- Mezclas de pequeño rango de ebullición (RE), vaporizando con una rango de temperaturas que es pequeño comparado a la diferencia de temperaturas entre el medio de calentamiento y el fluido en ebullición ($RE < \Delta T/4$).

3.- Mezclas con un amplio rango de ebullición en las que el rango de temperaturas es grande, en comparación con la diferencia de temperaturas ($RE > \Delta T/4$).

La ebullición de componentes puros ofrece relativamente pocas dificultades debido a la naturaleza de la sustancia, dado que la vaporización es casi isotérmica (a menos que exista una caída de presión excesiva (la cual debe evitarse en lo posible). Un efecto que puede ser de alguna consideración y que comunmente no se toma en cuenta está representado gráficamente en la figura I.4.5.2, donde se muestran los perfiles de temperatura y coeficientes en un rehervidor tipo Kettle que utiliza vapor condensado como medio de calentamiento.

El problema se puede presentar en el extremo del equipo por donde se alimenta el vapor, debido a que en este punto el coeficiente de condensación y el flux de calor alcanzan su valor

máximo, pudiendo este último estar por encima del flux máximo y provocar la ebullición de película, la cual se puede propagar al resto del equipo, estableciéndose un incrustamiento acelerado. Este problema se puede presentar no tan solo con la condensación de vapor, sino también en el enfriamiento de líquidos y gases.

Las mezclas de amplio rango de ebullición son las que representan mayores problemas en el diseño de rehervidores, siendo su efecto bastante similar tanto para un haz de tubos como para uno solo. El problema se debe en gran parte al hecho de que la ΔT total entre la temperatura de pared y la del seno del fluido no es la ΔT efectiva para la transferencia de calor. Se especula que la ΔT real depende de la temperatura de equilibrio T_e del fluido a una concentración cercana a la pared del fluido, en vez de la temperatura de vaporización del seno del fluido. Las relaciones para la transferencia de calor entre la ΔT_b aparente y la ΔT efectiva se ilustran en la figura I.4.5.3.

Actualmente no se ha desarrollado un método generalizado de diseño con esta innovación debido a que la determinación de la concentración efectiva de la pared del tubo se deba obtener de la solución simultánea de ecuaciones de balance de calor y de masa, entre el líquido en la velocidad de la pared y el seno del fluido, lo cual es difícil de llevar a cabo para muchos fluidos. En la figura I.4.5.4 se muestra un ejemplo típico del comportamiento de mezclas con rango de ebullición (RE).

En adición a los problemas mencionados, las mediciones de temperatura del seno del líquido a lo largo del haz de tubos indican que para mezclas con amplio rango de ebullición, toma lugar una severa distorsión del perfil longitudinal de temperaturas. Un caso típico se ilustra en la figura I.4.5.5 para una mezcla pentano-paraxil-paraxileno con un flux de calor de 14200 BTU/hrft^2 y una presión de 65 psia.

En base al perfil anterior, se puede explicar lo que sucede en un vaporizador horizontal como sí: En la parte más caliente del rehervidor, es decir, en la que se alimenta el medio calefactor se

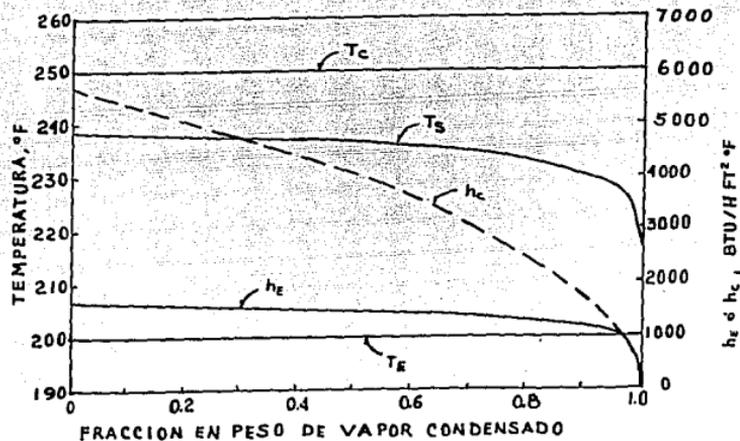


FIG. I.4.5.2 PERFIL DE TEMPERATURAS Y COEFICIENTES

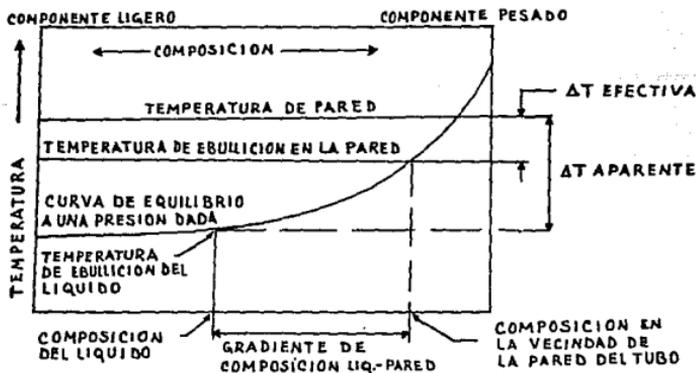


FIG. I.4.5.3 ΔT EFECTIVA Y APARENTE PARA MEZCLA CON AMPLIO RANGO DE EBULLICION A UNA TEMPERATURA DE PARED DADA

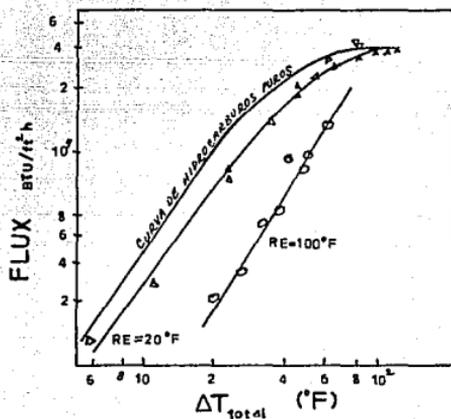


FIG. I.4.5.4 EFECTO DE MEZCLAS CON RANGO DE EBULLICION RE

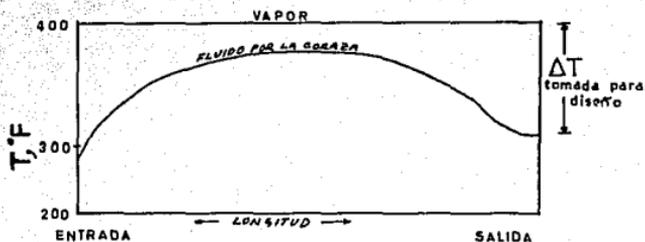


FIG. I.4.5.5 PERFIL LONGITUDINAL DE TEMPERATURA PARA MEZCLAS CON AMPLIO RANGO DE EBULLICION

vaporiza inmediatamente una gran cantidad de componentes ligeros, provocando un incremento en la temperatura del seno del fluido, debido al aumento en concentración de los componentes pesados. Produciéndose a lo largo del equipo vapores con diferente temperatura; en un extremo vapores fríos que arrastran un líquido con mayor concentración en componentes ligeros y en el otro vapores más calientes y pesados (con líquido arrastrado), que finalmente se mezclan entre sí para tomar una temperatura final que es menor que la máxima temperatura del seno del líquido. El resultado neto es que la ΔT total, como generalmente se define para diseño, puede ser considerablemente mayor que la ΔT real del equipo.

El diseño de equipos de ebullición sin flujo con mezclas de amplio intervalo de ebullición y con vaporizaciones elevadas puede ocasionar que la diferencia de temperaturas entre la pared y el seno del líquido se reduzca a un valor tal que cese la nucleación y que la transferencia de calor sea por convección natural sin cambio de fase. El único procedimiento seguro para este caso, es vaporizar una fracción tal, que el punto de ebullición del líquido remanente en la mezcla sea al menos 10°F abajo de la temperatura de pared.

I. 4.5.3 Efecto de la Vecindad de los Tubos en un Haz

Uno de los más importantes problemas para el diseñador de vaporizadores, que no ha sido resuelto todavía, es el efecto de la geometría de un banco de tubos sobre la eficiencia de ebullición. La poca información publicada al respecto ha sido bastante contradictoria, por lo cual solo se hará una presentación de la más importante.

⁽¹²⁾ En 1938 Comley y Abboult vaporizaron agua con un solo tubo y posteriormente en un evaporador de 60 tubos, concluyendo que ni el coeficiente de transferencia, ni el flux máximo fueron considerablemente aceptados por la vecindad de los tubos. Por otra parte, Kern, en base a una limitada experiencia industrial con pequeños bancos de tubos, y probablemente con incrustamientos indeterminados, sugirió que un coeficiente de $300 \text{ BTU/hr ft}^2\text{ }^{\circ}\text{F}$

como máximo, y un flux de calor máximo de 12000 BTU/hr ft² deberían ser repetidos para cubrir una posible ineficiencia en la ebullición debido al bloqueo de vapor. Palen y Taborek⁽¹³⁾ intentan poner las restricciones de Kern sobre una base más sistemática, comparando diferentes arreglos de tubos y geometrías de bancos de tubos con datos obtenidos de unidades industriales, dando por resultado diseños más reales. Sin embargo, debido a la pequeña cantidad de datos obtenidos, y al conocimiento aproximado de la resistencia del incrustamiento y/o del coeficiente de condensación, su relación fue algo especulativa. Por último, Palen y Small⁽¹⁴⁾ propusieron un método para calcular el flux de calor máximo que resultó ser una razonable aproximación, pero también muy conservadora.

Aun cuando algunos métodos actuales de diseño aplican un castigo, tanto al coeficiente de ebullición como al flux máximo para considerar el efecto del bloqueo del vapor en los tubos, existen datos de pequeños bancos con pocas hileras de tubos que indican que la circulación adicional y turbulencia causada por las burbujas producidas en los tubos inferiores puede aumentar considerablemente el coeficiente, aun por encima del coeficiente de un solo tubo de tal forma que en lugar de disminuir el coeficiente, se debería aplicar un factor para incrementarlo.

Pese a la incertidumbre que plantea toda esta información, se reconoce que los valores del flux de calor típicamente usados en la industria para el diseño de rehedidores son de un orden de magnitud abajo del flux de calor máximo reportados consistentemente para un solo tubo, y que posteriores intentos para disminuir las actuales impresiones con análisis más sofisticados de los procesos de ebullición no serían en general justificables.

I.4.5.4 Efectos de Superficie

I.4.5.4.1 Tubos Comerciales

Las investigaciones en superficies elementales mostraron que un aumento en la densidad en los sitios de nucleación tiende a desplazar la curva de ebullición hacia una ΔT menor con el mismo flux.

Para probar los efectos de superficie en bancos de tubos, se ha experimentado con diversos materiales, en rangos de operación comunes, observándose que este factor es mucho menos apreciable en bancos de tubos que en tubos solos. La figura I.4.5.6 compara la operación de tres rehervidores tipo Kettle con tubos de acero al carbón, acero con incrustaciones, y 90-10 cobre-niquel (todos más o menos con la misma conductividad térmica). La única tendencia consistente se observó para una ΔT menor de $10^{\circ}F$ y un flux de calor menor de 10,000 BTU/hr ft, el acero incrustado produjo coeficientes considerablemente mayores que las otras dos unidades. Esto se debe probablemente a la generación de sitios de nucleación por el incrustamiento, los cuales se observaron únicamente en un rango pequeño de la ΔT , donde la nucleación es el mecanismo controlante de la transferencia de calor. La similitud en el comportamiento de las diferentes superficies, puede ser atribuida a los siguientes factores:

1.- Similitud en la microestructura de las superficies comerciales. Como se mencionó anteriormente, para el caso de un solo tubo, las diferentes superficies sin tratamiento especial a menudo tienen propiedades similares para la nucleación.

Se supone que esto se debe a la presencia de una amplia variedad de tamaños de los sitios de nucleación.

Aún en rangos bajos de ΔT , el comportamiento del acero al carbón y el cupro-niquel fue casi el mismo.

2.- Contribución de otras resistencias. A mayores ΔT las resistencias en la pared del tubo y en el lado de la condensación se vuelven significativas, disminuyendo los efectos de la superficie en el comportamiento total del equipo.

3.- Contribución de los mecanismos de convección. La rugosidad microscópica de la superficie afecta principalmente las características de nucleación de la misma, las cuales solo tienen efecto en el mecanismo de la ebullición nucleada. Sin embargo, la ebullición en bancos de tubos es también dependiente del mecanismo

de convección a dos fases que es muy poco afectado por el tipo de superficie de tal forma que el efecto sobre el coeficiente combinado es menos marcado en un banco de tubos que en un solo tubo.

La comparación de los datos obtenidos con las superficies probadas indican que en la ausencia de severas condiciones de incrustamiento, y utilizando tubos comerciales, se puede obtener una aproximación adecuada en el diseño de rehervidores sin recurrir a superficies especiales.

I.4.5.4.2 Tubos Especiales.

Las superficies con preparación especial para incrementar los sitios de nucleación crean el efecto de requerir una ΔT menor, para un flux dado. Esto se ha observado en tubos a los cuales se les ha depositado partículas de metal muy poroso, logrando un incremento significativo en la transferencia de calor para fluidos puros dentro de ciertos rangos. El incremento en la transferencia de calor para una superficie particular es, sin embargo, muy sensible a las propiedades del fluido, presión, ensuciamiento y a la relación de los coeficientes interno y externo del equipo.

Un ejemplo de una buena y mala aplicación de este tipo de superficies se muestra en la figura I.4.5.7, que representa los resultados obtenidos al vaporizar tanto hidrocarburos aromáticos en condiciones de vacío, como hidrocarburos de cadena recta a 100 psia, con tubos lisos y mejorados. Como se puede observar, en un caso se nota una mejoría significativa, mientras que en el otro no tiene ninguna influencia. Para mezclas de hidrocarburos se observó mucho menor influencia, debido probablemente a la distribución de tamaños de los sitios de nucleación, ya que ciertos tamaños en especial pueden mostrar diferentes características para varios fluidos. Por lo tanto, se debe realizar una evaluación cuidadosa cuando se desee utilizar este tipo de superficie.

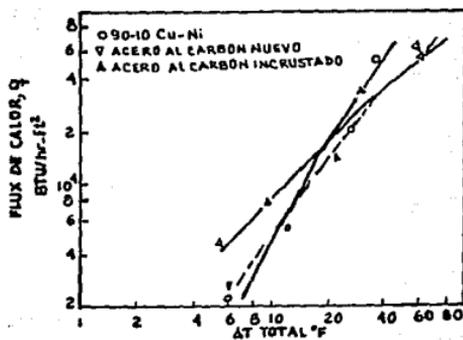


FIG. I.4.5.6 EFECTO DEL MATERIAL DEL TUBO SOBRE EL FLUX DE CALOR

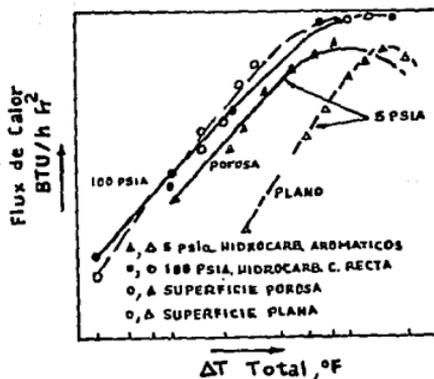


FIG. I.4.5.7 COMPARACION DE TUBOS POROSOS CON TUBOS PLANOS EN LA EBULLICION DE HIDROCARBUROS

I.4.5.4.3 Tubos Aletados

La figura I.4.5.8 muestra el flux de calor y carga térmica por tubo como una función de la ΔT total para hidrocarburos comunes en tubos de 3/8 de pulgada planos y ligeramente aletados con 19 aletas por pulgada. A ΔT bajas, donde la resistencia de la ebullición es suficientemente alta para ser significativa, los tubos aletados produjeron aproximadamente el mismo flux (en base a la superficie exterior a una ΔT total dada) como los tubos lisos. Dado que el área exterior de los tubos aletados es 2.4 veces la de los tubos lisos, esto significa una ventaja considerable, en carga producida por tubo a ΔT bajas.

Quando la ΔT aumenta, el incremento en el coeficiente de ebullición provoca que dicha resistencia se vuelva insignificante con respecto a la de la condensación y a la de pared, perdiéndose la ventaja de los tubos aletados. Es interesante mencionar que en punto de flux máximo, los bancos de tubos aletados producen cargas térmicas por tubo ligeramente mayores que los tubos planos.

I.4.5.5 Correlaciones para la Ebullición sin Flujo

I.4.5.5.1 Flux Máximo

En el diseño de equipos de ebullición es extremadamente importante determinar para las condiciones de proceso establecidas, los límites de cada zona de la curva de ebullición; es decir, la ΔT mínima en que se inicia la ebullición nucleada, y la ΔT crítica donde se inicia la transición a ebullición de película, con el fin de aplicar las correlaciones correspondientes a cada caso. El límite inferior de aplicabilidad de las correlaciones de ebullición nucleada es de 0.1 a 0.2 del flux máximo y depende de la magnitud de la convección libre del líquido; por lo tanto, el mejor método para determinar este punto consiste en graficar dos curvas: Una de "h" contra ΔT para convección natural, la otra de "h" contra ΔT para ebullición nucleada. La intersección de estas dos curvas puede considerarse como el límite inferior de aplicabilidad de dichas correlaciones. El límite superior (flux máximo) se puede establecer aproximadamente (a falta de valores experimentales) por medio de las correlaciones existentes, entre las que se encuentra la

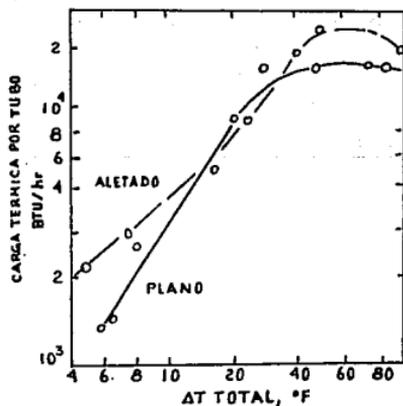
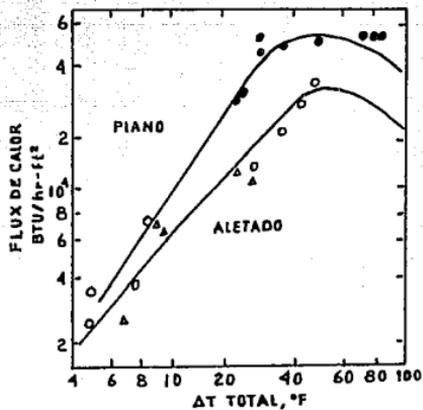


FIG. I.4.5.8 COMPARACION DE TUBOS ALETADOS CON TUBOS PLANOS

ecuación de Kutateladze-Zuber,⁽¹⁶⁾ que ha sido aceptada en forma unanime como la más recomendable para hidrocarburos.

$$q_{lmax} = 0.18 g_c^{1/4} \rho_V \lambda \left[\frac{(C_{PL} - \rho_V) \sigma g}{\rho_V^2} \right]^{1/4}$$

Como alternativa se recomienda la correlación de Mostinski, cuya correlación es de forma más simple y de aplicación más general.

$$q_{lmax} = 803 P_c (P/P_c)^{0.35} [1 - (P/P_c)]^{0.5}$$

I. 4.5.5.2 Coeficientes de Ebullición Nucleada

Actualmente no existen en la literatura abierta alguna correlación generalizada, para el coeficiente de ebullición en un solo tubo, que no esté sujeta a errores de $\pm 50\%$ o más, siendo el error mayor para mezclas de multicomponentes con amplio rango de ebullición. Por esta razón, para aplicaciones críticas se deben utilizar valores experimentales. Los coeficientes de ebullición experimentales se pueden generalmente correlacionar como una función de ΔT_b por una línea recta en papel logarítmico. Esto resulta en una ecuación de la forma $h = m (\Delta T_b)^{n-1}$, donde m y n son constantes para una presión, fluido y superficie dada.

Estas constantes han sido determinadas para algunos fluidos y mezclas pero no son de mucha utilidad, ya que se han realizado para un número muy limitado de condiciones de operación.

De la gran cantidad de correlaciones que han aparecido en la literatura en los últimos 10 años, únicamente 3 han tenido mayor aceptación en la industria del petróleo; estas ecuaciones son las de Gilmour, McNelly y Mostinski.^(15,17,18)

Gilmour: Esta ecuación es simple y a demostrado tener mayor aproximación en función de la ΔT . La forma original de esta correlación fue mejorada por medio de la regresión de datos obtenidos en aplicaciones industriales. Sin embargo, debido a lo limitado de estos datos, su uso queda restringido a hidrocarburos

con $T_c > 600^\circ R$. Las desviaciones que presenta son de + 50% y - 30%.

$$H_e = 9 \times 10^{-4} \times CS \left(\frac{C_L}{A} \right)^{0.4} K_L^{0.5} \rho_L^{0.275} / \mu^{0.3} (q/\lambda \rho_L)^{0.7} (P^2/\sigma)^{0.425} (14400/P)^m$$

donde:

$$m = 6.0 e^{-0.0035 T_c}$$

McNelly: La deducción de esta ecuación se basa en la suposición de que la resistencia principal para la transferencia de calor se encuentra en una delgada capa del líquido adyacente a la superficie de calentamiento, cuya turbulencia es causada por la rápida formación de las burbujas de vapor. Para hidrocarburos, esta correlación ha dado resultados razonables con una desviación + 50% y - 40%.

$$H = 0.225 \times CS \times \left[\frac{qC_L}{A \lambda} \right]^{0.66} \times \left[\frac{144PK_L}{\sigma} \right]^{0.31} \times \left[\frac{\rho_L}{\rho_V} - 1 \right]^{0.29}$$

Mostinsky: Esta correlación predice los resultados más consistentes, y se considera la mejor ecuación generalizada con que se cuenta en la literatura actualmente. No obstante que es relativamente simple en su forma, predijo mejores coeficientes que cualquier otra ecuación basada en las propiedades del fluido.

$$H_e = 0.00858 \times (P_c)^{0.66} \times (Q/A)^{0.7} \times [1.8(CP/P_c)^{0.17} + 4(CP/P_c)^{1.2} + 10(CP/P_c)^{10}]$$

Chichelli y Bonilla: Los autores presentan una correlación para estimar el coeficiente de ebullición nucleada para hidrocarburos puros a un flux de 70.000 BTU/hr ft². la pendiente "S" de la línea que pasa por el punto de 70,000 BTU/hr ft² puede ser aproximada por la siguiente relación:

$$h' = 5400 \times Pr^{0.44}$$

$$S = \frac{9.52}{Pr^{0.256}} - 1$$

El procedimiento para estimar los coeficientes de ebullición para hidrocarburos puros es el siguiente:

- 1.- Calcular h' (para un flux de 70,000 BTU/hr ft²) para este punto $\Delta T' = 70,000/h'$
- 2.- Calcular S
- 3.- Calcular la constante K de la ecuación: $h' = K (\Delta T')^n$
- 4.- Calcular el coeficiente de ebullición con la ΔT del equipo, y $h = K (\Delta T)^n$

I. 4. 5. 5. 3 Ebullición de Película

La ebullición de película no ha sido extensivamente utilizada con fines industriales, debido a que los coeficientes de ebullición característicos de este régimen son bajos, y por que acarrea severos problemas de incrustamiento a los equipos que trabajan en esta zona ya que generalmente el material incrustado no se puede disolver o lavar con los líquidos que comunmente se utilizan para este fin. También se presenta la posibilidad de una degradación térmica de los componentes por la elevada temperatura de la superficie.

En general es indeseable operar en este régimen, pero para los casos que son inevitables se puede diseñar y trabajar en él. Para asegurar que los equipos van a operar bajo estas condiciones es necesario tener un flux de calor superior a un flux mínimo de la ebullición de película. Zuber fue el primero en derivar una expresión con este fin, presentando la forma siguiente:

$$q_{\min} = 0.1309 \lambda \rho_v \left[\frac{\sigma (\rho_L - \rho_v) g g_c}{(\rho_L - \rho_v)^2} \right]^{1/4}$$

Todas las correlaciones que se han desarrollado en este campo son de carácter puramente experimental, y realizadas por lo tanto bajo condiciones muy específicas.

La primera descripción analítica de la ebullición estable de película fue presentada por Bromley, y se basó inicialmente en las siguientes suposiciones:

1.- Existe una delgada película de vapor separando la superficie calefactora y el líquido. La transferencia de calor a través de la película se realiza por conducción y radiación.

2.- El calor latente es la contribución a la transferencia de calor y la energía cinética del vapor despreciable.

3.- Las propiedades físicas pueden ser evaluadas al valor promedio aritmético de la temperatura de película, es decir $T_f = (T_v + T_{sat})/2$ y que esta temperatura promedio es constante en la superficie calefactora.

Utilizando estas suposiciones y con la solución de la ecuación diferencial de la transferencia de calor por conducción, se establece la correlación del coeficiente de transferencia de calor:

$$H_p = 0.620 \left[\frac{K_v^3 (\rho_L - \rho_v) \lambda \rho_v g}{\mu_L D_o \Delta T_b} \right]^{0.25}$$

I.4.6 Métodos de Diseño

I.4.6.1 Ebullición sin Flujo

El método para calcular los equipos de ebullición podría ser el uso directo de las correlaciones presentadas anteriormente. Sin embargo, por medio de pruebas realizadas en plantas industriales, se observó que el uso de coeficientes de ebullición no corregidos para mezclas de multicomponentes ocasionó escasez de área en todas las unidades probadas, oscilando esta entre 50 y 250 %.

Así mismo, se comprobó que estas diferencias no se debían en ningún grado sustancial a problemas de incrustamiento, ya que las unidades estaban básicamente limpias, culpando de estas discrepancias al bloqueo del vapor.

Por lo tanto, mientras el mecanismo de este proceso no se ha entendido totalmente, se puede postular lo siguiente:

1.- La disminución del coeficiente de ebullición aumentará con la cantidad de vapor que pasa por cualquier tubo.

2.- La eficiencia de una hilera vertical de tubos sería una función inversa del número de tubos y también del coeficiente de un solo tubo.

3.- El bloqueo mutuo entre dos tubos adyacentes aumenta al disminuir el pitch.

4.- La salida del vapor del equipo se retardará más allá de la velocidad natural de escape, y el bloqueo aumentará rápidamente si se disminuye el claro entre los tubos más de un cierto límite crítico.

La explicación de estos efectos sobre una base analítica ha sido extremadamente difícil. Actualmente existen dos tipos de métodos que consideran los efectos del vapor; uno de ellos es el método de Kern, el cual aplica restricciones en el diseño de los equipos en base a la experiencia sobre los mismos. El otro tipo de método utiliza modelos semiempíricos, trabajando más o menos con las mismas bases del método anterior. En esta clasificación se cuentan el método de Palen-Small y el de Gilmour, siendo más comercial el primero.

Método de Kern

Donald Q. Kern, con el fin de considerar el posible bloqueo del vapor, considera una forma simple de cálculo que produce en forma consistente diseños en forma segura. Para ello recomienda restringir el coeficiente de ebullición a $300 \text{ BTU/hr ft}^2\text{°F}$. Todas las unidades diseñadas con este método han mostrado un sobrediseño de hasta 140% , con un promedio del 61%. Este método no considera los efectos de la geometría ni el tamaño del haz, ya que el uso de un coeficiente de ebullición máximo cubre también estos efectos, dado que a fluxos elevados se incrementa el bloqueo del vapor.

Para unidades en operación, los coeficientes calculados con correlaciones fueron de 508 a 4810, mientras que los observados estuvieron entre 246 y 920. Por lo tanto se puede concluir que en vista de la simplicidad del método y los márgenes de seguridad que normalmente se requieren, estos valores están en conjunción con el método de Kern. Sin embargo, se debe tener presente que dicho método es conservador en proporción directa a la presión de

operación, y por consecuencia optimista a bajas presiones, especialmente en condiciones de vacío.

Método de Gilmour

Gilmour fue el primero en tratar de considerar los efectos de la geometría de un haz de tubos por medio de un método semiempírico con la ecuación que se muestra a continuación:

$$H_e = h (N_{rv})^{-0.185} (v_s)^{-0.258}$$

Donde N_{rv} es el número de tubos en la hilera vertical del haz, v_s es la velocidad superficial del vapor. J. W. Palen y J. J. Taborek establecieron que este arbitrario factor de vapor podía ser mejorado utilizando la relación v_s/v_c , donde v_c puede ser calculado por:

$$v_c = q_{max} / \lambda \rho_v$$

donde q_{max} se obtiene con la correlación de Zuber. Las pruebas reportadas en la literatura muestran que el método no fue suficientemente bueno, ya que produjo diseños escasos de superficies de transferencia. De cualquier forma, esta proposición establece un firme camino a seguir a futuro.

Método de Palen-Small

En base a una combinación de análisis estadístico y a consideraciones prácticas, los autores obtuvieron la siguiente correlación como un factor de corrección al coeficiente de ebullición (los autores seleccionaron la ec. de McNelly).

$$a = 4.2 \times 10^{-5} (G) - 0.24 \quad ; \quad b = 1.75 + \ln (1 / N_{rv})$$

$$BCF = 0.714 (P_t - D_0)^a (1 / N_{rv})^b$$

donde BCF ≤ 0.5 y G es la masa velocidad del vapor através del espacio entre tubos ($p_t - d$) definida como:

$$G = (OD \times U_t \times \Delta T) / (P_t - D_0)$$

Los resultados obtenidos presentan una buena aproximación con errores de $\pm 30\%$ como máximo y 18% en promedio. Consecuentemente si se utiliza esta correlación con un factor de seguridad sobre el área total del 25% (cuando controla el coeficiente de ebullición), y no se hace una extrapolación significativa de los parámetros originales, el presente método se puede recomendar para uso general.

I.4.6.2 Ebullición con flujo

J. Fair propone un método de cálculo para el diseño de termosifones verticales. Su método se basa en los mecanismos de ebullición nucleada y de convección a dos fases, que se presentan en forma simultánea y en paralelo.

$$H_e = \alpha * H_{en} + B * H_{df}$$

Donde α y B son funciones estimadas que dependen de las magnitudes relativas de ΔT , masa velocidad y sobre un patrón de flujo a dos fases.

I.4.7 Método de diseño propuesto.

Si el líquido que va a vaporizarse es una mezcla de cierto número de componentes miscibles, no ebullición isotérmicamente, sino que se tendrá un punto de ebullición inicial (temperatura del punto de burbuja) y una temperatura de ebullición final (punto de rocío) en la cuál la última partícula se vaporiza. A medida que los compuestos volátiles entran en fase vapor la temperatura de ebullición del líquido residual aumenta. Esto significa que hay un rango de temperatura a través del cuál tiene lugar la ebullición, y que a mayor porcentaje de líquido total vaporizado la temperatura de salida estará más cercana al punto de rocío de la mezcla.

Debido al rango de ebullición, deben absorberse simultáneamente el calor latente y el calor sensible a medida que el líquido se desplaza a través del vaporizador, de manera que pasa por todo el rango de temperaturas de ebullición. Por lo

tanto, es imperativo que el coeficiente total de ebullición este balanceado para las cargas térmicas sensibles y latentes individuales. Sin embargo, el procedimiento difiere del balanceo de zonas sucesivas (precalentamiento-vaporización), ya que tanto el calentamiento sensible como la ebullición tienen lugar en el mismo rango de temperatura y en la misma superficie. El coeficiente balanceado puede obtenerse como sigue:

$$\text{De: } Q = h \times A \times \Delta T$$

$$\text{Calor sensible: } A_s \Delta T = Q_s / h_s$$

$$\text{Calor latente: } A_\lambda \Delta T = Q_\lambda / h_\lambda$$

$$\text{Coeficiente balanceado: } h = Q_T / (Q_s/h_s + Q_\lambda/h_\lambda)$$

I.4.7.1 Flux Máximo.

Ha sido práctica común diseñar los equipos de ebullición con un flux de calor máximo de 12,000 BTU / hr ft². En años recientes, como resultado de una mayor investigación aplicada al campo industrial, se ha tomado una posición más liberal, aceptando actualmente fluxes de 25,000 BTU / hr ft² para vaporización de hidrocarburos, con la excepción de aquellos que vaporizan cerca de su presión crítica, donde el límite de 7,000 es recomendable. Actualmente pueden tomarse como límites superiores los valores siguientes:

Ebullición sin flujo....0.6 * flux máximo o 25,000 BTU / hr ft²

Ebullición con flujo....0.25 * flux máximo o 35,000 BTU / hr ft²

Agua....0.45 * flux máximo o 70,000 BTU / hr ft²

Soluciones acuosas....0.35 * flux máximo o 45,000 BTU / hr ft²

Es importante tener presente que a mayores fluxes, el ensuciamiento puede ser acelerado; y que el desplazamiento del vapor generado debe ser adecuado, ya que de lo contrario el flux máximo se puede presentar en fluxes considerablemente menores a los límites mencionados. Por lo tanto, en equipos con ebullición

sin flujo se deben utilizar arreglos de tubos con pitch ≥ 1.66 y la eliminación de tubos para proporcionar líneas de escape al vapor, para fluxes superiores a 15,000. Para equipos con ebullición con flujo por la envolvente se deben utilizar mamparas con corte vertical y evitar espacios donde pudiera quedar atrapado el vapor. Finalmente se debera checar el flux a la entrada del equipo con el objeto de tomar las consideraciones pertinentes si este excede el valor maximo.

1.4.7.2 Ebullición sin flujo.

Dentro de la ebullición sin flujo estan intercambiadores con envolvente tipo "K" y los haces de tubos insertados en torres de fraccionamiento.

En este tipo de equipos la velocidad del liquido sobre la superficie de transferencia es baja y depende de la diferencia de temperaturas entre la pared del tubo y la temperatura del seno de liquido, aunque indudablemente se incrementa por el desplazamiento de las burbujas que por mucho exceden la agitación derivada por las corrientes de convección natural. Sin embargo, en este tipo de equipos, la porción de calor sensible de la carga térmica se supone que se transfiere por convección libre ordinaria.

Para el cálculo de la diferencia global de temperaturas (LMTD) se considera al fluido en la envolvente como isotermico (en caso de que no lo sea) e igual a la temperatura de salida del vapor ($F_t = 1$), o sea:

Para fluido isotérmico dentro de tubos:

$$LMTD = T_1 - t_e \quad ; \quad F_t = 1 \quad ; \quad (t = \text{tubos, } e = \text{envolvente})$$

Para fluidos sin cambio de fase dentro de tubos:

$$LMTD = (T_1 - T_2) / \ln (T_1 - t_2 / T_2 - t_2) \quad ; \quad F_t = 1$$

En base a las consideraciones mencionadas se establece el procedimiento de cálculo como sigue:

PARA REHERVIDORES TIPO KETTLE

A) Vaporización de componentes puros

$$h_o = 0.00658(C_p)^{0.69} (Q/A)^{0.7} [1.8(C_p/P_c)^{0.17} + 4(C_p/P_c)^{1.2} + 10(C_p/P_c)^{10}]$$

B) Vaporización de mezclas

1.- Diferencia de temperaturas efectiva, ΔT_e

Como primera aproximación:

$\Delta T_e = 0.5 \times \text{LMTD}$, para condensación dentro de tubos.

$\Delta T_e = 0.7 \times \text{LMTD}$, para enfriamiento de líquidos o gases dentro de tubos.

2.- Coeficiente de ebullición nucleada

$$h = h_o ; \text{ de acuerdo a paso (A)}$$

3.- Factor de corrección de la presencia de multicomponentes:

$$F_c = e^{-0.015 \times (t_2 - t_b)} ; \quad t_b = \text{temperatura de burbuja}$$

4.- Coeficiente de convección libre:

$$h_s = 17.15 \times \Delta T_e^{(0.907)}$$

5.- Coeficiente de ebullición ponderado:

$$h_o = \frac{Q_T}{\frac{Q_B}{h_s} + \frac{Q_\lambda}{h_\lambda \times F_c}}$$

6.- Diferencia de temperaturas efectiva:

$$\Delta T_e = \frac{U_o}{h_o} \times \text{LMTD}$$

Si: $\Delta T_o \cong \Delta T_c$ entonces se toma este valor.

Si: $\Delta T_o \neq \Delta T_c$ o $\Delta T_o = \Delta T_c$ entonces regresar al paso 4.

7.- Flux máximo de un solo tubo:

$$q_{lmax.} = C(0.7) 803 P_c (P/P_c)^{0.95} \left[1 - (P/P_c) \right]^{0.9}$$

8.- Flux máximo del haz de tubos:

$$q_{Hmax.} = q_{lmax.} \left(K * \frac{\text{Pitch}}{d_o * N_{FV}} \right)$$

donde: $K = 0.359$ para pitch cuadrado
 $= 0.334$ para pitch triángular

9.- Flux disponible:

$$q_d = U_{calc.} * LMTD$$

10.- Comparación de fluxes:

Si: $q_d \geq q_{lmax.}$

- a) Bajar el nivel de temperatura del medio de calentamiento, ó
- b) Diseñar para ebullición de película.

Si: $q_d \geq q_{Hmax.}$

a) Modificar la geometría del haz de tubos:

- 1.- Aumentar el pitch.
- 2.- Aumentar la longitud de tubos (con área constante).

Si: $q_d < q_{Hmax.}$ entonces se toma este valor.

NOTA: Los termosifones horizontales se calculan de la misma forma con las siguientes modificaciones:

1.- La LMTD y el F_c se calculan en la forma convencional de acuerdo con el tipo de geometría de la envolvente.

2.- Adicionalmente al cálculo del coeficiente de convección libre " h_n ", se deberá estimar un coeficiente con el flujo total de líquido, considerando flujo longitudinal. Tomar el mayor de ambos coeficientes como " h_n ".

I.4.7.3 Ebullición con Flujo

En base a las consideraciones mencionadas anteriormente, se puede establecer en forma análoga una secuencia de cálculo para equipos con ebullición con flujo.

1.- Calcular el coeficiente sin cambio de fase para el flujo total de líquido a las condiciones de entrada, ya sea por tubos o por la envolvente según sea el caso. H_n

2.- Calcular el coeficiente de convección a dos fases.

$$H_{df} = 3.5 H_n \left(\frac{1}{X_{tt}} \right)^{0.5}$$

3.- Calcular el coeficiente de ebullición nucleada.

$$H_{EN} = 0.00658 (P_c)^{0.69} (Q/A) \left[1.8(P/P_c)^{0.17} + 4(P/P_c)^{1.2} + 10(P/P_c)^{10} \right]$$

4.- Tomar el mayor de H_{df} y H_{EN} como coeficiente de ebullición. Si se trata de un componente puro pasar al punto número 7. Si es una mezcla continuar con el siguiente punto.

5.- Factor de corrección por la presencia de multicomponentes.

$$F_c = e^{-0.015(t_2 - t_b)}$$

ESTA TESIS NO DEBE SALIR DE LA BIBLIOTECA

6. - Coeficiente de ebullición ponderado

$$H_o = \frac{Q_T}{\frac{Q_o}{H_o} + \frac{Q_\lambda}{H_\lambda * F_c}}$$

7. - Flux máximo.

$$q_{max} = (0.7) 803 P_c (P/P_c)^{0.35} [1 - (P/P_c)]^{0.9}$$

8. - Flux disponible.

$$q_d = U_{calc.} * LMTD$$

9. - Comparación de fluxes.

Si: $q_d \geq q_{max}$

- a) Bajar el nivel de temperatura del medio de calentamiento, ó.
- b) Diseñar para ebullición de película.

Si: $q_d < q_{max}$ entonces considerar este valor.

I.5 EVAPORADORES (TIPOS)

I.5.1 Clasificación de los Equipos de Vaporización.

Un intercambiador para la evaporización de agua ó la concentración de una solución acuosa, es llamado convencionalmente EVAPORADOR. Si el intercambiador se usa para suministrar los requerimientos de calor en el fondo de una columna de destilación, ya sea que el vapor formado sea vapor de agua o no, se llama REHERVIDOR. Cuando la vaporización no es para los fines antes mencionados, al intercambiador se le denomina simplemente VAPORIZADOR. Si se utiliza para enfriar un fluido, a una temperatura menor que la que se podría alcanzar con agua de enfriamiento, mediante la vaporización de un fluido refrigerante, se le denomina ENFRIADOR VAPORIZADOR (Chiller).

Los intercambiadores con vaporización se subdividen a su vez en dos ramas: de CIRCULACION FORZADA, cuando cuentan con un sistema de circulación externa, tal como una bomba; y en CIRCULACION NATURAL cuando no tienen dicho sistema. Por último, estos dos sistemas de circulación se subdividen en dos partes, en función del lado de la coraza ó por dentro de los tubos.

Los vaporizadores de circulación forzada no presentan una característica particular en cuanto al tipo de equipo a utilizar, ya que la vaporización se puede realizar tanto por lado de tubos como por lado de la envolvente y en cualquier tipo de intercambiador de tubo-envolvente. Sin embargo, dentro de los intercambiadores vaporizadores de circulación natural se tienen 4 equipos que tienen una aplicación muy típica como rehervidores. Estos son: el Rehervidor tipo Kettle, el Vertical, el Horizontal y el Rehervidor Interno.

REHERVIDOR TIPO KETTLE.

La unidad tipo Kettle o de banco inundado es un intercambiador de calor de tubo y coraza, en el cual se alimenta una corriente caliente por el interior de los tubos para vaporizar otro fluido en la parte exterior de los mismos. Está compuesta por 4 partes: haz de tubos (rectos o en forma de "U"); una coraza del tipo K (de acuerdo a la nomenclatura del TEMA) que cubre el haz de tubos; un cabezal de admisión y un cabezal de retorno.

La coraza tipo K se caracteriza por tener dos dimensiones en su diámetro; una menor, que es propiamente la envolvente del haz de tubos y la mayor (conocida como diámetro del Kettle) que corresponde al diámetro del haz más un espacio abierto o domo situado arriba del haz de tubos, con el fin de que el vapor producido se desplace con una velocidad relativamente baja, y lograr así que se desprendan las gotas de líquido arrastradas por el vapor. Dicha separación es una función de la velocidad de escape vertical desde la superficie del líquido y de la velocidad horizontal paralela a la misma superficie. La velocidad vertical, y la horizontal son inversamente proporcionales al diámetro de la coraza; sin embargo, la variable más importante es la localización de la boquilla para la salida del vapor, la cual tiene su posición óptima en el centro de la longitud del haz de tubos, debido a que en este punto se requiere el área mínima del domo. Con el objeto de tener una distribución adecuada del líquido a lo largo del equipo, y minimizar el diámetro del Kettle, se deberá colocar una boquilla de entrada y otra de salida por cada 10 ft. de longitud de tubos. Si se tiene una alimentación a dos fases (líquido-vapor) se deberá colocar la boquilla de entrada a 45° de la parte superior de Kettle; si es puro líquido se colocará en la parte inferior de la envolvente. El espacio de vapor deberá tener una distancia mínima de 12 pulgadas.

El rehervidor de haz inundado generalmente está provisto de una placa vertical situada a cerca del cabezal de retorno, a la cual se le denomina vertedero y que se utiliza para mantener el haz inundado. Asimismo, da origen a una sección del rehervidor que sirve para retener durante un pequeño intervalo de tiempo el líquido que no se vaporiza en el rehervidor. El nivel mínimo del líquido sobre el haz de tubos es de 2 pulgadas para líquidos limpios y no corrosivos; y de 6 pulg. para fluidos sucios o corrosivos (tal como MEA, DEA). El nivel máximo puede ser de 6 a 12 pulg. sobre el nivel mínimo y se debe considerar estos desplazamientos del nivel del líquido en el dimensionado del diámetro del Kettle.

Generalmente en la envolvente tipo "K" se utilizan placas circulares sin corte para soportar a los tubos. Sin embargo, cuando se vaporizan mezclas con amplio rango de ebullición, se deberá dar el corte máximo a las mamparas con el objeto de facilitar el desplazamiento hacia la sección del vertedero a los productos pesados que no vaporizan.

TERMOSIFON HORIZONTAL.

Las características físicas que presentan los termosifones horizontales están enfocadas a minimizar la caída de presión del fluido a vaporizar por la envolvente; es decir a conseguir la mayor área de flujo posible a través del intercambiador. Para ello, se debe emplear el menor número de mamparas posible, colocando únicamente aquellos necesarios para soportar a los tubos. Dentro de la clasificación TEMA, solamente con los tipos de envolvente G y H se logra reducir al mínimo el número de soportes. La selección entre estos dos tipos está en función de la longitud de tubos y la separación máxima permisible entre mamparas, establecida por TEMA; la cual depende a su vez del material y del diámetro de los tubos.

Por ejemplo: (En base al TEMA "R"), para tubos de 3/4" y 1" de diámetro con una longitud de 10' se requiere un cuerpo G; para 18' un cuerpo H y para 24' también se requiere un cuerpo H pero con la adición de mamparas segmentadas con corte máximo para dar el soporte adecuado a los tubos.

Los soportes circulares se colocan en la línea central de las boquillas de entrada y salida (el cuerpo tipo H requiere otro soporte en el punto medio de la unidad) con el fin de lograr una buena distribución del líquido a través de todo el banco de tubos. Esta distribución se ve favorecida con la inclusión de una mampara longitudinal situada en la línea central horizontal.

Debido a que los termosifones horizontales delgados y largos no sifonan bien, es costumbre no usar una relación L_i/D_i mayor a 5 para cuerpos tipo G y de 10 para tipo H. El diámetro de envolvente de éstos equipos deberá estar un poco sobrado, para dejar un espacio libre en el segmento superior del mismo que permita a la mezcla líquido-vapor tener un fácil acceso a la boquilla de

salida. Es decir, si un haz de tubos requiere un diámetro de 25 in., este se relocalizará dentro de un diámetro de 27 in., de tal forma que la parte superior de la plantilla no tenga tubos.

Cuando por algún motivo el equipo quedará sobrediseñado es necesario un control que reduzca la presión del vapor de agua, cuando éste sea el medio de calentamiento o colocar un orificio en la brida de salida de la coraza para aumentar la caída de presión en la mezcla líquido-vapor. En caso de que no se emplearan estas restricciones el líquido que se alimenta a la envolvente será vaporizado completamente con mucha rapidez debido a ese sobrediseño, cuando lo reemplaza nuevo líquido, permanece en la envolvente momentáneamente y también es calentado y completamente vaporizado de manera que del equipo salen intermitentemente estallidos de vapor en lugar de un flujo continuo y uniforme de vapor y líquido.

REHERVIDOR INTERNO.

En casos donde la carga térmica del servicio es pequeña, puede ser ventajoso instalar el haz de tubos directamente en el fondo de la columna, de tal forma que se ahorra el costo de la envolvente del intercambiador y de las tuberías de alimentación y retroalimentación. Para utilizar este arreglo es necesario utilizar tubos pequeños y la altura del fondo de la columna debe aumentarse para mantener el mismo volumen de almacenamiento. Las desventajas que presenta este arreglo es que la longitud está en función del diámetro de la columna, y que el fondo de la torre requiere soportes internos y rieles para insertar y extraer el haz de tubos.

Estas desventajas generalmente se pueden superar cuando el diámetro de la columna es mayor de 6 pies, pero la experiencia favorece el uso de equipos externos sobre los ahorros que representa la eliminación de la coraza.

I.6 ARREGLOS O CIRCUITOS (KETTLE/TERMOSIFÓN)

La variable más importante relacionada indirectamente con el diseño de rehervidores es el sistema hidráulico de éstos, por lo tanto se presentarán las variantes que existen en él, para seleccionar el más adecuado en un caso particular cualquiera.

La selección de la forma de alimentación con que va a contar el rehervidor se debe llevar a cabo antes de establecer el tipo de éste, ya que a partir del primero se basa la selección del segundo. Existen tres tipos de circuito o sistema de alimentación para los rehervidores, que son de Termosifón, tipo Kettle y de circulación forzada.

Circuitos de Termosifón.

El flujo a través de un sistema de termosifón se mantiene por la diferencia en densidad del líquido que fluye hacia el rehervidor y la densidad de la mezcla a dos fases que regresa a la torre. Existen tres tipos específicos de circuito de termosifón:

- De un Paso (ONCE-THROUGH).

Este tipo de circuito es un arreglo en el cual el líquido que sale del plato de fondos de la torre fluye directamente al rehervidor. La fase mixta que sale del rehervidor consiste de una fase líquida que el producto de fondos, y una fase vapor que sube a través de los platos de la torre. El flujo de alimentación al rehervidor es fijado por el balance térmico de la torre y por el gasto de producto de fondo.

El circuito de un paso tiene principalmente tres ventajas sobre los otros:

- 1.- Se aproxima a una etapa teórica de la torre de destilación.
- 2.- Produce la temperatura más baja en el líquido alimentado al rehervidor, con la ventaja de que se obtiene una mayor MTD y por lo tanto se requiere menor superficie en el intercambiador.
- 3.- Es el sistema con menor tiempo de residencia para el producto de fondos.

La desventaja de este circuito radica en el sistema hidráulico, ya que es muy sensible a las variaciones en el porcentaje de vaporización. Por lo tanto, no se deberá usar cuando se espera que el producto de fondos varíe en un amplio rango y cuando el porcentaje de vaporización sea mayor de 70%. Es preferible utilizar este sistema con un rango de 30 a 50% de vaporización.

En vista de la preponderancia de las limitaciones sobre las ventajas, se recomienda evitar el circuito de un paso en los rehervidores de termosifón.

- Circulante (NET BOTTOMS).

Es un arreglo en el cual el líquido del plato de fondos fluye a una sección de acumulación situada en el fondo de la torre. Parte de este líquido se toma como producto de fondos, y el flujo restante se alimenta al rehervidor. El líquido que circula por el intercambiador puede ser mayor o menor que la suma del gasto de vapor y el producto de fondos.

Este circuito tiene como ventaja sobre el anterior que requiere una estructura más simple en el interior del fondo de la torre. Además, el flujo a través del rehervidor puede seleccionarse en forma independiente del gasto del producto de fondos y del balance de calor de la torre. La principal desventaja es que el fluido entra al rehervidor a la temperatura de burbuja del producto de fondos y la temperatura de salida del rehervidor es aún mayor, ya que es una función de la vaporización. Por lo tanto, se requerirá mayor superficie en el rehervidor en comparación con el sistema anterior. Esta desventaja se reduce si la temperatura en el plato de fondos es cercana a la de producto de fondos.

- Preferencial (MIXED BOTTOMS).

Este sistema es similar al circulante. Por medio de una mampara colocada en el fondo de la torre se alcanza una cierta separación entre el producto de fondos y la alimentación del rehervidor. Es prácticamente común diseñar esta alimentación con

un flujo igual mayor que la suma de gastos de vapor y de producto de fondos.

Con el circuito preferencial se logra una aproximación al sistema de un paso, obteniéndose por lo tanto sus ventajas y eliminando sus desventajas. Este se deberá usar en lugar del circulante cuando la diferencia en las temperaturas de producto de fondos y el líquido saliente del plato de fondos sea grande.

Circuito Tipo Kettle.

El circuito tipo Kettle es un caso especial del sistema de un paso. La separación entre el producto de fondos y la fase vapor se efectúa dentro del rehervidor. El fluido que regresa a la torre consiste de vapor más un pequeño porcentaje de líquido arrastrado.

El inconveniente de este sistema, estriba en el pequeño tiempo de residencia del producto que se envía fuera del sistema, dado que en la sección de vertedero, generalmente no es posible tener más de un minuto de residencia, que ocasiona posibles fluctuaciones en el gasto de líquido. El anterior inconveniente se puede compensar aprovechando el volumen del fondo de la torre, para incrementar el tiempo de residencia (circuito tipo Kettle modificado). Esto se logra conectando el fondo de la torre con la sección del vertedero del rehervidor. La desventaja de este arreglo radica en la necesidad de aumentar la altura del fondo de la torre, ya que al ser vasos comunicantes ambos recipientes, se debe colocar el vertedero del rehervidor a nivel con el nivel máximo de líquido en la torre, por lo que la distancia entre el nivel máximo y la boquilla de retorno en la torre debe ser suficiente para acomodar el espacio libre de vapor del rehervidor, y su línea de retorno de vapor.

Circuito de Circulación Forzada.

El sistema se mantiene por la cabeza de la bomba que suministra la alimentación al rehervidor. El equipo puede ser un intercambiador o un calentador a fuego directo. Asimismo, en este circuito también se tienen los tres tipos de termosifón, con las mismas condiciones mencionadas con anterioridad. Solamente es

importante asentar que el circuito de un paso es improbable que funcione con este arreglo, debido a los problemas que se presentan para su control.

El sistema de circulación forzada se aplica unicamente bajo las siguientes condiciones:

- 1.- Cuando se utiliza un calentador a fuego directo.
- 2.- Para fluidos muy viscosos.
- 3.- Cuando se utiliza un circuito preferencial o circulante, con el fin de limitar el aumento de temperatura en materiales que se puedan descomponer o polimerizar.
- 4.- Para alcanzar altas velocidades en el rehervidor y reducir la depositación de sólidos suspendidos sobre los tubos.
- 5.- Para reducir el porcentaje de vaporización en fluidos con severos problemas de incrustamiento.
- 6.- Cuando se puede alcanzar un alto flux de calor sin problemas con el flux máximo.
- 7.- Cuando los costos son menores que para un sistema de termosifón.
- 8.- Cuando se trabaja a presiones inferiores a la atmosférica.

1.7 CRITERIOS DE SELECCION

1.7.1 Criterios para la Selección de Tipo de Rehervidor

Debido a que un servicio de vaporización para una torre de destilación dada puede ser cubierto satisfactoriamente por un rehervidor vertical u horizontal de termosifón o tipo Kettle, es necesario mencionar sus aspectos generales, sus ventajas y desventajas, con el fin de que se consideren en la selección de un caso específico. Los puntos principales para este fin son los siguientes:

- a) Transferencia de calor (mínima área posible).
- b) Aspectos de limitación de espacio y requerimientos de tubería para la interconexión del equipo.
- c) Facilidad de mantenimiento.
- d) Velocidad de incrustación.
- e) Tiempo de residencia admisible en el fluido.
- f) Estabilidad de operación.

La selección dependerá también de las variables que se tengan fijas, y, en buena parte, del criterio y experiencia del diseñador. A continuación se dará una descripción general de los rehervidores de termosifón de tubos verticales y horizontales; asimismo se complementará la información sobre los rehervidores tipo Kettle.

"Rehervidor Tipo Termosifón de Tubos Verticales"

Este tipo (fig. 1.7.1) corresponde al sistema más económico, fácil de soportar, relativamente fácil de limpiar y más compacto, de todos los tipos de rehervidores. Sin embargo, existe una tendencia a preferir otro tipo de rehervidores, debido muy probablemente a malas experiencias con una selección inapropiada en algunos casos específicos y un diseño inadecuado. Dentro de los errores típicos de diseño se pueden incluir los siguientes: altas vaporizaciones, fluctuaciones en el nivel del líquido debido a un control inadecuado, diseños basados en coeficientes de transferencia de calor, sin observar limitaciones en los flujos de calor correspondientes, empleo de gradientes de temperatura muy elevados que originan ebullición de película. El empleo de

recirculaciones demasiado elevadas ocasiona también fluctuaciones y producción intermitente de vapores a la salida del rehervidor. (En algunos casos se puede mejorar la operación mediante la instalación de un orificio de restricción a la entrada del rehervidor, con el fin de incrementar la caída de presión y reducir la recirculación a niveles aceptables).

En estos equipos se recomiendan recirculaciones del orden de 4 a 1 (4 partes de líquido y una de vapor, a la salida). Generalmente el máximo porcentaje de vaporización recomendable en este tipo de equipos es de 30% en peso.

Los termosifones verticales normalmente se acoplan directamente a las torres de destilación, minimizando con ello los requerimientos por concepto de cimentaciones, estructuras y espacio requerido. Un máximo de 4 rehervidores de este tipo deberán instalarse sobre dichas torres, lo cual limita la capacidad de área de transferencia en estas unidades. En base a lo anterior se puede considerar un máximo de 10,000 a 16,000 ft² de área de transferencia por torre, como límite razonable por aspectos de instalación. Las tuberías de interconexión en estas unidades son mínimas y reducen los costos correspondientes.

Los termosifones verticales deben llevar el fluido que se vaporiza por el lado interno de los tubos para facilitar su limpieza y mantenimiento. En resumen se puede señalar las siguientes ventajas y desventajas del rehervidor tipo termosifón de tubos verticales:

VENTAJAS:

- 1.- Mayor coeficiente de vaporización (en relación a los otros tipos de rehervidor), en mezclas con amplio rango de ebullición.
- 2.- Económico. Requerimientos mínimos de tubería y espacio. Generalmente, se construye con espejos fijos.
- 3.- Menor tiempo de residencia para el fluido en la zona de calentamiento (mayor velocidad del fluido, en relación a los otros tipos de rehervidor).
- 4.- No se incrusta fácilmente (con una vaporización baja).
- 5.- Operación estable (si se mantiene constante el nivel de líquido en la torre, y una baja vaporización).

recirculaciones demasiado elevadas ocasiona también fluctuaciones y producción intermitente de vapores a la salida del rehervidor. (En algunos casos se puede mejorar la operación mediante la instalación de un orificio de restricción a la entrada del rehervidor, con el fin de incrementar la caída de presión y reducir la recirculación a niveles aceptables).

En estos equipos se recomiendan recirculaciones del orden de 4 a 1 (4 partes de líquido y una de vapor, a la salida). Generalmente el máximo porcentaje de vaporización recomendable en este tipo de equipos es de 30% en peso.

Los termosifones verticales normalmente se acoplan directamente a las torres de destilación, minimizando con ello los requerimientos por concepto de cimentaciones, estructuras y espacio requerido. Un máximo de 4 rehervidores de este tipo deberán instalarse sobre dichas torres, lo cual limita la capacidad de área de transferencia en estas unidades. En base a lo anterior se puede considerar un máximo de 10,000 a 16,000 ft² de área de transferencia por torre, como límite razonable por aspectos de instalación. Las tuberías de interconexión en estas unidades son mínimas y reducen los costos correspondientes.

Los termosifones verticales deben llevar el fluido que se vaporiza por el lado interno de los tubos para facilitar su limpieza y mantenimiento. En resumen se puede señalar las siguientes ventajas y desventajas del rehervidor tipo termosifón de tubos verticales:

VENTAJAS:

- 1.- Mayor coeficiente de vaporización (en relación a los otros tipos de rehervidor), en mezclas con amplio rango de ebullición.
- 2.- Económico. Requerimientos mínimos de tubería y espacio. Generalmente, se construye con espejos fijos.
- 3.- Menor tiempo de residencia para el fluido en la zona de calentamiento (mayor velocidad del fluido, en relación a los otros tipos de rehervidor).
- 4.- No se incrusta fácilmente (con una vaporización baja).
- 5.- Operación estable (si se mantiene constante el nivel de líquido en la torre, y una baja vaporización).

6.- Fácil de soportar en la torre. (Si el rehervidor no es muy grande).

7.- Fácil de limpiar; aun cuando se requiere "bajar" el rehervidor para cepillar el interior de los tubos, cuando la longitud de tubos es mayor de 4 ft.

DESVENTAJAS:

1.- Requiere alturas de faldón mayores a la de los otros tipos de rehervidor.

2.- Impropio para fluidos viscosos.

3.- Limitado en la superficie de transferencia.

4.- Requiere manejar fluidos limpios como medio de calentamiento.

5.- Limitado a vaporizaciones no mayores a 30%.

6.- El vapor que sale del rehervidor no está en equilibrio con el líquido que sale de la torre por los fondos, por lo que el rehervidor no equivale a un plato teórico, excepto a recirculaciones muy elevadas.

"Rehervidor Tipo Termosifón de Tubos Horizontales"

Cuando se requieren áreas de transferencia grandes, el empleo de varios rehervidores horizontales es lo más recomendable (fig. I.7.2).

Normalmente la vaporización se lleva a cabo por el lado externo de los tubos, del lado de la envolvente en la que con una mampara longitudinal o una doble segmentada obliga al fluido a recorrer la superficie de transferencia en ambos sentidos, lo que proporciona una operación eficiente. Debido a que generalmente estos equipos se colocan en el suelo, son particularmente recomendables para torres que tienen poca elevación. El inconveniente que presentan estriba en hecho de que requieren una cimentación individual, por lo que ocupan un espacio relativamente grande.

Los costos por concepto de estructuras y cimentaciones son consecuentemente mayores. La tubería de interconexión del rehervidor y la torre de destilación puede llegar a ser relativamente costosa y con una trayectoria complicada; sin embargo, puesto que la boquilla de retorno de vapor en la torre se encuentra muy por encima de los tubos del rehervidor, en relación

a un rehervidor vertical, se tiene una mayor columna de líquido a la entrada del vaporizador, lo que permite un sistema hidráulico más flexible y estable que en el caso del rehervidor vertical. De esta forma se pueden lograr mayores recirculaciones, inclusive con arreglos de tubería complejos.

Se pueden señalar las siguientes ventajas y desventajas:

VENTAJAS:

- 1.- Mayor coeficiente de vaporización que el rehervidor tipo Kettle, en mezclas con rango de ebullición.
- 2.- Menor tiempo de residencia para el fluido, en la zona de calentamiento, en relación al rehervidor tipo Kettle.
- 3.- No se incrusta con facilidad (con vaporización baja).
- 4.- Operación más estable (si se mantiene constante el nivel del líquido en la torre) que el rehervidor vertical.
- 5.- Fácil acceso para mantenimiento.
- 6.- Área de transferencia ilimitada.
- 7.- Puede manejar medios de calentamiento, con características incrustantes.
- 8.- El diseño hidráulico es menos rígido que en el rehervidor vertical.

DESVENTAJAS:

- 1.- Se requiere mayor espacio para su instalación.
- 2.- Se requiere mayor tubería de interconexión.
- 3.- Impropio para fluidos viscosos.
- 4.- Limitado a vaporizaciones no mayores del 30%.
- 5.- La limpieza del vaporizador por el lado de la envolvente es relativamente más laboriosa.

Ambos tipos de rehervidores del tipo termosifón, ya sea con tubos horizontales o verticales, presentan ciertas CARACTERÍSTICAS Y LIMITACIONES que es conveniente señalar:

a) Los termosifones no deben emplearse para el caso de vaporización de mezclas que presenten un rango de temperaturas muy grande. Lo anterior puede representar los siguientes inconvenientes: Facilidad de incrustación en el equipo y disminución en el gradiente disponible con respecto al medio de calentamiento.

b) Al salir los vapores del termosifón a una temperatura mayor que el líquido como producto de la torre, no se tiene un equilibrio entre estas corrientes, por lo que no se obtiene una vaporización equivalente al 100% de un plato o etapa teórica en el proceso de separación de los componentes en la torre de destilación.

c) Una característica y limitación importante consiste en la necesidad de contar con una altura hidrostática del líquido a la entrada del termosifón que permanezca más o menos constante, con el objeto de evitar fluctuaciones en la operación. Asimismo, esta altura estática incrementa la presión de operación a la entrada del rehervidor, ocasionando que el fluido se subenfrie y que se requiera mayor área de transferencia y mayor altura hidrostática, lo cual resulta en cierta forma dominante para sistemas a baja presión.

d) Cuando se instalan mamparas verticales o verticales de cabeza constante en el interior de los fondos de la torre, se pueden tener menores alturas en el faldón de la torre, a costa de reducir flexibilidad en la operación de la torre, ya que queda constante la recirculación al rehervidor.

e) Los rehervidores de termosifón se deben evitar cuando el servicio se realiza al vacío, ya que son extremadamente sensibles a las variaciones de nivel en la torre; se requiere una elevada altura estática; y elevadas vaporizaciones (del orden del 50%) que acarreen problemas de ensuciamiento.

"Rehervidor Tipo Kettle"

El empleo de estos rehervidores es el indicado cuando se desea obtener altos porcentajes de vaporización. Sin embargo, se considera un valor de 80% como máximo razonable, con el objeto de evitar la acumulación de sustancias que puedan precipitarse y/o producir incrustaciones.

Debido a que su haz de tubos permanece siempre inundado, generalmente no se ensucia tan rápidamente como los termosifones, y consecuentemente puede tolerar mayor porcentaje de vaporización. Sin embargo, a causa del tamaño de su coraza, este tipo de rehervidor es más caro, especialmente en servicios donde las condiciones de presión y corrosión requieren de un mayor espesor o de aleaciones especiales.

Se pueden citar las siguientes características básicas de los rehervidores tipo Kettle:

VENTAJAS:

- 1.- Pueden trabajarse problemas, con vaporizaciones elevadas (hasta 80%).
- 2.- El sistema de recirculación requiere de una cabeza mucho menor que para los termosifones debido a que únicamente fluye vapor por la línea de retorno a la torre con una densidad menor que para una mezcla líquido-vapor de los termosifones. Es decir, la columna estática a vencer es menor, lo cual es especialmente útil en sistemas a vacío.
- 3.- Operación confiable y estable.
- 4.- Es conveniente cuando el medio de calentamiento tiene características incrustantes.
- 5.- Equivale a un plato teórico de la torre fraccionadora.
- 6.- Tiene integrada la separación líquido-vapor, lo que reduce la altura del fondo de la torre.

DESVENTAJAS:

- 1.- Equipo relativamente costoso y voluminoso.
- 2.- Se dispone de poco volumen de residencia en el espacio separador por el vertedero.
- 3.- Requiere estructuras y cimentaciones relativamente costosas.
- 4.- Inadecuado para vaporizar fluidos incrustantes.
- 5.- Tiende a permitir acumulación de sólidos o lodos en el rehervidor.
- 6.- Tiene una transferencia de calor relativamente baja, debido al mecanismo de convección natural, principalmente cuando el calor sensible involucrado en la vaporización es considerable.
- 7.- Tiempo de residencia elevado en la zona de vaporización.

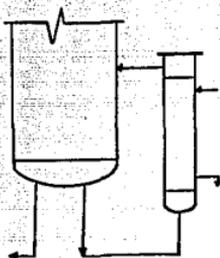


FIG. I.7.1 TERMOSIFON VERTICAL

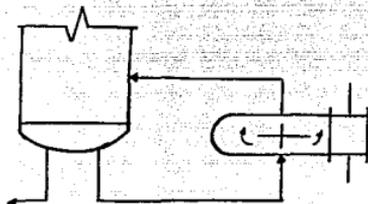


FIG. I.7.2 TERMOSIFON HORIZONTAL

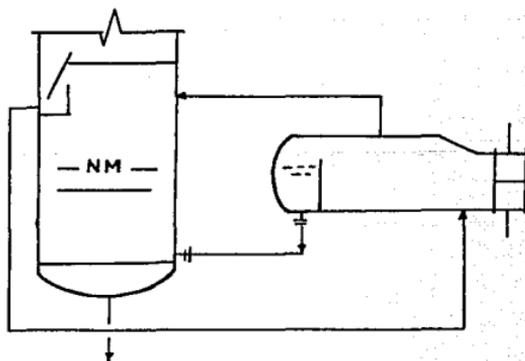
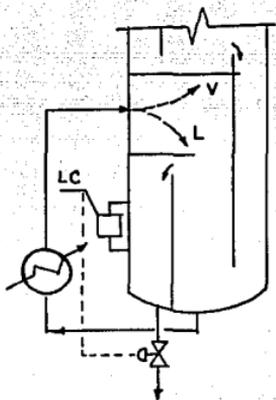
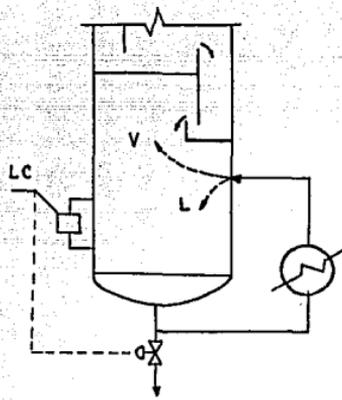


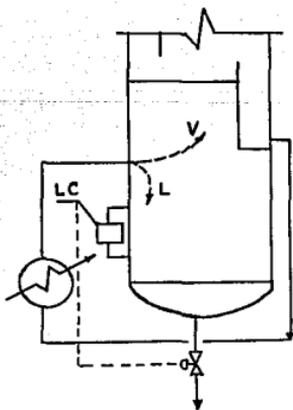
FIG. I.7.3 CIRCUITO TIPO KETTLE MODIFICADO



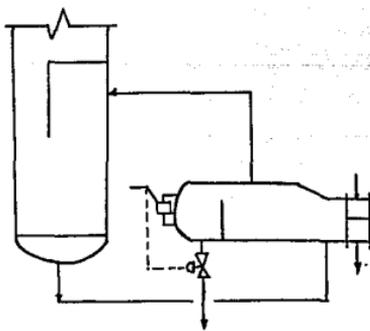
CIRCUITO PREFERENCIAL



CIRCUITO CIRCULANTE



CIRCUITO DE UN PASO



CIRCUITO TIPO KETTLE

FIG. I.7.4 SISTEMAS DE ALIMENTACION PARA REHERVIDORES

II.- METODOLOGIAS DE DISEÑO

II.1 TIPO KETTLE:

1.- Balance de calor: Se deberán considerar las entalpías del líquido y las del vapor en BTU/lb.

$$q = w (h_2 - h_1) \dots\dots\dots (1)$$

$$Q = W C_p (T_1 - T_2) \dots\dots\dots (2)$$

2.- Cálculo del ΔT :

$$MLDT = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}} \dots\dots\dots (3)$$

donde:

$$\Delta T_2 = T_1 - t_1 \quad \text{y} \quad \Delta T_1 = T_2 - t_2$$

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} \dots\dots\dots (4)$$

$$S = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} \dots\dots\dots (5)$$

De las figuras anexas (1), (2), (3), (4), (5) y (6) se determina Fr , por lo tanto:

$$\Delta T = Fr \times MLDT \dots\dots\dots (6)$$

3.- Determinación de las temperaturas calóricas:

Las temperaturas calóricas se calculan cuando se tienen fracciones de hidrocarburos, y no se calcularán cuando ambas corrientes sean isotérmicas.

Temperatura calórica para fluido caliente:

$$T_c = T_2 + F_c (T_1 - T_2) \dots\dots\dots (7)$$

Temperatura calórica para fluido frío:

$$t_c = t_1 + F_c (t_2 - t_1) \dots\dots(8)$$

donde F_c se determina a partir de la figura (7) y :

$$\Delta t_c = T_2 - t_1 \text{ y } \Delta t_h = T_1 - t_2$$

Fluido que va a través de los tubos:

Fluido que va a través de la coraza:

4. - at' se determina de la tabla (1), de acuerdo al diámetro del tubo externo y a su BWG.

4'. - Cálculo del coeficiente balanceado:

$$h_o = \frac{Q}{\frac{q_s}{h_s} + \frac{q_v}{h_v}} \dots\dots(15)$$

5. - Cálculo de at :

5'. - Cálculo de la temperatura en la pared del tubo:

$$at = \frac{N_t at'}{144 n} \dots\dots(9)$$

$$t_v = t_c + \frac{h_{io}}{h_{io} + h_o} (T_c - t_c) \dots\dots(16)$$

6. - Cálculo de G_t :

$$(\Delta t)_v = t_v - t_c \dots\dots(17)$$

$$G_t = \frac{W}{at} \dots\dots(10)$$

7. - Determinación de la viscosidad:

6'. - Comprobación del h_o , si es que se supuso:
De la figura (9) se tiene el h_v para diferentes tipos de fluidos y h_s :

Se determina de acuerdo a la T_c o a la temperatura más alta del fluido caliente.

8. - Cálculo del Reynolds:

$$Q_{sv} = \frac{q_v}{h_v} + \frac{q_s}{h_s} \dots\dots(18)$$

$$Re_t = \frac{D G_t}{\mu} \dots\dots(11)$$

$$h_o = Q / Q_{sv} \dots\dots(19)$$

9. - Cálculo de J_H :

Se determina mediante la figura (8) o mediante la ecuación 12:

$$J_H = \left[\frac{h_i D}{k} \right] \left[\frac{C \mu}{k} \right]^{-1/3} \left[\frac{\mu}{\mu_s} \right]^{0.14}$$

10. - Determinación de los coeficientes de película h_i y h_o :

$$h_i = \left[\frac{J_H k}{D} \right] \left[\frac{C \mu}{k} \right]^{1/3} \phi_t \dots\dots (13)$$

$$h_o = h_i * \frac{ID}{OD} \dots\dots (14)$$

11. - Coeficiente total limpio U_c :

$$U_c = \frac{h_i h_o}{h_i + h_o} \dots\dots (20)$$

12. - Coeficiente total de diseño U_D :

$$U_D = \frac{Q}{A \Delta T} \dots\dots (21)$$

donde el área se determina de la siguiente manera:

$$A = N_t * L_t * a'' \dots\dots (21a)$$

y a'' se determina a partir de la tabla (1).

13. - Comprobar flujo máximo de calor (basado en la transferencia total a través de la superficie):

$$Q / A \dots\dots (22)$$

14. - Factor de obstrucción R_D :

$$R_D = \frac{U_c - U_D}{U_c U_D} \dots\dots (23)$$

CAIDA DE PRESION

DE LADO DE LOS TUBOS

DE LADO DE LA CORAZA

15.- Factor de fricción f:

15'. - DESPRECIABLE

Con el Re y la figura

(10) se determina el factor de fricción.

16.- Caída de presión de los tubos:

$$\Delta P_L = \frac{f \cdot G_t^2 \cdot L \cdot W_n}{5.22 \times 10^{10} D^5 S^4 \phi} \dots\dots(24)$$

donde:

$$G_t = \frac{807000 \cdot V^2}{2g'} \dots\dots(25)$$

o ver figura (11)

17.- Caída de presión por retorno:

$$\Delta P_r = 4 \cdot \frac{n}{S} \cdot \frac{V^2}{2g'} \dots\dots(26)$$

18.- Caída de presión total:

$$\Delta P_T = \Delta P_L + \Delta P_r \dots\dots(27)$$

II.2 TIPO TERMOSIFON

II.2.1 HORIZONTAL

ALGORITMO DE CALCULO:

1.- Balance de calor: Se deberán considerar las entalpías del líquido y las del vapor en BTU/lb.

$$q = w (h_2 - h_1) \dots\dots\dots (1)$$

$$Q = W C_p (T_1 - T_2) \dots\dots\dots (2)$$

2.- Cálculo del ΔT :

$$MLDT = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}} \dots\dots\dots (3)$$

donde:

$$\Delta T_2 = T_1 - t_1 \quad \text{y} \quad \Delta T_1 = T_2 - t_2$$

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_1 - t_2} \dots\dots\dots (4)$$

$$S = \frac{t_1 - t_2}{T_1 - t_1} \dots\dots\dots (5)$$

De las figuras anexas (1), (2), (3), (4), (5) y (6) se determina F_r , por lo tanto:

$$\Delta T = F_r * MLDT \dots\dots\dots (6)$$

3.- Determinación de las temperaturas calóricas:

Las temperaturas calóricas se calculan cuando se tienen fracciones de hidrocarburos, y no se calcularán cuando ambas corrientes sean isotérmicas.

Temperatura calórica para fluido caliente:

$$T_c = T_2 + F_c (T_1 - T_2) \dots\dots\dots (7)$$

Temperatura calórica para fluido frío:

$$t_c = t_1 + F_c (t_1 - t_2) \dots\dots (8)$$

donde F_c se determina a partir de la figura (7) y :

$$\Delta t_c = T_2 - t_1 \text{ y } \Delta t_h = T_1 - t_2$$

Fluido que va a través de los tubos:

4.- at' se determina de la tabla (1), de acuerdo al diámetro del tubo externo y a su BWG.

5.- Cálculo de at :

$$at = \frac{Nt \text{ at}'}{144 n} \dots\dots (9)$$

6.- Cálculo de Gt :

$$Gt = \frac{W}{at} \dots\dots (10)$$

7.- Determinación de la viscosidad:

Se determina de acuerdo a la T_c o a la temperatura más alta del fluido caliente.

8.- Cálculo del Reynolds:

$$Re_t = \frac{D Gt}{\mu} \dots\dots (11)$$

9.- Cálculo de J_H :

Se determina mediante la figura (8) o mediante la ecuación 12:

Fluido que va a través de la coraza:

4'.- Cálculo del coeficiente balanceado:

$$h_o = \frac{Q}{\frac{q_s}{h_s} + \frac{q_v}{h_v}} \dots\dots (15)$$

5'.- Cálculo de la temperatura en la pared del tubo:

$$t_v = t_c + \frac{h_{io}}{h_{io} + h_o} (T_c - t_c) \dots (16)$$

$$(\Delta t)_v = t_v - t_c \dots\dots (17)$$

6'.- Comprobación del h_o , si es que se supuso:

De la figura (9) se tiene el h_v para diferentes tipos de fluidos y h_s :

$$Q_{sv} = \frac{q_v}{h_v} + \frac{q_s}{h_s} \dots\dots (18)$$

$$h_o = Q / Q_{sv} \dots\dots (19)$$

$$J_H = \left(\frac{h_i D}{k} \right) \left(\frac{C \mu}{k} \right)^{-1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14}$$

10.- Determinación de los coeficientes de película h_i y h_{io} :

$$h_i = \left(\frac{J_H k}{D} \right) \left(\frac{C \mu}{k} \right)^{1/3} \phi_t \dots\dots(13)$$

$$h_{io} = h_i * \frac{ID}{OD} \dots\dots(14)$$

11.- Coeficiente total limpio U_c :

$$U_c = \frac{h_{io} h_o}{h_{io} + h_o} \dots\dots(20)$$

12.- Coeficiente total de diseño U_D :

$$U_D = \frac{Q}{A \Delta t} \dots\dots(21)$$

13.- Comprobar flujo máximo de calor (basado en la transferencia total a través de la superficie):

$$Q / A \dots\dots(22)$$

14.- Factor de obstrucción R_D :

$$R_D = \frac{U_c - U_D}{U_c U_D} \dots\dots(23)$$

CAIDA DE PRESION

DE LADO DE LOS TUBOS

15.- Factor de fricción f :

Con el Re_1 y la figura

(10) se determina el factor de fricción.

16.- Caída de presión de los tubos:

$$\Delta P_t = \frac{f * G_t^2 * L * \eta}{5.22 * 10^{10} * D * S * \phi_t} \quad \dots (24)$$

donde:

$$G_t = \frac{928000 * V^2}{2g} \quad \dots (25)$$

o ver figura (11)

17.- Caída de presión por retorno:

$$\Delta P_r = 4 * \frac{n}{S} * \frac{V^2}{2g} \quad \dots (26)$$

18.- Caída de presión total:

$$\Delta P_T = \Delta P_t + \Delta P_r \quad \dots (27)$$

DE LADO DE LA CORAZA

15'.- Diámetro equivalente:

$$D_e' = 4 * \frac{\text{área de flujo}}{\text{perímetro húmedo}} \quad \dots (28)$$

Suponiendo que la mitad de los tubos está arriba y la otra mitad está abajo del deflector longitudinal, se tiene la siguiente área

de flujo:

$$a_s = \frac{\pi}{8} * (D_i^2 - D_e * N_i) \quad \dots (29)$$

$$P_h = \frac{\pi * D_i}{2} + \frac{\pi}{2} * D_e * N_i + D_i \quad \dots (30)$$

18'.- Factor de fricción f :

Con el Re_s y la figura (10) se determina el factor de fricción

17'.- Caída de presión:

$$\Delta P = \frac{f * G_s^2 * L_T}{5.22 * 10^{10} * D' * S * \phi_s} \quad \dots (31)$$

donde:

$$G_s = \frac{(w/2)}{a_s} \quad \dots (32)$$

II.2.2 VERTICAL

ALGORITMO DE CALCULO:

El termosifón vertical es usualmente un intercambiador 1-1 convencional. El espejo superior de los tubos se coloca próximo al nivel del líquido de los fondos en una columna de destilación. Puesto que la caldereta se debe colocar cerca de la columna, las pérdidas por fricción en la tubería de entrada y de salida generalmente son despreciables. La tasa de recirculación se determina de la diferencia entre la carga hidrostática en la columna de destilación correspondiente a la longitud del tubo de la caldereta y la altura de la mezcla vapor-líquido. Generalmente se emplean tasas de recirculación que exceden a 4:1.

- 1.- Balance de Calor: Igual al cálculo de termosifón horizontal
- 2.- Cálculo de ΔT : Igual al cálculo de termosifón horizontal
- 3.- Cálculo de las temperaturas calóricas: Igual al cálculo de termosifón horizontal
- 4.- Cálculo de la superficie del termosifón: Para establecer la superficie del termosifón deberá tomarse siempre está para el máximo flujo de calor permisible:

$$A = \frac{Q}{Q/A} \dots\dots(33)$$

5.- a' se determina más adelante, por lo tanto el número de tubos es igual a:

$$N_t = \frac{A}{L_t} = a' \dots\dots(34)$$

8.- Puesto que será un intercambiador 1-1, solo hay un paso por los tubos, sabiendo esto se determinará el diámetro interno de la coraza y se corregirá el área si el número de tubos cambia para aproximar la cantidad exacta de tubos.

7.- Coeficiente corregido U_b :

$$U_b = \frac{Q}{A \cdot \Delta T} \dots\dots\dots(35)$$

8.- Suponer la tasa de recirculación partiendo del criterio de 4:1

9.- Presión estática de la columna de la caldereta:

$$\frac{Z_s \rho_{av}}{144} = \frac{2.3L}{144(v_o - v_l)} \log \frac{v_o}{v_l} = 1b/in^2 \dots\dots\dots(36)$$

donde:

La densidad del vapor (ρ_v) deberá corregirse por presión y temperatura.

$$\rho_{vap} = \frac{PM \text{ vapor}}{359 \cdot \frac{T}{T_1} \cdot \frac{P}{P_1}} \dots\dots\dots(37)$$

$$V_{vapor} = \frac{1}{\rho_v} \dots\dots\dots(38)$$

$$V_{liquido} = v_l = \frac{1}{\rho \cdot S} \dots\dots\dots(39)$$

$$\text{Peso del liquido recirculado} = 4 \cdot W_{vapor} \dots\dots\dots(40)$$

Volúmen total de salida de la caldereta:

$$\text{Liquido} = \text{Peso del liquido recirculado} \cdot v_l \dots\dots\dots(41)$$

$$\text{Vapor} = W \cdot V_{vapor} \dots\dots\dots(42)$$

$$V_{total} = \text{Vapor} + \text{Liquido} \dots\dots\dots(43)$$

$$v_o = \frac{V_{total}}{\text{peso del liquido recirculado} + W} \dots\dots\dots(44)$$

10.- Resistencia de fricción:

Area de flujo:

$$at = Nt \frac{at'}{144 n} \dots\dots\dots (45)$$

$$Gt = \frac{\text{Peso del liquido recirculado} + W}{at} \dots\dots\dots (46)$$

$$Re_t = \frac{D G}{\mu} \dots\dots\dots (47)$$

Con el Re_t y la figura (10) se determina el factor de fricción f .

11.- Caída de presión:

$$\Delta Pt = \frac{f' MG^2 MLWn}{5.22 \times 10^{10} DMSW\phi t} \dots\dots\dots (48)$$

donde:

$$S = S_{prom.} = \frac{S+1}{2} \dots\dots\dots (49)$$

12.- Resistencia total:

$$Rt = \text{Presión estática de la columna} + \Delta Pt \dots\dots\dots (50)$$

13.- Gradiente del motor:

$$G_m = \frac{LMSW\rho}{144} \dots\dots\dots (51)$$

Si la resistencia es mayor de lo que la carga hidrostática puede vencer, entonces la tasa de recirculación deberá ser menor de 4:1. De las resistencias, la caída de presión puede reducirse por el cuadrado de la masa velocidad si los tubos son menores. La otra alternativa es aumentar el nivel del líquido en la columna sobre la parte superior del espejo de los tubos o suponer otra longitud de tubos con la misma tasa de recirculación. Si el gradiente del motor sigue siendo mayor que la resistencia, se asegura una tasa de recirculación mejor que 4:1.

DE LADO DE LA CORAZA

14. - Cálculo de h_o balanceado
será calculado igual que el
termosifón horizontal

17. - Coeficiente total limpio U_c :

$$U_c = \frac{h_i h_o}{h_i + h_o} \dots\dots (S4)$$

18. - Factor de obstrucción R_D :

$$R_D = \frac{U_c - U_D}{U_c U_D} \dots\dots (S5)$$

DE LADO DE LOS TUBOS

14'. - Cálculo de J_H se calcula
mediante la figura (B)

15. - Cálculo de h_i :

$$h_i = \left(\frac{J_H k}{D} \right) \left(\frac{C \mu}{k} \right)^{1/3} \dots\dots (S2)$$

16. - Cálculo de h_{io} :

$$h_{io} = h_o * \frac{D_i}{D_e} \dots\dots (S3)$$

III.- EJEMPLOS TÍPICOS

III.1 TIPO KETTLE

III.2 TIPO TERMOSIFON

III.2.1 HORIZONTAL

III.2.2 VERTICAL

Los ejemplos serán resueltos de acuerdo a los algoritmos dados anteriormente

III.1 TIPO KETTLE:

Ejemplo (1):

Se tiene un intercambiador tipo Kettle en el cual se lleva a cabo una condensación isotérmica, por lo que la temperatura en el punto de burbuja así como la temperatura de entrada y salida del vapor de lado de la coraza serán de 362 °F. y la temperatura de condensación de lado de los tubos será de 410°F.

31298 lb/h de vapor entran por el lado de los tubos para generar 30331 lb/h de vapor, siendo la presión de operación a la salida de la coraza de 154 lb/in² abs., y la presión de operación a la entrada de los tubos de 275 lb/in² abs., donde la caída de presión permiscible de lado de los tubos es de 1.5 lb/in².

Se tiene un intercambiador de 2 pasos con un Diámetro externo de lado de los tubos de 0.75 in. un espesor de la pared del tubo de 0.06 in. y un factor de obstrucción de lado de la coraza de 0.0001 ft²°F h/BTU y de lado de los tubos de 0.000088 ft² °F h/BTU, el tamaño de la coraza es de 2.13 ft de diámetro con 500 tubos de 184 3/8 in de longitud, arreglo triangular y un pitch de 15/16 in. Determinar la caída de presión de este equipo.

DATOS DE PROPIEDADES:

Para el fluido que va por la CORAZA:

Calor específico promedio del líquido (BTU/lb°F)	1.03
Viscosidad promedio del líquido (Cp)	1.6*10 ⁻⁴
Densidad promedio del líquido (lb/ft ³)	55.2
Densidad permiscible del vapor (lb/ft ³)	0.329

Conductividad térmica promedio del líquido (BTU/hft ^{°F})	0.703
Calor latente (BTU/lb)	861
Para el fluido que va por los TUBOS:	
Calor específico del condensado (BTU/lb ^{°F})	1.04
Viscosidad del vapor (Cp)	1.67×10^{-5}
Viscosidad del condensado (Cp)	1.5×10^{-4}
Densidad del vapor (lb/ft ³)	0.57
Densidad del condensado (lb/ft ³)	54.1
Conductividad térmica del condensado (BTU/hft ^{°F})	0.7
Calor latente (BTU/lb)	819

1. - Balance de calor:

$$q = Q = 7655000 \text{ BTU/h}$$

2. - Cálculo de ΔT :

$$MLDT = 80.1 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Fr = 1. por lo tanto:

$$\Delta T = 80.1 \text{ } ^\circ\text{F}$$

3. - Cálculo del Número de Reynolds:

$$Re = 43179$$

4. - Coeficientes de película:

$$h_o = 2336$$

$$h_i = 4383$$

$$h_{io} = 1805$$

5. - Coeficientes de transferencia de calor:

$$U_c = 1018.14$$

6. - Coeficiente total de diseño:

$$U_b = 339.4$$

7. - Área requerida:

$$A = 961.2 \text{ Ft}^2$$

8. - Factor de obstrucción:

$$R_b = 0.00031$$

9. - Caída de presión de lado de los tubos:

$$\Delta P_r = 1.12 \text{ lb/in}^2$$

10. - Caída de presión de lado de la coraza:

DESPRECIABLE

Ejemplo (2):

Se tiene un intercambiador tipo Kettle en el cual se lleva a cabo una condensación isotérmica, por lo que la temperatura en el punto de burbuja así como la temperatura de salida del vapor de lado de la coraza serán de 320 °F. la temperatura de entrada de lado de la coraza de 212 °F. y la temperatura de condensación de lado de los tubos será de 398 °F.

43287 lb/h de vapor entran por el lado de los tubos para generar 41416 lb/h de vapor, siendo la presión de operación a la salida de la coraza de 90 lb/in² abs., y la presión de operación a la entrada de los tubos de 238 lb/in² abs., donde la caída de presión permisible de lado de los tubos es de 1.6 lb/in².

Se tiene un intercambiador de 2 pasos con un Diámetro externo de lado de los tubos de 0.75 in, un espesor de la pared del tubo de 0.065 in, y un factor de obstrucción de lado de la coraza de 0.00016 ft²°F h/BTU y de lado de los tubos de 0.000088 ft²°F h/BTU, el tamaño de la coraza es de 2.17 ft y cuenta con 498 tubos de 210 in de longitud, arreglo triangular y un pitch de 15/16 in. Determinar la caída de presión de este equipo.

DATOS DE PROPIEDADES:

Para el fluido que va por la CORAZA:

Calor específico promedio del líquido (BTU/lb°F)	1.02
Viscosidad promedio del líquido (cp)	1.8×10 ⁻⁴
Densidad promedio del líquido (lb/ft ³)	56.6
Densidad permisible del vapor (lb/ft ³)	0.2
Conductividad térmica promedio del líquido (BTU/hft°F)	0.72
Calor latente (BTU/lb)	892.1

Para el fluido que va por los TUBOS:

Calor específico del condensado (BTU/lb°F)	1.03
Viscosidad del vapor (cp)	1.83×10 ⁻⁵
Viscosidad del condensado (cp)	1.6×10 ⁻⁴
Densidad del vapor (lb/ft ³)	0.5
Densidad del condensado (lb/ft ³)	55
Conductividad térmica del condensado (BTU/hft°F)	0.7
Calor latente (BTU/lb)	830

1. - Balance de calor:
 $q = Q = 41910548 \text{ BTU/h}$
2. - Calculo de ΔT :
 $MLDT = 118.4 \text{ }^\circ\text{F}$
 $Fr = 1$, por lo tanto:
 $\Delta T = 118.4 \text{ }^\circ\text{F}$
3. - Calculo del Numero de Reynolds:
 $Re = 62927$
4. - Coeficientes de pelicula:
 $h_o = 2167$
 $h_i = 4885$
 $h_{io} = 2543$
5. - Coeficientes de transferencia de calor:
 $U_c = 1170$
6. - Coeficiente total de diseño:
 $U_D = 475$
7. - Area requerida:
 $A = 748 \text{ Ft}^2$
8. - Factor de obstrucción:
 $R_D = 0.00027$
9. - Caída de presión de lado de los tubos:
 $\Delta P_T = 1.31 \text{ lb/in}^2$
10. - Caída de presión de lado de la coraza:
DESPRECIABLE

III.2 TIPO TERMOSIFON

III.2.1 HORIZONTAL:

Ejemplo (1):

76300 lb/h de fondos de pentano (peso mol del liquido = 77.2) se recirculan a través de un termosifon horizontal para generar 31400 lb/h de vapor (peso mol del vapor = 74.7, calor latente = 153 BTU/lb). La torre y el intercambiador operan a 85 lb/in²g y la vaporizacion tiene lugar de 225 a 245°F. El calor se suministra mediante el uso de gasoil de 28° API de 470 a 370°F.

Se dispone de un termosifon horizontal de 23 1/4 in DI, que contiene 240 tubos de 3/4 in DE, 13 BWG y 8'0", de largo, los tubos estan colocados en seis pasos y en arreglo en cuadro de 1 in. Se permite una caida de presion de 0.25 lb/in², el factor de obstruccion es de 0.0030. Determinar la caida de presión de este equipo.

Datos de propiedades:

Entalpia del liquido a 225°F y 99.7 lb/in² abs. = 194 BTU/lb

Entalpia del liquido a 235°F y 99.7 lb/in² abs. = 200 BTU/lb

Entalpia del vapor a 235°F y 99.7 lb/in² abs. = 320 BTU/lb

1. - Balance de calor:

$$q_v = 3768000 \text{ BTU/h}$$

$$q_c = 457800 \text{ BTU/h}$$

$$q_r = Q_r = 4225800 \text{ BTU/h}$$

2. - Calculo del ΔT :

$$MLDT = 186.4^\circ\text{F}$$

Como $Fr = 1$, entonces:

$$\Delta T = 186.4^\circ\text{F}$$

3. - Calculo de las temperaturas caloricas:

$$T_c = 416^\circ\text{F}$$

$$t_c = 240^\circ\text{F}$$

$$\Delta t_c = 135^\circ\text{F}$$

$$\Delta t_h = 245^\circ\text{F}$$

4. - Determinación del Numero de Reynolds:

$$Re_t = 46692$$

5.- Coeficientes de película:

$$h_o = 220 \text{ BTU/hft}^{2\circ\text{F}}$$

$$h_i = 392 \text{ BTU/hft}^{2\circ\text{F}}$$

$$h_{io} = 293 \text{ BTU/hft}^{2\circ\text{F}}$$

8.- Coeficientes de transferencia de calor:

$$U_c = 126 \text{ BTU/hft}^{2\circ\text{F}}$$

$$U_b = 60.2 \text{ BTU/hft}^{2\circ\text{F}}$$

7.- Factor de obstrucción:

$$R_D = 0.0068$$

8.- Caída de presión de lado de los tubos:

$$\Delta P_T = 7.83 \text{ lb/in}^2$$

9.- Número de Reynolds de lado de la coraza:

$$De' = 0.142 \text{ in}$$

$$Ph = 343 \text{ in}$$

$$Re_s = 18920$$

10.- Caída de presión de lado de la coraza:

$$\Delta P = 0.0011 \text{ lb/in}^2$$

III.2.2 VERTICAL:

Ejemplo (2):

Un termosifón vertical deberá generar 120000 lb/h de vapor de butano a una torre a 135 lb/in²g (punto de ebullición = 178°F, calor latente = 122 BTU/lb) usando vapor de agua a 12 lb/in²g en la coraza. Se lleva a cabo una ebullición isotérmica.

Se dispone de un intercambiador 1-1 de 35 in DI que contiene 900 tubos de 3/4 in, 16 BWG, y 10'0" de largo, en arreglo en triángulo de 1 in y un factor de obstrucción de 0.003. Los deflectores de la coraza son semicírculos soportados a 24 in del centro. Determinar la tasa de recirculación, y la caída de presión en este equipo.

1. - Balance de calor:

$$q = Q = 14640000 \text{ BTU/h}$$

2. - Cálculo del ΔT :

Como es una ebullición isotérmica, entonces:

$$\Delta T = \text{MLDT} = 67^\circ\text{F}$$

4. - Cálculo de la superficie del termosifón:

$$A = 2276 \text{ Ft}^2$$

5. - Coeficiente de transferencia de calor:

$$U_b = 77 \text{ BTU/hft}^2\text{F}$$

6. - Se supone una tasa de recirculación de 4:1:

7. - Presión estática de la columna:

$$v_{\text{vapor}} = 0.77 \text{ Ft}^3/\text{lb}$$

$$V_t = 0.0372 \text{ Ft}^3/\text{lb}$$

$$\text{Peso recirculado} = 480000 \text{ lb/h}$$

$$V_o = 0.164 \text{ Ft}^3/\text{lb}$$

presión de la columna:

$$\frac{Z_a \Delta \rho_{\text{prom}}}{144} = 1.21 \text{ lb/in}^2$$

8. - Resistencia de fricción:

$$a_t = 1.89 \text{ ft}^2$$

$$G_t = 543492 \text{ lb}\cdot\text{h Ft}^2$$

$$\text{Ret} = 96892$$

9. - Caída de presión:

$$\Delta P_t = 1.02 \text{ lb/in}^2$$

10.- Resistencia total:

$$R_t = 2.23 \text{ lb/in}^2$$

11.- Gradiente del motor:

$$G_m = 2.08 \text{ lb/in}^2$$

Como R_t es casi igual a G_m si checa la tasa de recirculación de 4:1 propuesta para este problema.

III.3 COMPARACION DE LOS TRES TIPOS DE CAMBIADORES

Resolviendo el Ejemplo (2) de termosifón vertical para Termosifón horizontal y Kettle, y haciendo una comparación entre los tres tipos de intercambiadores, se tiene lo siguiente:

Ejemplo (3)

Un termosifón horizontal deberá generar 120000 lb·h de vapor de butano a una torre a 135 lb/in²g (punto de ebullición = 178°F, calor latente = 122 BTU/lb) usando vapor de agua a 12 lb/in²g en la coraza. Se lleva a cabo una ebullición isotérmica. Se dispone de un intercambiador 1-1 de 35 in DI que contiene 900 tubos de 3/4 in. 16 BWG, y 16'0" de largo, en arreglo en triángulo de 1 in y un factor de obstrucción de 0.003. Los deflectoros de la coraza son semicírculos soportados a 24 in del centro. Determinar la caída de presión en el equipo.

1.- Balance de calor:

$$q = Q = 14640000 \text{ BTU/h}$$

2.- Cálculo del ΔT :

Como es una ebullición isotérmica, entonces:

$$\Delta T = \text{MLDT} = 67^\circ\text{F}$$

3.- Determinación del Número de Reynolds:

$$\text{Re}_t = 11319$$

4.- Coeficientes de película:

$$h_o = 200 \text{ BTU/hft}^{2\circ}\text{F}$$

$$h_i = 89 \text{ BTU/hft}^{2\circ}\text{F}$$

$$h_{io} = 74 \text{ BTU/hft}^{2\circ}\text{F}$$

5.- Coeficientes de transferencia de calor:

$$U_c = 54 \text{ BTU/hft}^{2\circ}\text{F}$$

$$U_b = 77.3 \text{ BTU/hft}^{2\circ}\text{F}$$

6.- Factor de obstrucción:

$$R_D = 0.003$$

7.- Caída de presión de lado de los tubos:

$$\Delta P_t = 0.011 \text{ lb/in}^2$$

considerando que para este ejemplo el tipo de intercambiador que se analiza, la caída de presión de retorno de los tubos es prácticamente despreciable.

8. - Número de Reynolds de lado de la coraza:

$$Re_s = 0.069 \text{ in}$$

$$Ph = 1150 \text{ in}$$

$$Re_s = 8690$$

10. - Caída de presión de lado de la coraza:

$$\Delta P = 0.0045 \text{ lb/in}^2$$

Ejemplo (4)

Un intercambiador tipo Kettle deberá generar 120000 lb/h de vapor de butano a una torre a 135 lb/in²g (punto de ebullición = 178°F, calor latente = 122 BTU/lb) usando vapor de agua a 12 lb/in²g en la coraza. Se lleva a cabo una ebullición isotérmica.

Se dispone de un intercambiador 1-1 de 35 in DI que contiene 900 tubos de 3/4 in, 16 BWG, y 18'0" de largo, en arreglo en triángulo de 1 in y un factor de obstrucción de 0.003. Los deflectores de la coraza son semicírculos soportados a 24 in del centro. Determinar la caída de presión en el equipo.

1. - Balance de calor:

$$q = Q = 14640000 \text{ BTU/h}$$

2. - Cálculo del ΔT :

Como es una ebullición isotérmica, entonces:

$$\Delta T = MLDT = 67^\circ\text{F}$$

3. - Cálculo del Número de Reynolds:

$$Re_t = 11319$$

4. - Coeficientes de película:

$$h_o = 200 \text{ BTU/h ft}^{2^\circ}\text{F}$$

$$h_i = 89 \text{ BTU/h ft}^{2^\circ}\text{F}$$

$$h_o = 74 \text{ BTU/h ft}^{2^\circ}\text{F}$$

5. - Coeficientes de transferencia de calor:

$$U_c = 54$$

6. - Coeficiente total de diseño:

$$U_d = 77.3$$

7.- Area requerida:

$$A = 2627 \text{ Ft}^2$$

8.- Factor de obstruccion:

$$R_p = 0.003$$

9.- Caída de presión de lado de los tubos:

$$\Delta P_r = 0.011 \text{ lb/in}^2$$

considerando que para este ejemplo el tipo de intercambiador que se analiza, la caída de presión de retorno de los tubos es prácticamente despreciable.

10.- Caída de presión de lado de la coraza:

DESPRECIABLE

La comparación de los tres tipos de intercambiadores se realiza para que se tenga una mejor visión de cual equipo es el más recomendable a usar, analizando principalmente las caídas de presión que da cada equipo.

IV.- ANALISIS DE RESULTADOS

De acuerdo al analisis hecho para cambiadores de calor tipo Kettle, estos son los mas apropiados para emplearse en procesos de circulación natural ya que cualquier otro tipo de cambiador no podra montarse lo suficientemente abajo del nivel del liquido en la columna para tener un gasto de circulación alto.

En los cambiadores de calor tipo Kettle la caída de presión de lado de la coraza es despreciable debido a que siempre se mantiene inundada esta.

Los cambiadores Termosifon de tipo vertical son los mas usados ya que mantienen una similitud con los Kettle debido a que una parte de los tubos queda inundada permitiendo una mayor carga hidrostática para circulación natural. Este tipo de cambiador deberá mantener una tasa de recirculación que generalmente se estima de 4 a 1, pudiendo variar esta siempre y cuando las resistencias no sean mayores que la carga hidrostática pueda vencer. ahora bien si la tasa de recirculación no se cambia debera considerarse la otra alternativa la cual es la de aumentar el nivel del liquido en la columna sobre la parte superior del espejo de los tubos.

En el caso de los termosifones horizontales se analizó que en la actualidad no son muy favorecidos ya que ocasionalmente la carga hidrostática es muy baja y para lograr una mayor carga se eleva el nivel de liquido de fondos en la columna o se eleva la columna o generalmente se montan dentro de una zanja, lo cual no es muy recomendable. El arreglo de tuberías debera ser cuidadosamente diseñado debido a los problemas que puede presentar para manejarse como circulación natural.

Ahora bien, haciendo un análisis de resultados para los ejemplos descritos anteriormente, se puede observar lo siguiente:

Primeramente se desarrollo toda la base teórica de la ebullición tratando de considerar todos aquellos parametros que pudieran afectar el diseño térmico de un intercambiador de calor, obteniéndose resultados de criterio, desde selección hasta relaciones y correlaciones descritas en el primer capítulo.

Posteriormente al aplicar los algoritmos de calculo descritos en el capitulo II. se desarrollaron tres ejemplos tipicos de cada uno de los rehervidores estudiados. en los que se obtuvieron resultados satisfactorios de diseño. comprobandose el buen desarrollo de los algoritmos.

El problema planteado para el mismo servicio y aplicado para los tres tipos de intercambiadores de calor dio como resultado que el más recomendable a usarse para este servicio fue el termosifon vertical, y comparando los resultados de cada tipo de equipo. pudo observarse que la caída de presión en el Kettle y termosifon horizontal era demasiado pequeña si se considera que ya se encuentra establecido un intervalo de caidas de presión en estos equipos. por lo que no se recomienda utilizar el Kettle o termosifon horizontal para este problema planteado. La caída de presión nos da una idea de que tan probable sea que exista una relación de transferencia de calor entre los dos fluidos de manera que se optimize la operación del equipo. o sea que no se encuentre muy sobrado este. o muy pequeño para transferir calor adecuadamente. a un costo no muy elevado y se considera tambien que a menor caída de presión del lado del vapor existiria mayor incrustacion. no obteniendo asi el optimo diseño térmico.

V.- CONCLUSIONES

El contenido de la presente tesis se enfocó al entendimiento amplio del fenómeno de la vaporización y ebullición, ya que el diseño de equipos para vaporización depende mucho de la experiencia en el campo, por lo que la finalidad fue la de describir los conceptos que conforman el fenómeno y lograr entender como éstos equipos operan en mejores condiciones cuando se consideran todos aquellos factores que afectan en una u otra forma la operación de los mismos.

Se ha desarrollado la base teórica de la vaporización, de la cual se derivan los algoritmos de cálculo de rehervidores. Se ha descrito la forma de obtención de algunas de las correlaciones empíricas usadas en el diseño termodinámico, que se fundamentan en la experiencia práctica del control de equipos en la industria. Finalmente se desarrollaron algoritmos de cálculo y ejemplos de diseño para Kettles y Termosifón considerando la base teórica descrita en los primeros capítulos.

La selección del equipo adecuado para cualquier servicio se puede decidir en base a la descripción de ventajas y desventajas que se analizaron para cada equipo (Kettle/Termosifón) en ésta tesis.

Para lograr un diseño óptimo de rehervidores es necesario tomar en cuenta cada factor que influye en la eficiencia del equipo; factores que van desde la naturaleza de los fluidos y vapores a manejar hasta la geometría del equipo. Se describió la influencia de cada parámetro de diseño para considerar los rangos apropiados en el diseño final.

Se recopiló información de diversos artículos y compañías fabricantes de cambiadores de calor, para el desarrollo de la base teórica, algoritmos y ejemplos contenidos en este documento.

En los procesos de separación, como proveedor de energía al sistema se considera al rehervidor como esencial componente para la eficiencia del mismo, por lo que es necesario el diseño confiable de estos equipos, para lo cual se deben considerar las bases teóricas desarrolladas en el presente trabajo, así como la experiencia práctica como factor primordial que debe cumplir un

diseñador; esto debido a que la ebullición es un fenómeno diferente a la transferencia de calor de otros servicios, indicado por la existencia de cambio de fase, lo que hace necesario el considerar factores especiales para el diseño.

Se lograron los objetivos planteados al inicio del trabajo al desarrollar la teoría de la transferencia de calor en vaporización a partir de los conceptos básicos.

Se analizaron los principales parámetros que influyen en la ebullición.

A partir de recomendaciones de fabricantes de equipos de proceso, artículos y literatura general, se describieron los criterios de selección de rehervidores para aplicarlos a cada servicio. Los algoritmos de cálculo descritos como parte final del trabajo indican implícitamente el uso de las correlaciones empíricas tratadas en la parte teórica; siendo estos algoritmos aplicados en la actualidad al diseño y dimensionamiento de intercambiadores-rehervidores, en la industria.

El análisis de los resultados indicó el hecho de que el termosifón horizontal es menos recomendable en forma general, y que los más recomendables son los tipos Kettle y Termosifón vertical (con esto no nos referimos al ejemplo comparativo de los tres equipos). Se considera que de acuerdo al servicio prestado por el rehervidor, se debe seleccionar el más adecuado inicialmente por los criterios de selección, basados en ventajas y desventajas, haciendo un balance cuantitativo de gastos de operación, inversión inicial y facilidades de mantenimiento.

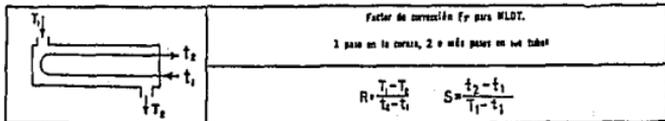
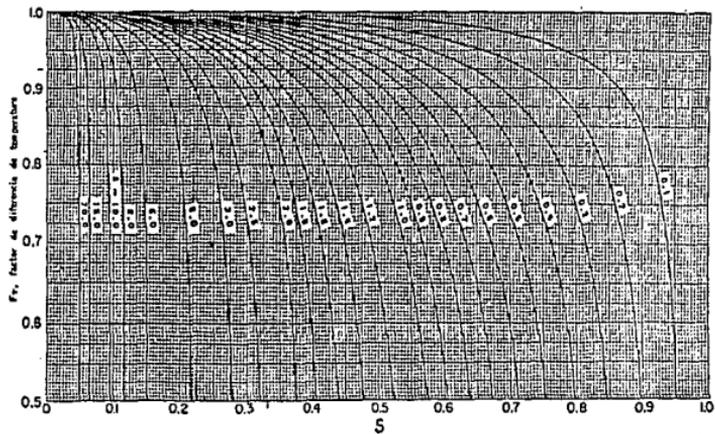
ANEXO:

FIGURAS Y TABLAS

**DATOS DE TUBOS PARA CONDENSADORES
E INTERCAMBIADORES DE CALOR**

Tubo DE, pig	BWG	Espesor de la pared,	DI, pig	Area de flujo por tubo, pig ²	Superficie por pie ln. pies ²		Peso por pie lineal, lb. de acero
					Exterior	Interior	
3/4	12	0.109	0.282	0.0625	0.1309	0.0748	0.493
	14	0.083	0.334	0.0876		0.0874	0.403
	16	0.065	0.370	0.1076		0.0969	0.329
	18	0.049	0.402	0.127		0.1052	0.258
	20	0.035	0.430	0.145		0.1125	0.190
3/8	10	0.134	0.482	0.182	0.1963	0.1203	0.965
	11	0.120	0.510	0.204		0.1335	0.884
	12	0.109	0.532	0.223		0.1393	0.817
	13	0.095	0.560	0.247		0.1466	0.727
	14	0.083	0.584	0.268		0.1529	0.647
	15	0.072	0.606	0.289		0.1587	0.571
	16	0.065	0.629	0.302		0.1623	0.520
	17	0.058	0.654	0.314		0.1660	0.469
	18	0.049	0.652	0.334		0.1707	0.401
1/2	8	0.165	0.670	0.355	0.2618	0.1754	1.61
	9	0.148	0.704	0.389		0.1843	1.47
	10	0.134	0.732	0.421		0.1916	1.36
	11	0.120	0.760	0.455		0.1990	1.23
	12	0.109	0.782	0.479		0.2048	1.14
	13	0.095	0.810	0.515		0.2121	1.00
	14	0.083	0.834	0.546		0.2183	0.890
	15	0.072	0.856	0.576		0.2241	0.781
	16	0.065	0.870	0.594		0.2277	0.710
17	0.058	0.884	0.614	0.2314	0.639		
18	0.049	0.902	0.639	0.2361	0.545		
1/4	8	0.165	0.920	0.665	0.3271	0.2409	2.09
	9	0.148	0.954	0.714		0.2498	1.91
	10	0.134	0.982	0.757		0.2572	1.75
	11	0.120	1.01	0.800		0.2644	1.58
	12	0.109	1.03	0.836		0.2701	1.45
	13	0.095	1.06	0.884		0.2775	1.28
	14	0.083	1.08	0.923		0.2839	1.13
	15	0.072	1.11	0.960		0.2896	0.991
	16	0.065	1.12	0.985		0.2932	0.900
17	0.058	1.13	1.01	0.2969	0.808		
18	0.049	1.15	1.04	0.3015	0.688		
3/16	8	0.165	1.17	1.075	0.3925	0.3063	2.57
	9	0.148	1.20	1.14		0.3152	2.34
	10	0.134	1.23	1.19		0.3225	2.14
	11	0.120	1.26	1.25		0.3299	1.98
	12	0.109	1.28	1.29		0.3356	1.77
	13	0.095	1.31	1.35		0.3430	1.56
	14	0.083	1.33	1.40		0.3492	1.37
	15	0.072	1.36	1.44		0.3555	1.20
	16	0.065	1.37	1.47		0.3587	1.09
17	0.058	1.38	1.50	0.3623	0.978		
18	0.049	1.40	1.54	0.3670	0.831		

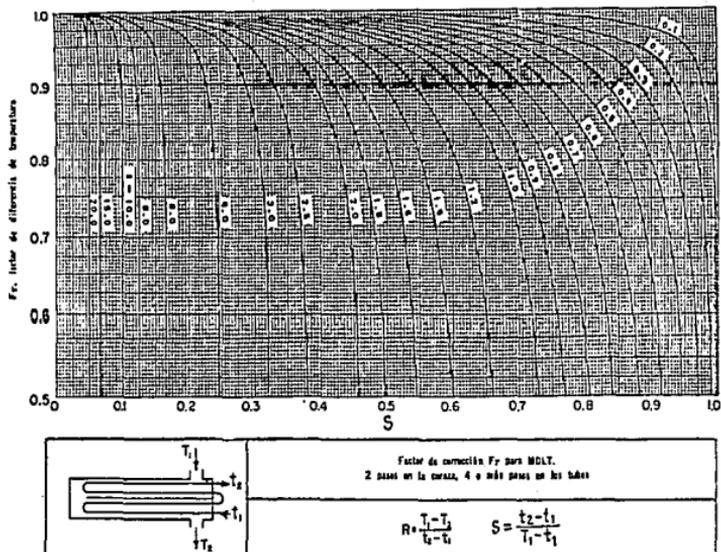
TABLA 1



Factores de corrección MLDT para intercambiadores 1-2. (Standards of Tubular Exchanger Manufacturers Association)

FIG. 1

FIG. 2



Factores de corrección MLDT para Intercambiadores 2-4. (Standards of Tubular Exchanger Manufacturers Association)

FIG. 3

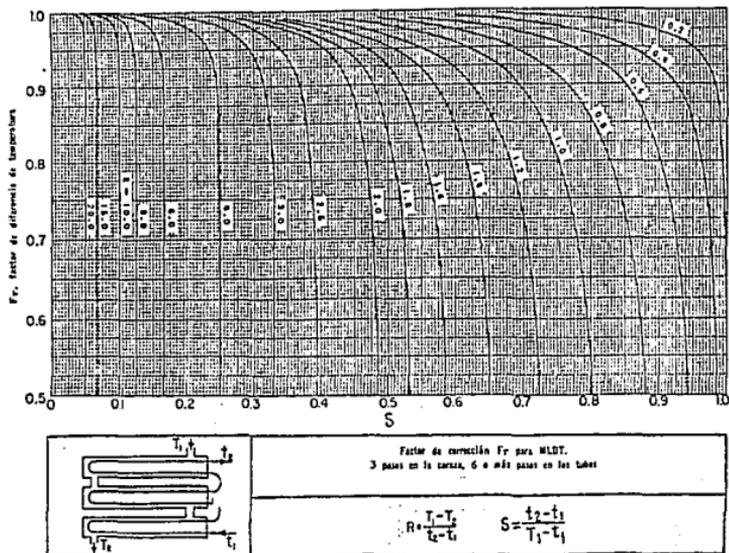
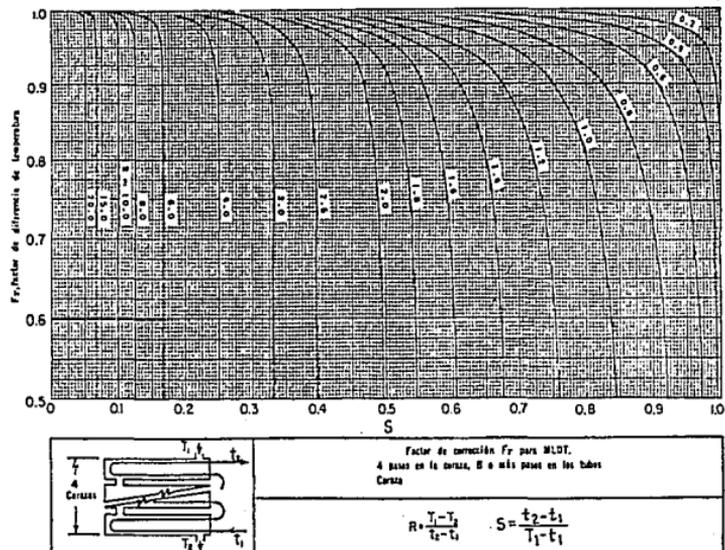
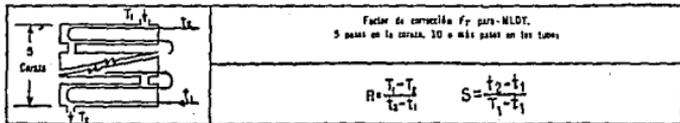
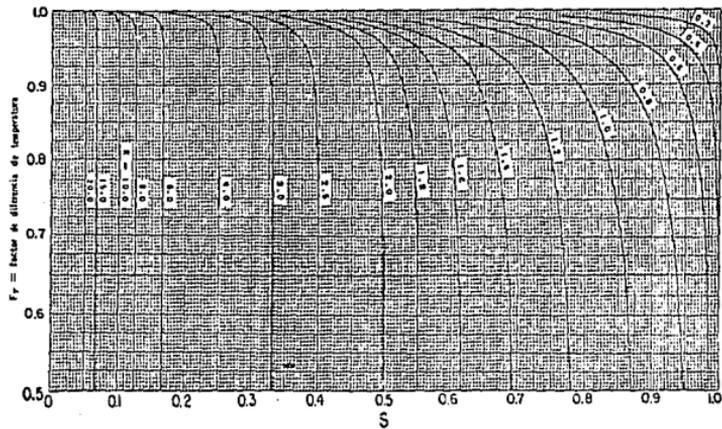


FIG. 4



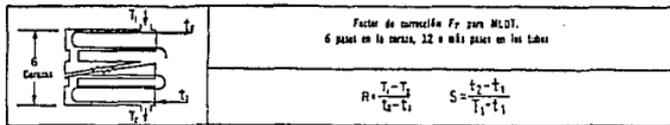
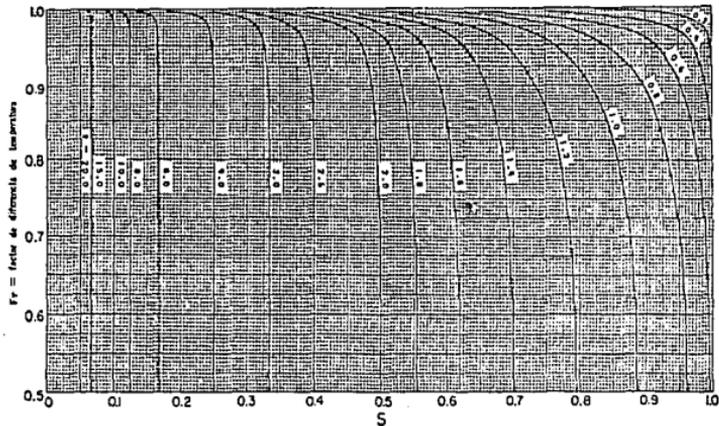
Factores de corrección MLDT para intercambiadores 4-8. (Standards of Tubular Exchanger Manufacturers Association.)

FIG. 5



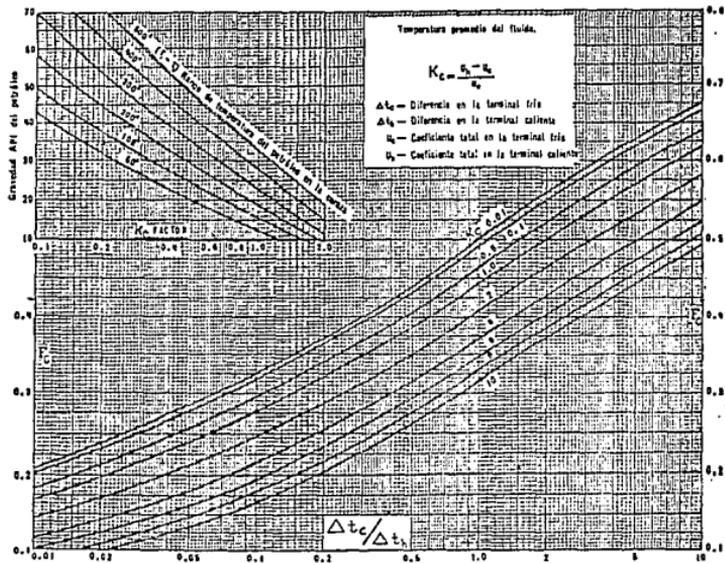
Factores de corrección MLDT para intercambiadores 5-10. Standards of Tubular Exchanger Manufacturers Association.

FIG. 6

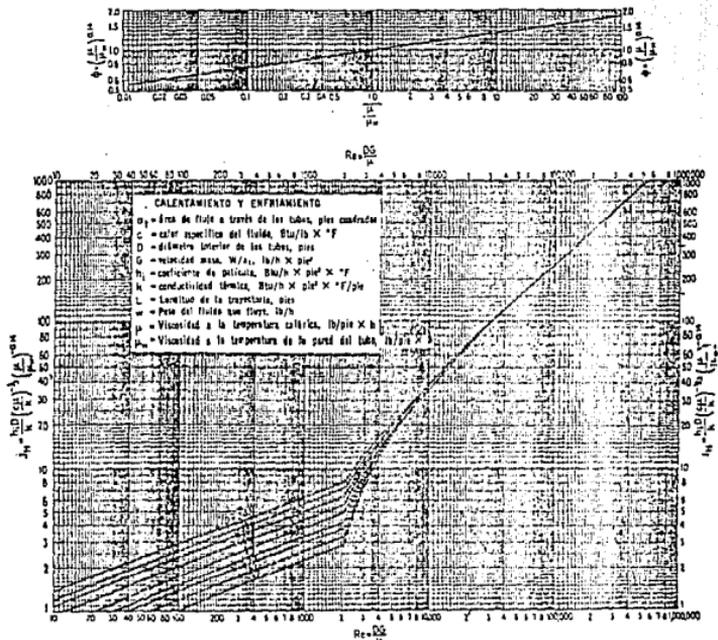


Factores de corrección MLDT para intercambiadores 6-12. (Standards of Tubular Exchanger Manufacturers Association)

FIG. 7



Factor F de temperatura calórica. (Standards of Tubular Exchanger Manufacturers Association)



Curva de transferencia de calor lado de tubos.

FIG. 8

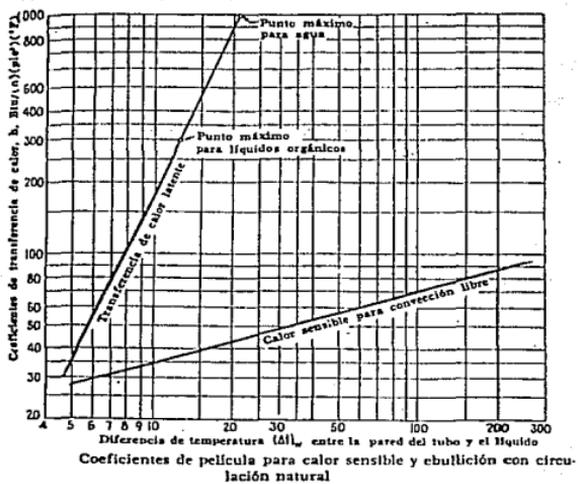


FIG. 9

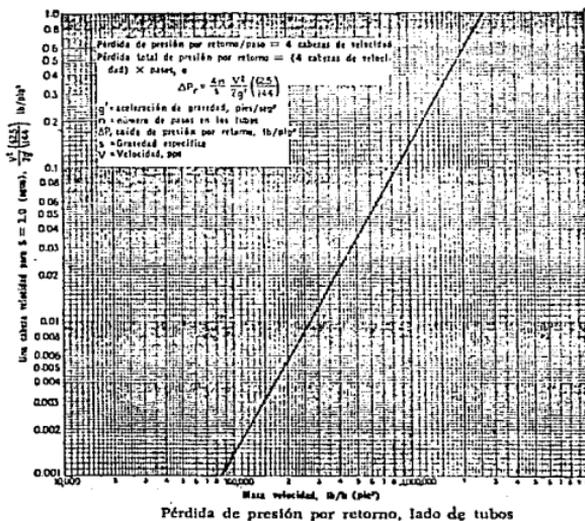
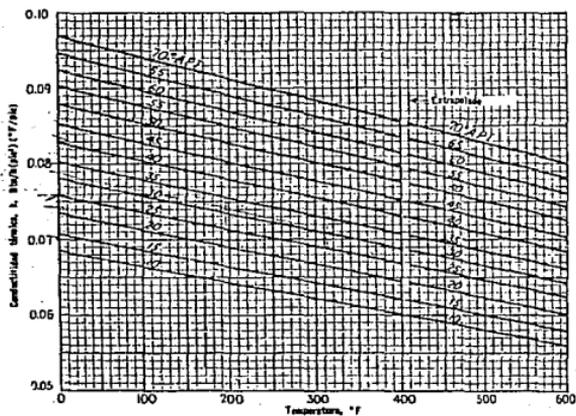
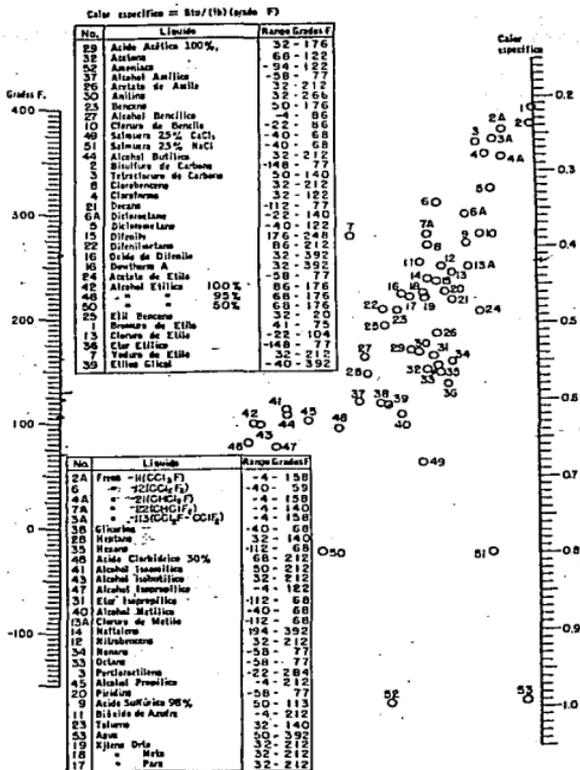


FIG. 11



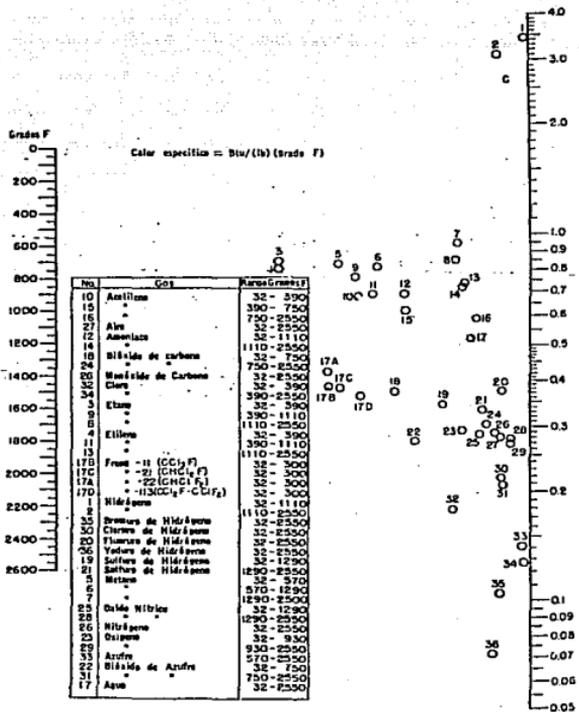
Conductividades térmicas de hidrocarburos líquidos. (Adaptado del Natl. Bur. Standards Misc. Pub. 87)

FIG. 12



Calores específicos de líquidos. Chilton, Colburn, and Vernon, basados principalmente en datos de las Tablas Internacionales de Valores Críticos, Perry "Chemical Engineers' Handbook".

FIG. 13



Calores específicos de gases a 1 atm. Perry, "Chemical Engineers' Handbook"

FIG. 14

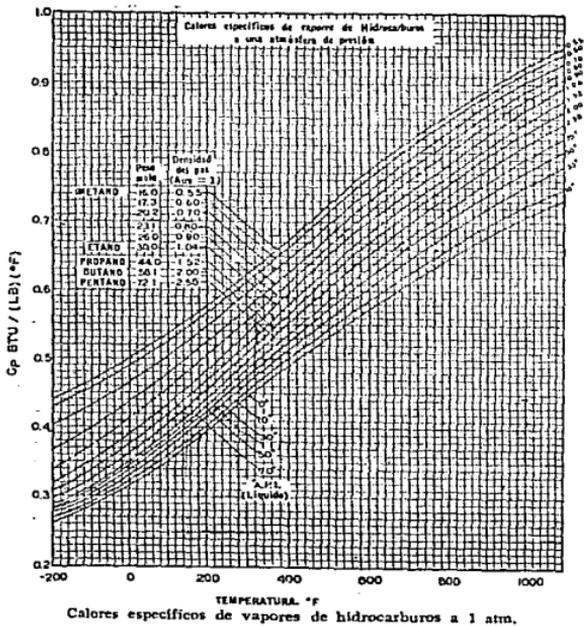


FIG. 16

GRAVEDADES ESPECÍFICAS Y PESO MOLECULAR DE LIQUIDOS

Compuesto	Mol.	S *	Compuesto	Mol.	S *
Acetaldehído	44.1	0.78	Cloruro de etilo	64.5	0.92
Acetato de amilo	130.2	0.88	Cloruro de metilo	50.5	0.92
Acetato de etilo	88.1	0.90	Cloruro de n-propilo	78.5	0.89
Acetato de metilo	74.9	0.83	Cloruro de sulfúrico	135.0	1.07
Acetona	58.1	0.79	Dibrometano	187.0	2.09
Acetato de butilo	116.2	0.88	Dicloroetano	99.0	1.17
Acetato de vinilo	88.1	0.93	Diclorometano	88.0	1.34
Agua	18.0	1.0	Difenilo	154.2	0.99
Acido acético 100%	60.1	1.03	Eter etílico	74.1	0.71
Acido acético 70%	60.1	1.07	Etilbenceno	106.1	0.87
Acido n-butírico	88.1	0.96	Etilglicol	88.1	1.04
Acido i-butírico	88.1	0.96	Fenol	94.1	1.07
Acido clorotartálico	116.3	1.77	Formiato de etilo	74.1	0.92
Acido fórmico	46.0	1.22	Glicerina 100%	92.1	1.26
Acido nítrico	62.1	1.50	Glicerina 50%	92.1	1.13
Acido nítrico 80%	62.1	1.38	n-heptano	100.2	0.68
Acido propiónico	74.1	0.99	n-hexano	86.1	0.66
Acido sulfúrico 100%	88.1	1.83	Hidruro de sodio 50%	101.1	1.53
Acido sulfúrico 80%	88.1	1.84	Voduro de etilo	153.9	1.93
Alcohol etílico	46.1	0.85	Voduro de n-propilo	170.0	1.75
Alcohol amílico	88.1	0.86	Mercurio	200.0	13.55
Alcohol n-butílico	74.1	0.81	Metacresol	108.1	1.03
Alcohol i-butílico	74.1	0.82	Metanol 100%	32.3	0.79
Alcohol etílico 100%	46.1	0.81	Metanol 90%	32.3	0.82
Alcohol etílico 95%	46.1	0.81	Metanol 40%	32.3	0.84
Alcohol etílico 40%	46.1	0.81	Metilcelulosa	72.1	0.81
Alcohol isopropílico	60.1	0.94	Naftaleno	128.1	1.14
Alcohol octílico	130.23	0.79	Nitrobenzeno	123.1	1.20
Alcohol n-propílico	60.1	0.82	Nitrotolueno, orto	137.1	1.16
Amoníaco 100%	17.0	0.81	Nitrotolueno, meta	137.1	1.16
Amoníaco 28%	17.0	0.81	Nitrotolueno, para	137.1	1.29
Anhídrido acético	60.1	0.91	n-octano	114.2	0.76
Anilina	83.1	1.02	Propano	44.1	0.59
Anísol	108.1	1.02	Salmuera, Ca Cl, 25%	146.1	1.58
Benceno	78.1	0.88	Salmuera, Na Cl, 25%	133.1	1.20
Óxido de azufre	64.1	1.38	Sodio	23.0	0.97
Óxido de carbono	44.0	1.29	Tetracloroetano	167.9	1.60
Sulfuro de carbono	70.1	1.20	Tetracloroetileno	185.9	1.63
Bromotolueno, orto	171.0	1.42	Tetracloruro de carbono	153.8	1.60
Bromotolueno, meta	171.0	1.41	Tetracloruro de titanio	189.7	1.73
Bromotolueno, para	171.0	1.39	Tricloruro de fósforo	270.8	2.85
Bromuro de azufre	108.9	1.43	Tricloruro de arsénico	181.3	2.16
Bromuro de n-propilo	123.0	1.33	Tricloruro de fósforo	137.4	1.57
n-butano	58.1	0.60	Tricloruro de silicio	131.4	1.46
i-butano	58.1	0.60	Tolueno	92.1	0.87
Ciclohexanol	100.2	0.96	Xileno, orto	106.1	0.87
Clorobenceno	112.6	1.11	Xileno, meta	106.1	0.87
Cloroformo	119.4	1.49	Xileno, para	106.1	0.86
Clorotolueno, orto	128.8	1.08			
Clorotolueno, meta	128.8	1.07			
Clorotolueno, para	128.8	1.07			
Cloruro estánico	260.5	2.23			

* Aproximadamente a 60°F. Estos valores serán satisfactorios, sin extrapolación, para la mayoría de los problemas de ingeniería.

FIG. 17

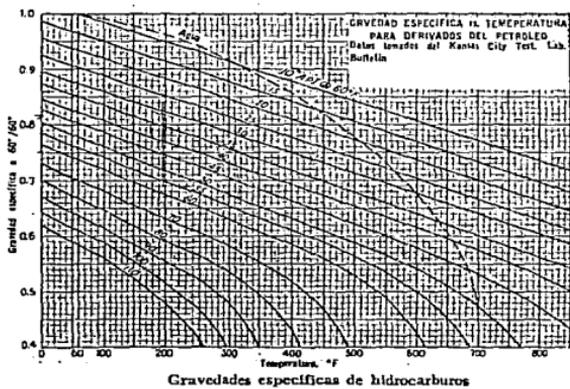
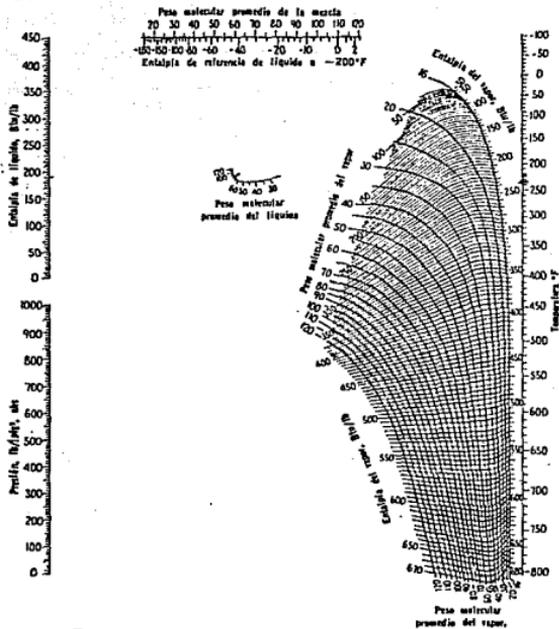


FIG. 18



Entalpías de hidrocarburos ligeros.

FIG. 20

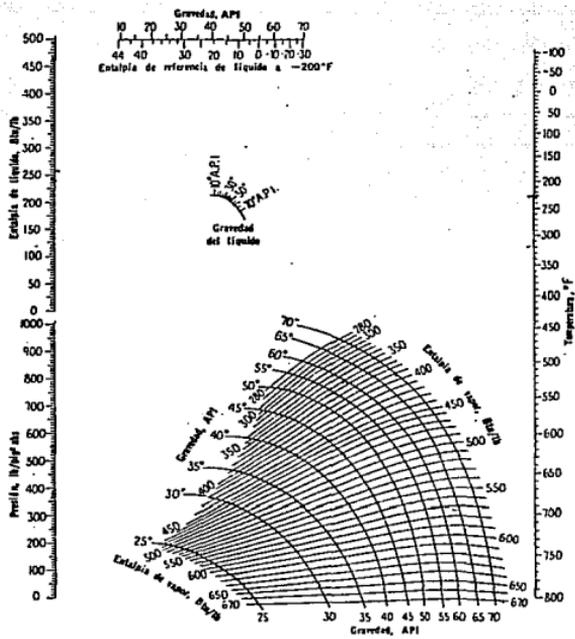
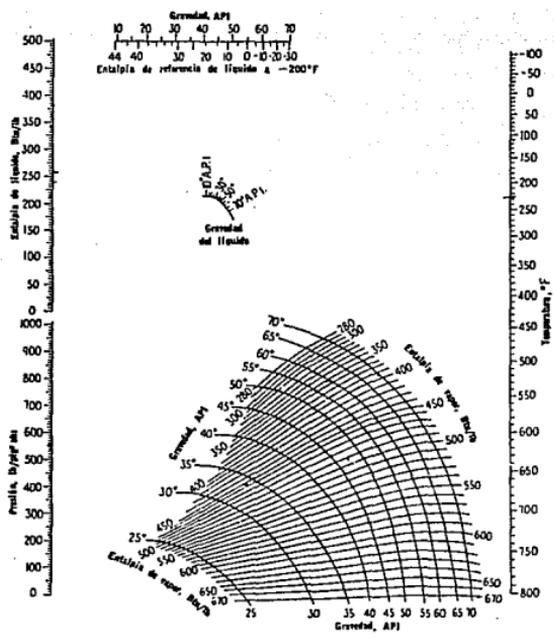


FIG. 21



Entalpia de fracciones de petrleo. Scheibel and Jenny, Ind. Eng. Chem.

FIG. 22

VISCOSIDADES DE FRACCIONES DE PETROLEO

las Coordenadas deberán usarse con la Fig.

	X	Y
76°API gasolina natural	14.4	6.4
56°API gasolina	14.0	10.5
42°API kerosén	11.6	16.0
35°API destilado	10.0	20.0
34°API crudo continental.....	10.3	21.3
28°API gas-oil	10.0	23.0

VISCOSIDADES DE ACEITES ANIMALES Y VEGETALES

	Acido No.	Grav. Esp. 20/4°C	X	Y
Almendra	2.85	0.9188	6.9	28.2
Coco	0.01	0.9226	6.9	26.9
Hígado de bacalao		0.9138	7.7	27.7
Algodón	14.24	0.9187	7.0	28.0
Lardo	3.39	0.9138	7.0	28.2
Linaza	3.42	0.9297	6.8	27.5
Mostaza		0.9237	7.0	28.6
Acete de manitas	13.35	0.9158	6.5	28.0
Oliva		0.9158	6.6	28.3
Acete de palma	9.0	0.9190	7.0	26.9
Perilla, crudo	1.36	0.9297	8.1	27.2
Nabo	0.34	0.9114	7.0	28.8
Sardina	0.57	0.9384	7.7	27.3
Soya	3.50	0.9228	8.3	27.5
Esperma	0.80	0.8829	7.7	26.3
Girasol	2.76	0.9207	7.5	27.6
Ballena, refinado	0.73	0.9227	7.5	27.5

VISCOSIDADES DE ACIDOS GRASOS COMERCIALES

250 a 400°F

	Grav. Esp a 300°F	X	Y
Láurico	0.792	10.1	23.1
Oléico	0.799	10.0	25.2
Palmítico	0.786	9.2	25.9
Estéarico	0.789	10.5	23.6

FIG. 23

VISCOSIDADES DE LIQUIDOS*

Líquido	X	Y	Líquido	X	Y
Acetaldehído	15.2	4.8	Cloruro Estánico	13.5	12.8
Acetato de Anilino	11.8	12.5	Cresol, meta	2.5	20.8
Acetato de Butilo	12.3	11.0	Dibrometano	12.7	15.8
Acetato de Etilo	13.7	9.1	Dicloroetano	13.2	12.2
Acetato de Metilo	14.2	8.2	Diclorometano	14.6	8.9
Acetato de Vinilo	14.0	8.8	Difenilo	12.0	18.3
Acetona 100%	14.5	7.2	Eter Etilico	14.5	5.3
Acetona 35%	7.9	15.0	Etilbenceno	13.2	11.5
Agua	10.2	13.0	Etilenglicol	6.0	23.6
Acido Acético 100%	12.1	14.2	Fenol	6.9	20.8
Acido Acético 70%	9.5	17.0	Formiato de Etilo	14.2	8.4
Acido Butírico	12.1	15.3	Freon 11	14.4	9.0
Acido Clorosulfónico	11.2	18.1	Freon 12	16.8	5.8
Acido Fórmico	10.7	15.8	Freon 21	15.7	7.5
Acido Isobutírico	12.2	14.4	Freon 22	17.2	4.7
Acido Nítrico 95%	12.8	13.8	Freon 113	12.5	11.4
Acido Nítrico 60%	10.8	17.0	Freon 114	14.6	8.3
Acido Propiónico	12.8	13.8	Glicerina 100%	2.0	30.0
Acido Sulfúrico 110%	7.2	27.4	Glicerina 50%	6.9	19.6
Acido Sulfúrico 98%	7.0	24.8	Heptano	14.1	8.4
Acido Sulfúrico 60%	10.2	21.3	Hexano	14.7	7.0
Alcohol Alílico	10.2	14.3	Hidróxido de Sodio 50%	3.2	25.8
Alcohol Amílico	7.5	18.4	Yoduro de Etilo	14.7	10.3
Alcohol Butílico	8.6	17.2	Yoduro de Propilo	14.1	11.6
Alcohol Etilico 100%	10.5	13.8	Isobutano	14.5	3.7
Alcohol Etilico 95%	9.8	14.3	Mercurio	18.4	10.4
Alcohol Etilico 40%	6.5	16.8	Metanol 100%	12.4	10.5
Acido Clorhídrico 31.5%	13.0	16.6	Metanol 90%	12.3	11.8
Alcohol Isobutílico	7.1	18.0	Metanol 40%	7.8	15.5
Alcohol Isopropílico	8.2	16.0	Metilacetona	13.9	8.6
Alcohol Octílico	6.2	21.1	Naftaleno	7.9	18.1
Alcohol Propílico	9.1	16.5	Nitrobenzeno	10.6	16.2
Amoníaco 100%	12.6	2.0	Nitrotolueno	11.0	17.7
Amoníaco 26%	10.1	13.9	Octano	13.7	10.1
Anhidrido Acético	12.7	12.8	Oxalato de Dietilo	11.0	16.4
Anilina	8.1	18.7	Oxalato de Dimetilo	12.3	15.8
-nisol	12.3	13.5	Oxalato de Dipropilo	10.3	17.7
-enceno	12.5	10.9	Pentacloroetano	10.9	17.3
Bióxido de Azufre	15.2	7.1	Pentano	14.9	5.2
Bióxido de Carbono	11.6	0.3	Propano	15.3	1.8
Bisulfuro de Carbono	16.1	7.5	Salmuera CaCl ₂ 25%	6.6	18.9
Bromo	14.2	13.2	Salmuera NaCl 25%	10.2	16.6
Bromotolueno	20.0	15.9	Sodio	16.4	13.9
Bromuro de Etilo	14.5	8.1	Tetracloroetano	11.9	15.7
Bromuro de Propilo	14.5	9.6	Tetracloroetileno	14.2	12.7
n-Butano	15.3	3.3	Tetracloruro de Carbono	12.7	13.1
Ciclohexanol	2.9	24.3	Tetracloruro de Titanio	14.4	12.3
Clorobenceno	12.3	12.4	Tribromuro de Fósforo	13.8	16.7
Cloroformo	14.4	10.2	Tricloruro de Arsénico	13.9	14.5
Clorotolueno, orto	13.0	13.3	Tricloruro de Fósforo	16.2	10.9
Clorotolueno, meta	13.3	12.5	Tricloroetileno	14.8	10.5
Clorotolueno, para	13.3	12.5	Tolueno	13.7	10.4
Cloruro de Etilo	14.8	6.0	Turpentina	11.5	14.9
Cloruro de Metilo	15.0	3.8	Xileno, orto	13.5	12.1
Cloruro de Propilo	14.4	7.5	Xileno, meta	13.9	12.1
Cloruro de Sulfurilo	15.2	12.4	Xileno, para	13.9	10.9

* De Ferris, J. H., "Chemical Engineers' Handbook"

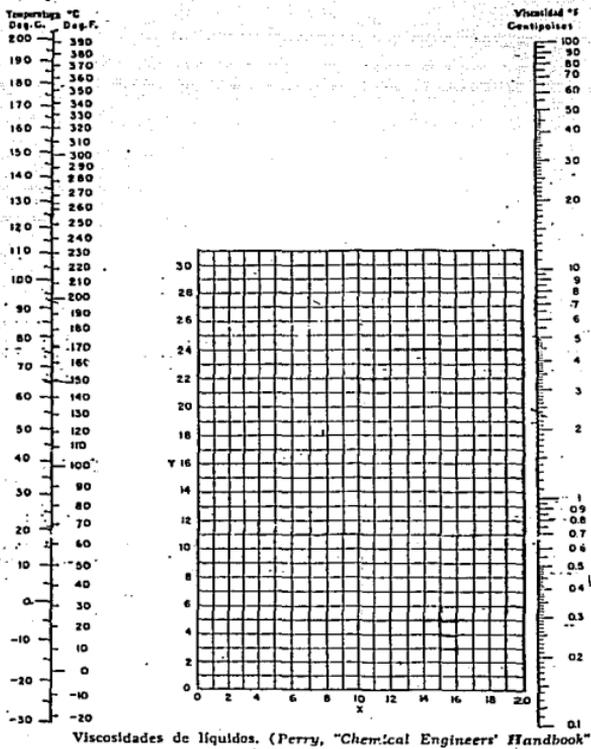


FIG. 25

VISCOSIDADES DE GASES*

Gas	X	Y
Acetato de Etilo	8.5	13.2
Acetona	8.9	13.0
Acetileno	9.8	14.9
Acido Acético	7.7	14.3
Agua	8.0	16.0
Aire	11.0	20.0
Alcohol Etilico	9.2	14.2
Alcohol Metilico	8.5	15.6
Alcohol Propilico	8.4	13.4
Amoníaco	8.4	16.0
Argón	10.5	22.4
Benceno	8.5	13.2
Bromo	8.9	19.2
Buteno	9.2	13.7
Butileno	8.9	13.0
Dióxido de Azufre	9.6	17.0
Dióxido de Carbono	9.5	18.7
Bisulfuro de Carbono	8.0	16.0
Bromuro de Hidrógeno	8.8	20.9
Cianógeno	9.2	15.2
Ciclohexano	9.2	12.0
Cianuro de Hidrógeno	9.8	14.9
Cloro	9.0	18.4
Cloroformo	8.9	15.7
Cloruro de Etilo	8.5	15.6
Cloruro de Hidrógeno	8.8	18.7
Cloruro de Nitrosilo	8.0	17.6
Etano	9.1	14.5
Eter Etilico	8.9	13.0
Etileno	9.5	15.1
Flúor	7.3	23.8
Freon 11	10.6	15.1
Freon 12	11.1	16.0
Freon 21	10.8	15.2
Freon 22	10.1	17.0
Freon 113	11.3	14.0
Helio	10.9	20.5
Hexano	8.6	11.8
Hidrógeno	11.2	12.4
3H ₂ + 1N ₂	11.2	17.2
Iodo	9.0	18.4
Yoduro de Hidrógeno	9.0	21.3
Mercurio	5.3	22.9
Metano	9.9	15.5
Monóxido de Carbono	11.0	20.0
Nitrógeno	10.6	20.0
Oxido Nítrico	10.9	20.5
Oxido Nitroso	8.8	19.0
Oxígeno	11.0	21.3
Pentano	7.0	12.8
Propano	9.7	12.9
Propileno	9.0	13.8
Sulfuro de Hidrógeno	8.6	18.0
Tolueno	8.6	12.4
2, 3, 3-Trimetilbutano	9.5	10.5
Xenón	9.3	23.0

FIG. 26

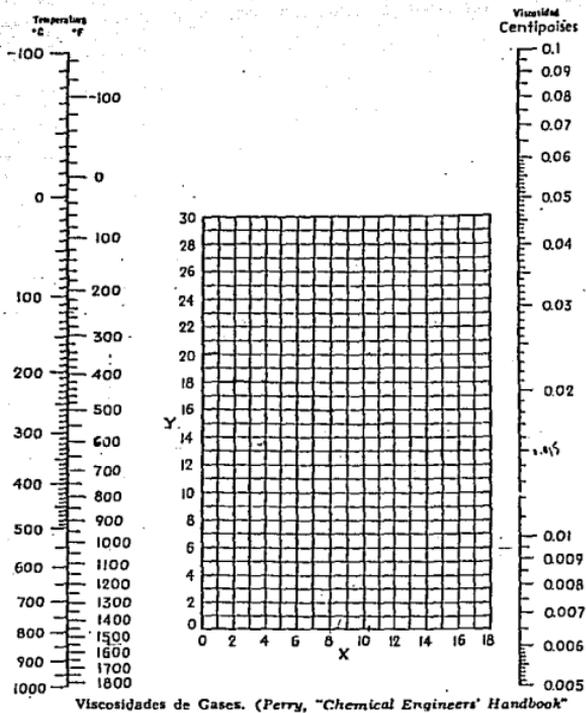
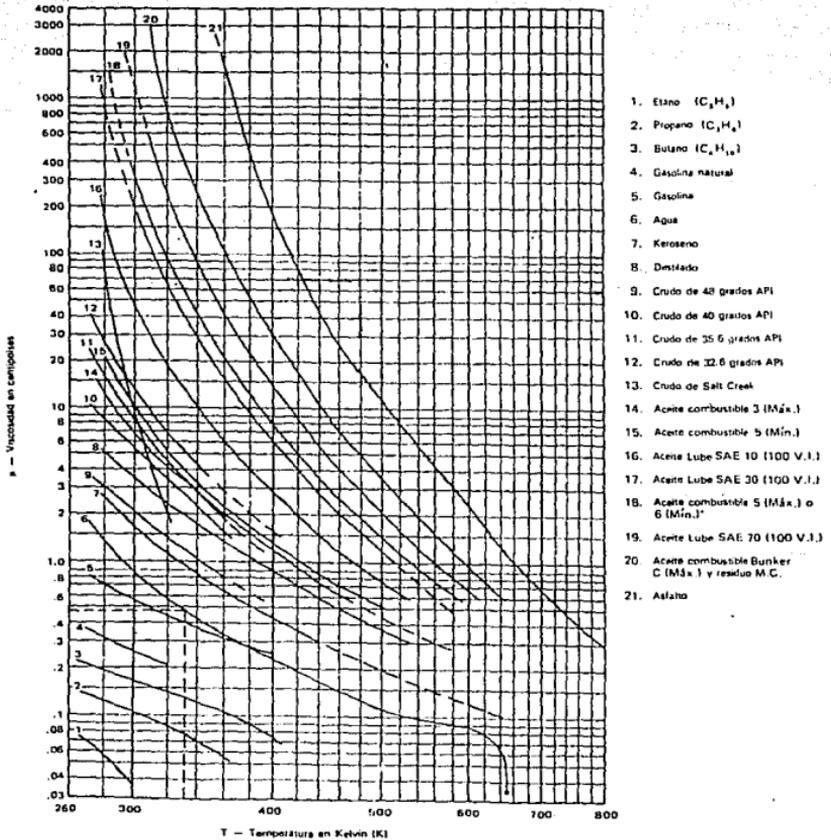


FIG. 27

Viscosidad del agua y de líquidos derivados del petróleo



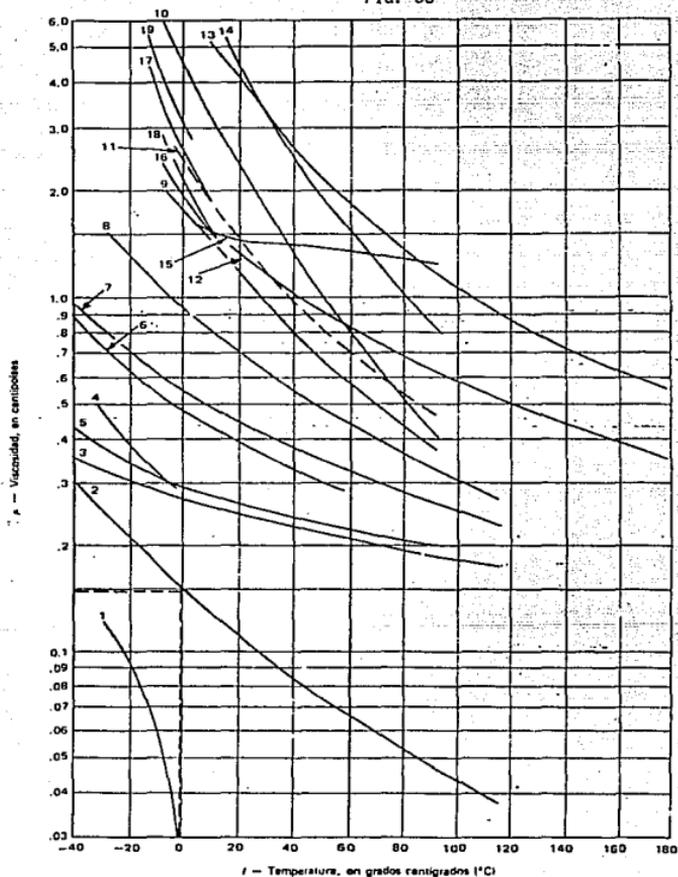
Ejemplo: Hállese la viscosidad del agua a 60°C

Solución: 60°C = 273 + 60 = 333 K

Viscosidad del agua a 333 K es 0.47 centipoises (curva 6)

FIG. 29

Viscosidad de líquidos diversos
FIG. 30



- | | |
|-------------------------------|--------------------------------------|
| 1. Dióxido de carbono CO_2 | 9. Alcohol etílico |
| 2. Amoníaco NH_3 | 10. Alcohol isopropílico |
| 3. Cloruro de metilo CH_2Cl | 11. Ácido sulfúrico al 20% H_2SO_4 |
| 4. Dióxido de azufre SO_2 | 12. Dowtherm E |
| 5. Freón 12 $F-12$ | 13. Dowtherm A |
| 6. Freón 114 $F-114$ | 14. Hidróxido de sodio al 20% $NaOH$ |
| 7. Freón 11 $F-11$ | 15. Mercurio |
| 8. Freón 113 $F-113$ | |

- | |
|---------------------------------------|
| 16. Cloruro de sodio al 10% $NaCl$ |
| 17. Cloruro de sodio al 20% $NaCl$ |
| 18. Cloruro de calcio al 10% $CaCl_2$ |
| 19. Cloruro de calcio al 20% $CaCl_2$ |

Ejemplo: La viscosidad del amoníaco a $0^\circ C$ es 0.15 centipoises.

Viscosidad de gases y vapores de hidrocarburos

Las curvas de los vapores de hidrocarburos y gases naturales en el nomograma de la derecha, son adaptaciones de datos tomados de Maxwell;¹⁹ las curvas de todos los demás gases (excepto el helio²⁰) están basadas en la fórmula de Sutherland.

$$\mu = \mu_s \left(\frac{T_s + C}{T + C} \right) \left(\frac{T}{T_s} \right)^{1/2}$$

$$\mu = \mu_s \left(\frac{0.555 T_s + C}{0.555 T + C} \right) \left(\frac{T}{T_s} \right)^{1/2}$$

donde:

μ = viscosidad en centipoises, a la temperatura T .

μ_s = viscosidad en centipoises, a la temperatura T_s .

T = temperatura absoluta, en Kelvin ($273 + ^\circ\text{C}$) (grados rankine = $460 + ^\circ\text{F}$) para la cual se requiere conocer la viscosidad.

T_s = temperatura absoluta, en Kelvin (grados rankine = $460 + ^\circ\text{F}$) para la que se conoce la viscosidad.

C = constante de Sutherland

Nota: La variación de la viscosidad con la presión es pequeña para la mayor parte de los gases. Para los gases dados en esta página, la corrección de la viscosidad debida a la presión es inferior al 10% para presiones hasta 35 bar (500 libras/pulg²).

Fluido	Valores aproximados de $^{\circ}\text{C}$
O ₂	127
Aire	120
N ₂	111
CO ₂	240
CO	118
SO ₂	416
NH ₃	370
H ₂	72

Ejemplo para el nomograma de arriba: La viscosidad del dióxido de azufre gaseoso a 100°C (212°F) es 0.0162 centipoises.

Ejemplo para el nomograma de abajo: La viscosidad del dióxido de carbono gaseoso a 30°C (80°F) aproximadamente, es de 0.0152.

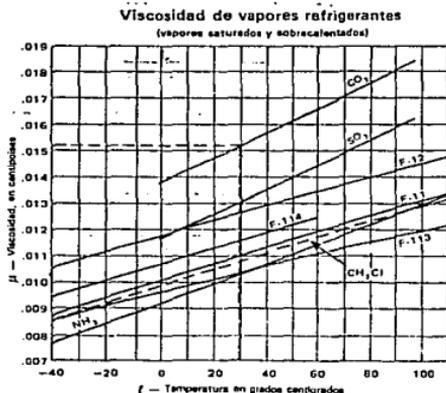
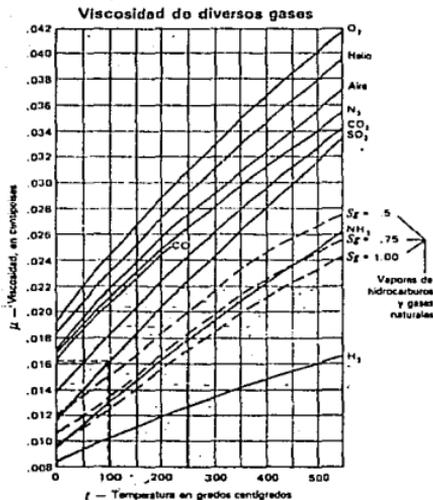


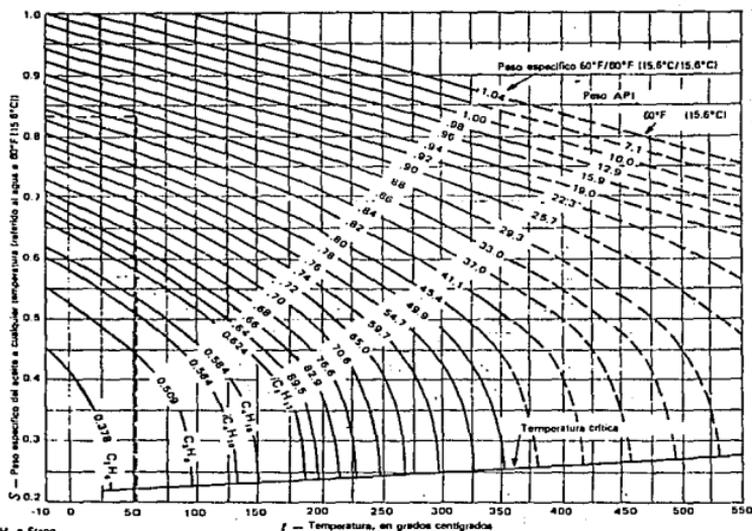
FIG. 31
154

Propiedades físicas del agua

Temperatura del agua	Presión de saturación	Volumen específico	Densidad
t	p'	$v \times 10^3$	ρ
Grados centígrados	Bar absolutos	Decímetros cúbicos por kilogramo	Kilogramos por metro cúbico
.01	.006112	1.0002	999.8
5	.008719	1.0001	999.9
10	.012271	1.0003	999.7
15	.017041	1.0010	999.0
20	.023368	1.0018	998.2
25	.031663	1.0030	997.0
30	.042418	1.0044	995.6
35	.056217	1.0060	994.0
40	.073750	1.0079	992.2
45	.09582	1.0099	990.2
50	.12335	1.0121	988.0
55	.15740	1.0145	985.7
60 _i	.19919	1.0171	983.2
65	.25008	1.0199	980.5
70	.31160	1.0228	977.7
75	.38547	1.0258	974.8
80	.47359	1.0290	971.8
85	.57803	1.0324	968.6
90	.70109	1.0359	965.3
95	.84526	1.0396	961.9
100	1.01325	1.0435	958.3
110	1.4326	1.0515	951.0
120	1.9853	1.0603	943.1
130	2.7012	1.0697	934.8
140	3.6136	1.0798	926.1
150	4.7597	1.0906	916.9
160	6.1805	1.1021	907.4
170	7.9203	1.1144	897.3
180	10.0271	1.1275	886.9
190	12.552	1.1415	876.0
200	15.551	1.1565	864.7
225	25.504	1.1992	833.9
250	39.776	1.2512	799.2
275	59.49	1.3168	759.4
300	85.92	1.4036	712.5
325	120.57	1.5289	654.1
350	165.37	1.741	574.4
374.15	221.20	3.170	315.5

FIG. 32

Relación peso específico — temperatura, para aceites derivados del petróleo
FIG. 33



C₂H₆ = Etano
C₃H₈ = Propano C₄H₁₀ = isobutano
C₄H₁₀ = Butano C₅H₁₂ = isopentano

Ejemplo: El peso específico de un aceite a 15.6°C es 0.83. El peso específico a 30°C es de 0.83.

Para encontrar la densidad en kg/m³ de un aceite a determinada temperatura, cuando se conoce su peso específico a 60°F/60°F (15.6°C/15.6°C), multiplíquese el peso específico del aceite a esa temperatura (véase nomograma de arriba) por 999, que es la densidad del agua a 60°F (15°C).

Densidad y peso específico* de líquidos diversos

Líquido	Temperatura		Densidad ρ kg/m ³	Peso específico S	Líquido	Temperatura		Densidad ρ kg/m ³	Peso específico S
	t °F	t °C				t °F	t °C		
Acetona	60	15.6	791.3	0.792	Mercurio	20	-6.7	13 612	13.623
Amoníaco saturado	10	-12.2	655.2	0.656	Mercurio	40	4.4	13 584	13.596
Benceno	32	0	898.6	0.899	Mercurio	60	15.6	13 557	13.568
Salmuera de CaCl al 10%	32	0	1090.1	1.091	Mercurio	80	26.7	13 500	13.541
Salmuera de NaCl al 10%	32	0	1077.1	1.078	Mercurio	100	37.8	13 502	13.514
Comb Bunkers C Máx.	60	15.6	1013.2	1.014	Leche
Disulfuro de carbono	32	0	1291.1	1.292	Leche	59	15.0	917.9	0.919
Destilado	60	15.6	848.8	0.850	Leche	59	15.0	623.1	0.624
Combustible 3 Máx.	60	15.6	897.4	0.898	Leche	60	15.6	875.3	0.876
Combustible 3 Mfn.	60	15.6	964.8	0.966	Leche	60	15.6	897.4	0.898
Combustible 5 Máx.	60	15.6	991.9	0.993	Leche	60	15.6	915.0	0.916
Combustible 6 Mfn.	60	15.6	991.9	0.993	Leche	60	15.6	941.9	0.943
Gasolina	60	15.6	749.8	0.751	Leche	60	15.6	861.3	0.862
Gasolina natural	60	15.6	679.5	0.680	Leche	60	15.6	845.9	0.847
Keroseno	60	15.6	814.5	0.815	Leche	60	15.6	824.2	0.825
Residuo M.C.	60	15.6	934.2	0.935	Leche	60	15.6	787.5	0.788

* Líquido a la temperatura especificada, relativo al agua a 15.6°C (60°F)

† La leche tiene una densidad entre 1028 y 1035 kg/m³ (64.2 a 64.6 lb/piel)

‡ Índice de viscosidad 100

Propiedades físicas de algunos gases
(Valores aproximados a 20°C y 1.01325 bar)

c_p = calor específico a presión constante
 c_v = calor específico a volumen constante

Nombre del gas	Fórmula química o símbolo	Peso molecular aproximado <i>M</i>	Densidad kg/m ³ <i>ρ</i>	Peso específico con relación al aire <i>S_p</i>	Constante individual del gas J/kg K <i>R</i>	Calor específico a temperatura ambiente J/kg K		Capacidad calorífica por metro cúbico J/m ³ K		γ Igual a c_p/c_v
						c_p	c_v	c_p	c_v	
Aceetileno (etino)	C ₂ H ₂	26.0	1.0925	0.907	320	1465	1127	1601	1231	1.30
Aire	—	29.0	1.2045	1.000	287	1009	721	1215	868	1.40
Amoniaco	NH ₃	17.0	0.7179	0.596	490	2190	1659	1572	1191	1.32
Argón	A	39.9	1.6610	1.379	208	519	311	862	517	1.67
n-Butano	C ₄ H ₁₀	58.1	2.4897	2.067	143	1654	1490	4118	3710	1.11
Dióxido de carbono	CO ₂	44.0	1.8417	1.529	189	858	660	1580	1216	1.30
Monóxido de carbono	CO	28.0	1.1648	0.967	297	1017	726	1185	846	1.40
Cloro	Cl ₂	70.9	2.9944	2.486	117	481	362	1440	1084	1.33
Etano	C ₂ H ₆	30.0	1.2635	1.049	277	1616	1325	2042	1674	1.22
Eileno	C ₂ H ₄	28.0	1.1744	0.975	296	1675	1373	1967	1612	1.22
Helio	He	4.0	0.1663	0.1381	2078	5234	3153	870	524	1.66
Ácido clorhídrico	HCl	36.5	1.5273	1.268	218	800	567	1222	866	1.41
Hidrógeno	H ₂	2.0	0.0837	0.0695	4126	14319	10155	1199	850	1.41
Sulfuro de hidrógeno	H ₂ S	34.1	1.4334	1.190	243	1017	782	1458	1121	1.30
Metano	CH ₄	16.0	0.6673	0.554	519	2483	1881	1657	1255	1.32
Cloruro de metilo	CH ₃ Cl	50.5	2.1500	1.785	165	1005	838	2161	1800	1.20
Gas natural*	—	19.5	0.8034	0.667	426	2345	1846	1884	1483	1.27
Oxido nítrico	NO	30.0	1.2491	1.037	277	967	691	1208	863	1.40
Nitrógeno	N ₂	28.0	1.1648	0.967	297	1034	733	1204	854	1.41
Oxido nitroso	N ₂ O	44.0	1.8429	1.530	189	925	706	1705	1301	1.31
Oxígeno	O ₂	32.0	1.3310	1.105	260	909	649	1210	864	1.40
Propano	C ₃ H ₈	44.1	1.8814	1.562	188	1645	1430	3095	2690	1.15
Propano propileno	C ₃ H ₆	42.1	1.7477	1.451	198	1499	1315	2620	2258	1.14
Dióxido de azufre	SO ₂	64.1	2.7270	2.264	129	645	512	1759	1396	1.26

*Valores orientativos; las características exactas requieren el conocimiento exacto de los componentes.

FIG. 34

Propiedades del vapor de agua saturado y agua saturada*

Presión absoluta		Pulg. Hg. de vacío	Temperatura t °F	Entalpia del líquido h _f Btu/lb.	Calor latente de evaporación h _{fg} Btu/lb.	Entalpia del vapor h _g Btu/lb.	Volúmenes específicos V	
libras/pulg. ² P'	pulg. Hg. P						Agua pie ³ por lb	Vapor pie ³ por lb
0.08859	0.02	29.90	32.018	6.0003	1075.5	1075.5	0.016022	3362.4
0.10	0.20	29.92	33.023	3.023	1076.3	1076.3	0.016023	3445.4
0.15	0.31	29.61	45.453	13.498	1067.9	1081.4	0.016020	7004.7
0.20	0.41	29.51	53.160	21.217	1053.5	1084.7	0.016025	1526.3
0.25	0.51	29.41	59.323	27.382	1060.1	1087.4	0.016032	1235.5
0.30	0.61	29.31	64.484	32.541	1057.1	1089.7	0.016040	1039.7
0.35	0.71	29.21	68.939	36.992	1054.6	1091.6	0.016048	898.6
0.40	0.81	29.11	72.869	40.917	1052.4	1093.3	0.016056	792.1
0.45	0.92	29.00	76.387	44.430	1050.5	1094.9	0.016063	708.8
0.50	1.01	28.90	79.586	47.523	1048.8	1096.3	0.016071	641.5
0.60	1.22	28.70	85.218	53.245	1045.5	1098.7	0.016085	540.1
0.70	1.43	28.49	90.009	58.10	1042.7	1100.8	0.016099	466.94
0.80	1.63	28.29	94.38	62.39	1040.3	1102.6	0.016112	411.69
0.90	1.83	28.09	98.24	66.24	1038.1	1104.3	0.016124	368.43
1.0	2.04	27.88	101.74	69.73	1036.1	1105.8	0.016136	333.60
1.1	2.44	27.48	107.91	75.90	1032.6	1108.5	0.016158	280.96
1.4	2.85	27.07	113.26	81.23	1029.5	1110.7	0.016178	243.02
1.6	3.26	26.66	117.98	85.95	1026.8	1112.7	0.016196	214.33
1.8	3.66	26.26	122.22	90.18	1024.3	1114.5	0.016213	191.85
2.0	4.07	25.85	126.07	94.03	1022.1	1116.2	0.016230	173.76
2.2	4.48	25.44	129.61	97.57	1020.1	1117.6	0.016245	158.87
2.4	4.89	25.03	132.88	100.84	1018.2	1119.0	0.016260	146.40
2.6	5.29	24.63	135.93	103.88	1016.4	1120.3	0.016274	135.80
2.8	5.70	24.22	138.78	106.73	1014.7	1121.5	0.016287	126.67
3.0	6.11	23.81	141.47	109.42	1013.2	1122.6	0.016300	118.73
3.5	7.13	22.79	147.56	115.51	1009.6	1125.1	0.016331	102.74
4.0	8.15	21.77	152.96	120.92	1006.9	1127.3	0.016360	90.64
4.5	9.16	20.76	157.82	125.77	1003.5	1129.3	0.016384	83.03
5.0	10.18	19.74	162.24	130.20	1000.9	1131.1	0.016407	73.532
5.5	11.20	18.72	166.39	134.26	998.5	1132.7	0.016430	67.249
6.0	12.21	17.70	170.05	138.03	996.2	1134.2	0.016451	61.984
6.5	13.23	16.69	173.56	141.54	994.1	1135.6	0.016472	57.506
7.0	14.25	15.67	176.84	144.83	992.1	1136.9	0.016491	53.850
7.5	15.27	14.65	179.93	147.93	990.2	1138.2	0.016510	50.794
8.0	16.29	13.63	182.86	150.87	988.5	1139.3	0.016527	47.345
8.5	17.31	12.61	185.63	153.65	986.8	1140.4	0.016545	44.233
9.0	18.32	11.60	188.27	156.30	985.1	1141.4	0.016561	42.402
9.5	19.34	10.58	190.80	158.84	983.6	1142.4	0.016577	40.310
10.0	20.36	9.56	193.21	161.26	982.1	1143.3	0.016592	38.420
11.0	22.40	7.53	197.95	165.82	979.3	1145.1	0.016622	35.141
12.0	24.43	5.49	201.96	170.05	976.6	1146.7	0.016650	32.394
13.0	26.47	3.45	205.88	174.00	974.2	1148.2	0.016676	30.057
14.0	28.50	1.42	209.56	177.71	971.9	1149.6	0.016702	28.043

Presión		Temperatura t °F	Entalpia del líquido h _f Btu/lb.	Calor latente de evaporación h _{fg} Btu/lb.	Entalpia del vapor h _g Btu/lb.	Volúmenes específicos V	
Absoluta P'	Manométrica P					Agua pie ³ por lb	Vapor pie ³ por lb
14.696	0.0	212.00	180.17	970.3	1150.5	0.016719	26.799
15.0	0.3	213.03	181.21	969.7	1150.9	0.016726	26.290
16.0	1.3	216.32	184.52	967.6	1152.1	0.016749	24.750
17.0	2.3	219.44	187.66	965.6	1153.2	0.016771	23.385
18.0	3.3	222.41	190.66	963.7	1154.3	0.016793	22.168
19.0	4.3	225.24	193.52	961.8	1155.3	0.016814	21.074
20.0	5.3	227.96	196.27	960.1	1156.3	0.016834	20.087
21.0	6.3	230.57	198.90	958.4	1157.3	0.016854	19.190
22.0	7.3	233.07	201.44	956.7	1158.1	0.016873	18.373
23.0	8.3	235.49	203.88	955.1	1159.0	0.016891	17.624
24.0	9.3	237.82	206.24	953.6	1159.8	0.016909	16.936
25.0	10.3	240.07	208.52	952.1	1160.6	0.016927	16.301
26.0	11.3	242.25	210.7	950.6	1161.4	0.016944	15.718
27.0	12.3	244.36	212.9	949.2	1162.1	0.016961	15.184
28.0	13.3	246.41	214.9	947.9	1162.8	0.016977	14.6607
29.0	14.3	248.40	217.0	946.5	1163.5	0.016993	14.1869
30.0	15.3	250.34	218.9	945.2	1164.1	0.017009	13.7436
31.0	16.3	252.22	220.8	943.9	1164.8	0.017024	13.3370
32.0	17.3	254.05	222.7	942.7	1165.4	0.017039	12.9376
33.0	18.3	255.84	224.5	941.5	1166.0	0.017054	12.5700
34.0	19.3	257.58	226.3	940.3	1166.6	0.017069	12.2234

*Extraídas de las "Tablas de vapor de agua", ASME

FIG. 35

**Propiedades del vapor de agua saturado y agua saturada
(continuación)
FIG. 35**

Presión Libras por pulg. ²		Temperatura t °F	Entalpia del líquido h _l Btu/lb.	Calor latente de evaporación h _{fg} Btu/lb.	Entalpia del vapor h _g Btu/lb.	Volumen específico V	
Absoluta P	Manométrica P					Agua líq. ft. ³ /lb.	Vapor ft. ³ /lb.
15.0	20.3	159.19	218.0	934.1	1167.1	0.017083	11.8959
16.0	21.3	160.95	219.7	936.0	1167.7	0.017111	11.5660
17.0	22.3	162.58	221.4	937.9	1168.2	0.017139	11.2923
18.0	23.3	164.17	223.0	939.8	1168.8	0.017167	11.0516
19.0	24.3	165.72	224.6	941.7	1169.3	0.017195	10.8477
40.0	55.3	167.15	226.1	943.6	1169.8	0.017215	10.6455
41.0	56.3	168.74	227.7	945.6	1170.2	0.017234	10.4563
42.0	57.3	170.31	229.2	947.5	1170.7	0.017252	10.2777
43.0	58.3	171.65	230.6	949.5	1171.1	0.017270	9.9083
44.0	59.3	173.06	232.1	951.5	1171.6	0.017287	9.5491
45.0	60.3	174.44	233.5	953.6	1172.0	0.017304	9.3088
46.0	61.3	175.80	234.9	955.6	1172.5	0.017321	9.0780
47.0	62.3	177.14	236.2	957.6	1172.9	0.017338	8.8561
48.0	63.3	178.45	237.6	959.7	1173.3	0.017354	8.6425
49.0	64.3	179.74	238.9	961.8	1173.7	0.017370	8.4370
50.0	65.3	181.02	240.1	963.9	1174.1	0.017386	8.2390
51.0	66.3	182.27	241.5	966.0	1174.5	0.017401	8.0481
52.0	67.3	183.50	242.8	968.1	1174.9	0.017416	7.8646
53.0	68.3	184.71	244.0	970.2	1175.2	0.017431	7.6886
54.0	69.3	185.90	245.2	972.4	1175.5	0.017445	7.5193
55.0	70.3	187.08	246.4	974.5	1175.9	0.017459	7.3560
56.0	71.3	188.24	247.6	976.7	1176.3	0.017473	7.2000
57.0	72.3	189.38	248.8	978.8	1176.7	0.017487	7.0510
58.0	73.3	190.50	250.0	981.0	1177.0	0.017500	6.9090
59.0	74.3	191.62	251.1	983.1	1177.3	0.017513	6.7740
60.0	75.3	192.71	252.2	985.2	1177.6	0.017526	6.6460
61.0	76.3	193.79	253.3	987.3	1177.9	0.017538	6.5250
62.0	77.3	194.86	254.4	989.4	1178.2	0.017550	6.4110
63.0	78.3	195.91	255.5	991.5	1178.5	0.017562	6.3040
64.0	79.3	196.95	256.6	993.6	1178.8	0.017574	6.2040
65.0	80.3	197.98	257.6	995.7	1179.1	0.017586	6.1110
66.0	81.3	198.99	258.7	997.8	1179.4	0.017598	6.0250
67.0	82.3	199.99	259.7	999.9	1179.7	0.017610	5.9460
68.0	83.3	200.99	260.7	1002.0	1180.0	0.017622	5.8740
69.0	84.3	201.96	271.7	1008.5	1180.3	0.017634	5.8090
70.0	85.3	202.93	272.7	1015.0	1180.6	0.017646	5.7510
71.0	86.3	203.89	273.7	1021.5	1180.9	0.017658	5.6990
72.0	87.3	204.83	274.7	1028.0	1181.1	0.017670	5.6530
73.0	88.3	205.77	275.7	1034.5	1181.4	0.017682	5.6130
74.0	89.3	206.69	276.6	1041.0	1181.6	0.017694	5.5790
75.0	90.3	207.61	277.6	1047.5	1181.9	0.017706	5.5490
76.0	91.3	208.51	278.5	1054.0	1182.1	0.017718	5.5230
77.0	92.3	209.41	279.4	1060.5	1182.4	0.017730	5.5000
78.0	93.3	210.29	280.3	1067.0	1182.6	0.017742	5.4790
79.0	94.3	211.17	281.3	1073.5	1182.8	0.017754	5.4600
80.0	95.3	212.04	282.1	1080.0	1183.1	0.017766	5.4430
81.0	96.3	212.90	283.0	1086.5	1183.3	0.017778	5.4280
82.0	97.3	213.75	283.9	1093.0	1183.5	0.017790	5.4150
83.0	98.3	214.60	284.8	1099.5	1183.8	0.017802	5.4040
84.0	99.3	215.43	285.7	1106.0	1184.0	0.017814	5.3940
85.0	100.3	216.26	286.5	1112.5	1184.2	0.017826	5.3860
86.0	101.3	217.08	287.4	1119.0	1184.4	0.017838	5.3790
87.0	102.3	217.89	288.2	1125.5	1184.6	0.017850	5.3740
88.0	103.3	218.69	289.0	1132.0	1184.8	0.017862	5.3700
89.0	104.3	219.49	289.9	1138.5	1185.0	0.017874	5.3670
90.0	105.3	220.28	290.7	1145.0	1185.3	0.017886	5.3650
91.0	106.3	221.06	291.5	1151.5	1185.5	0.017898	5.3640
92.0	107.3	221.84	292.3	1158.0	1185.7	0.017910	5.3640
93.0	108.3	222.61	293.1	1164.5	1185.9	0.017922	5.3650
94.0	109.3	223.37	293.9	1171.0	1186.2	0.017934	5.3670
95.0	110.3	224.13	294.7	1177.5	1186.4	0.017946	5.3700
96.0	111.3	224.88	295.5	1184.0	1186.6	0.017958	5.3740
97.0	112.3	225.63	296.3	1190.5	1186.8	0.017970	5.3790
98.0	113.3	226.36	297.0	1197.0	1187.1	0.017982	5.3840
99.0	114.3	227.10	297.8	1203.5	1187.3	0.017994	5.3900
100.0	115.3	227.82	298.5	1210.0	1187.5	0.018006	5.3960
101.0	116.3	228.54	299.2	1216.5	1187.7	0.018018	5.4030
102.0	117.3	229.26	300.0	1223.0	1187.9	0.018030	5.4100
103.0	118.3	229.97	300.8	1229.5	1188.1	0.018042	5.4180
104.0	119.3	230.67	301.5	1236.0	1188.3	0.018054	5.4260
105.0	120.3	231.37	302.1	1242.5	1188.5	0.018066	5.4350
106.0	121.3	232.06	302.8	1249.0	1188.7	0.018078	5.4440
107.0	122.3	232.75	303.4	1255.5	1188.9	0.018090	5.4540
108.0	123.3	233.44	304.1	1262.0	1189.1	0.018102	5.4640
109.0	124.3	234.11	304.7	1268.5	1189.3	0.018114	5.4750

Propiedades del vapor de agua saturado y agua saturada
(continuación)
FIG. 35

Presión		Temperatura	Entalpia	Color latente	Entalpia	Volumen específico	
Absoluta	Manométrica	t	del líquido	de evaporación	del vapor	∇	
lbf/	P	grados	Btu/lb.	Btu/lb.	Btu/lb.	Agua	Vapor
cu ²	P					pie ³	pie ³
110.0	95.3	334.79	1305.8	883.1	1188.9	0.01782	4.0484
111.0	96.3	335.46	1306.5	882.5	1189.0	0.01782	4.0138
112.0	97.3	336.13	1307.2	882.0	1189.2	0.01781	3.9798
113.0	98.3	336.78	1307.9	881.4	1189.3	0.01784	3.9464
114.0	99.3	337.43	1308.6	880.9	1189.5	0.01785	3.9136
115.0	100.3	338.08	1309.3	880.4	1189.6	0.01785	3.8813
116.0	101.3	338.73	1309.9	879.9	1189.8	0.01786	3.8495
117.0	102.3	339.37	1310.6	879.3	1189.9	0.01787	3.8183
118.0	103.3	340.01	1311.3	878.8	1190.1	0.01787	3.7875
119.0	104.3	340.64	1311.9	878.3	1190.2	0.01788	3.7573
120.0	105.3	341.27	1312.6	877.8	1190.4	0.01789	3.7275
121.0	106.3	341.89	1313.2	877.3	1190.5	0.01790	3.6983
122.0	107.3	342.51	1313.9	876.8	1190.7	0.01790	3.6695
123.0	108.3	343.13	1314.5	876.3	1190.8	0.01791	3.6411
124.0	109.3	343.74	1315.2	875.8	1190.9	0.01792	3.6131
125.0	110.3	344.35	1315.8	875.3	1191.1	0.01792	3.5857
126.0	111.3	344.95	1316.4	874.8	1191.3	0.01793	3.5586
127.0	112.3	345.55	1317.1	874.3	1191.3	0.01794	3.5320
128.0	113.3	346.15	1317.7	873.8	1191.5	0.01794	3.5057
129.0	114.3	346.74	1318.3	873.3	1191.6	0.01795	3.4799
130.0	115.3	347.33	1319.0	872.8	1191.7	0.01796	3.4544
131.0	116.3	347.92	1319.6	872.3	1191.9	0.01797	3.4293
132.0	117.3	348.50	1320.2	871.8	1192.0	0.01797	3.4046
133.0	118.3	349.08	1320.8	871.3	1192.1	0.01798	3.3802
134.0	119.3	349.65	1321.4	870.8	1192.2	0.01799	3.3562
135.0	120.3	350.23	1322.0	870.4	1192.4	0.01799	3.3325
136.0	121.3	350.79	1322.6	869.9	1192.5	0.01800	3.3091
137.0	122.3	351.36	1323.2	869.4	1192.6	0.01801	3.2861
138.0	123.3	351.92	1323.8	868.9	1192.7	0.01801	3.2634
139.0	124.3	352.48	1324.4	868.5	1192.8	0.01802	3.2411
140.0	125.3	353.05	1325.0	868.0	1193.0	0.01803	3.2190
141.0	126.3	353.59	1325.5	867.5	1193.1	0.01803	3.1972
142.0	127.3	354.14	1326.1	867.1	1193.2	0.01804	3.1757
143.0	128.3	354.69	1326.7	866.6	1193.3	0.01805	3.1546
144.0	129.3	355.23	1327.3	866.2	1193.4	0.01805	3.1337
145.0	130.3	355.77	1327.8	865.7	1193.5	0.01806	3.1130
146.0	131.3	356.31	1328.4	865.2	1193.6	0.01806	3.0927
147.0	132.3	356.84	1329.0	864.8	1193.8	0.01807	3.0726
148.0	133.3	357.38	1329.5	864.3	1193.9	0.01808	3.0528
149.0	134.3	357.91	1330.1	863.9	1194.0	0.01808	3.0332
150.0	135.3	358.43	1330.6	863.4	1194.1	0.01809	3.0139
151.0	136.3	358.95	1331.2	862.9	1194.3	0.01810	2.9950
152.0	137.3	359.48	1331.8	862.5	1194.4	0.01811	2.9764
153.0	138.3	360.01	1332.4	862.1	1194.5	0.01812	2.9581
154.0	139.3	360.53	1333.0	861.6	1194.6	0.01813	2.9401
155.0	140.3	361.05	1333.6	861.2	1194.7	0.01814	2.9223
156.0	141.3	361.57	1334.2	860.8	1194.8	0.01814	2.9047
157.0	142.3	362.09	1334.8	860.4	1194.9	0.01815	2.8873
158.0	143.3	362.61	1335.4	860.0	1195.1	0.01815	2.8701
159.0	144.3	363.13	1336.0	859.6	1195.2	0.01816	2.8531
160.0	145.3	363.65	1336.6	859.2	1195.3	0.01817	2.8364
161.0	146.3	364.17	1337.2	858.8	1195.5	0.01818	2.8200
162.0	147.3	364.69	1337.8	858.4	1195.6	0.01818	2.8038
163.0	148.3	365.21	1338.4	858.0	1195.7	0.01819	2.7878
164.0	149.3	365.73	1339.0	857.6	1195.8	0.01820	2.7720
165.0	150.3	366.25	1339.6	857.2	1196.0	0.01821	2.7564
166.0	151.3	366.77	1340.2	856.8	1196.1	0.01821	2.7410
167.0	152.3	367.29	1340.8	856.4	1196.2	0.01822	2.7258
168.0	153.3	367.81	1341.4	856.0	1196.3	0.01822	2.7108
169.0	154.3	368.33	1342.0	855.6	1196.4	0.01823	2.6960
170.0	155.3	368.85	1342.6	855.2	1196.5	0.01823	2.6814
171.0	156.3	369.37	1343.2	854.8	1196.6	0.01824	2.6670
172.0	157.3	369.89	1343.8	854.4	1196.7	0.01824	2.6528
173.0	158.3	370.41	1344.4	854.0	1196.8	0.01825	2.6388
174.0	159.3	370.93	1345.0	853.6	1196.9	0.01825	2.6249
175.0	160.3	371.45	1345.6	853.2	1197.0	0.01826	2.6112
176.0	161.3	371.97	1346.2	852.8	1197.1	0.01826	2.5976
177.0	162.3	372.49	1346.8	852.4	1197.2	0.01827	2.5842
178.0	163.3	373.01	1347.4	852.0	1197.3	0.01827	2.5709
179.0	164.3	373.53	1348.0	851.6	1197.4	0.01827	2.5578
180.0	165.3	374.05	1348.6	851.2	1197.5	0.01828	2.5448
181.0	166.3	374.57	1349.2	850.8	1197.6	0.01828	2.5319
182.0	167.3	375.09	1349.8	850.4	1197.7	0.01829	2.5191
183.0	168.3	375.61	1350.4	850.0	1197.8	0.01829	2.5064
184.0	169.3	376.13	1351.0	849.6	1197.9	0.01829	2.4938
185.0	170.3	376.65	1351.6	849.2	1198.0	0.01830	2.4813
186.0	171.3	377.17	1352.2	848.8	1198.1	0.01830	2.4689
187.0	172.3	377.69	1352.8	848.4	1198.2	0.01831	2.4566
188.0	173.3	378.21	1353.4	848.0	1198.3	0.01831	2.4444
189.0	174.3	378.73	1354.0	847.6	1198.4	0.01831	2.4323
190.0	175.3	379.25	1354.6	847.2	1198.5	0.01832	2.4203
191.0	176.3	379.77	1355.2	846.8	1198.6	0.01832	2.4084
192.0	177.3	380.29	1355.8	846.4	1198.7	0.01832	2.3966
193.0	178.3	380.81	1356.4	846.0	1198.8	0.01833	2.3849
194.0	179.3	381.33	1357.0	845.6	1198.9	0.01833	2.3733
195.0	180.3	381.85	1357.6	845.2	1199.0	0.01833	2.3618
196.0	181.3	382.37	1358.2	844.8	1199.1	0.01834	2.3504
197.0	182.3	382.89	1358.8	844.4	1199.2	0.01834	2.3391
198.0	183.3	383.41	1359.4	844.0	1199.3	0.01834	2.3279
199.0	184.3	383.93	1360.0	843.6	1199.4	0.01835	2.3168
200.0	185.3	384.45	1360.6	843.2	1199.5	0.01835	2.3058
201.0	186.3	384.97	1361.2	842.8	1199.6	0.01835	2.2949
202.0	187.3	385.49	1361.8	842.4	1199.7	0.01836	2.2841
203.0	188.3	386.01	1362.4	842.0	1199.8	0.01836	2.2734
204.0	189.3	386.53	1363.0	841.6	1199.9	0.01836	2.2628
205.0	190.3	387.05	1363.6	841.2	1200.0	0.01837	2.2523
206.0	191.3	387.57	1364.2	840.8	1200.1	0.01837	2.2419
207.0	192.3	388.09	1364.8	840.4	1200.2	0.01837	2.2316
208.0	193.3	388.61	1365.4	840.0	1200.3	0.01838	2.2214
209.0	194.3	389.13	1366.0	839.6	1200.4	0.01838	2.2113
210.0	195.3	389.65	1366.6	839.2	1200.5	0.01838	2.2013
211.0	196.3	390.17	1367.2	838.8	1200.6	0.01839	2.1914
212.0	197.3	390.69	1367.8	838.4	1200.7	0.01839	2.1816
213.0	198.3	391.21	1368.4	838.0	1200.8	0.01839	2.1719
214.0	199.3	391.73	1369.0	837.6	1200.9	0.01840	2.1623
215.0	200.3	392.25	1369.6	837.2	1201.0	0.01840	2.1528
216.0	201.3	392.77	1370.2	836.8	1201.1	0.01840	2.1434
217.0	202.3	393.29	1370.8	836.4	1201.2	0.01841	2.1341
218.0	203.3	393.81	1371.4	836.0	1201.3	0.01841	2.1249
219.0	204.3	394.33	1372.0	835.6	1201.4	0.01841	2.1158
220.0	205.3	394.85	1372.6	835.2	1201.5	0.01842	2.1068
221.0	206.3	395.37	1373.2	834.8	1201.6	0.01842	2.0979
222.0	207.3	395.89	1373.8	834.4	1201.7	0.01842	2.0891
223.0	208.3	396.41	1374.4	834.0	1201.8	0.01843	2.0804
224.0	209.3	396.93	1375.0	833.6	1201.9	0.01843	2.0718
225.0	210.3	397.45	1375.6	833.2	1202.0	0.01843	2.0633
226.0	211.3	397.97	1376.2	832.8	1202.1	0.01844	2.0549
227.0	212.3	398.49	1376.8	832.4	1202.2	0.01844	2.0466
228.0	213.3	399.01	1377.4	832.0	1202.3	0.01844	2.0384
229.0	214.3	399.53	1378.0	831.6	1202.4	0.01845	2.0303
230.0	215.3	400.05	1378.6	831.2	1202.5	0.01845	2.0223
231.0	216.3	400.57	1379.2	830.8	1202.6	0.01845	2.0144
232.0	217.3	401.09	1379.8	830.4	1202.7	0.01846	2.0066
233.0	218.3	401.61	1380.4	830.0	1202.8	0.01846	2.0000
234.0	219.3	402.13	1381.0	829.6	1202.9	0.01846	1.9934
235.0	220.3	402.65	1381.6	829.2	1203.0	0.01847	1.9870
236.0	221.3	403.17	1382.2	828.8	1203.1	0.01847	1.9807
237.0	222.3	403.69	1382.8	828.4	1203.2	0.01847	1.9745
238.0	223.3	404.21	1383.4	828.0	1203.3	0.01848	1.9684
239.0	224.3	404.73	1384.0	827.6	1203.4	0.01848	1.9624
240.0	225.3	405.25	1384.6	827.2	1203.5	0.01848	1.9565
241.0	226.3	405.77	1385.2	826.8	1203.6	0	

Propiedades del vapor de agua saturado y agua saturada
(conclusión)
FIG. 35

Presión		Temperatura t °F	Entalpía del líquido H _l /lb.	Calor latente de evaporación H _{fg}	Entalpía del vapor H _g	Volumen específico v	
Absoluta P _a	Manométrica P _m					Agua p _l ³ por lb	Vapor p _v ³ por lb
250.0	235.3	400.97	376.1	825.0	1201.1	0.01875	1.84317
255.0	240.3	402.72	378.0	823.3	1201.3	0.01868	1.84011
260.0	245.3	404.44	379.9	821.6	1201.5	0.01861	1.77418
265.0	250.3	406.13	381.7	820.0	1201.7	0.01853	1.74157
270.0	255.3	407.80	383.6	818.3	1201.9	0.01845	1.71013
275.0	260.3	409.45	385.4	816.7	1202.1	0.01837	1.67978
280.0	265.3	411.07	387.1	815.2	1202.3	0.01830	1.65049
285.0	270.3	412.67	388.9	813.6	1202.4	0.01822	1.62218
290.0	275.3	414.25	390.6	812.0	1202.6	0.01815	1.59481
295.0	280.3	415.81	392.3	810.4	1202.7	0.01807	1.56835
300.0	285.3	417.35	394.0	808.9	1202.9	0.01800	1.54274
310.0	305.3	421.31	400.5	802.9	1203.4	0.01799	1.44801
340.0	315.3	428.99	406.8	797.0	1203.8	0.01808	1.36405
350.0	345.3	434.41	412.8	791.3	1204.1	0.01817	1.28910
380.0	365.3	439.61	418.6	785.8	1204.4	0.01825	1.21277
400.0	385.3	444.60	424.2	780.4	1204.6	0.01834	1.16095
420.0	405.3	449.40	429.6	775.2	1204.7	0.01842	1.10523
440.0	425.3	454.03	434.8	770.2	1204.8	0.01850	1.05535
460.0	445.3	458.50	439.8	765.0	1204.8	0.01859	1.00921
480.0	465.3	462.82	444.7	760.0	1204.8	0.01867	0.96677
500.0	485.3	467.01	449.5	755.1	1204.7	0.01875	0.92762
510.0	505.3	471.07	454.2	750.4	1204.5	0.01882	0.89137
540.0	525.3	475.01	458.7	745.7	1204.4	0.01890	0.85799
560.0	545.3	478.84	463.1	741.0	1204.2	0.01898	0.82637
580.0	565.3	482.57	467.5	736.3	1204.0	0.01906	0.79711
600.0	585.3	486.20	471.7	731.0	1203.7	0.02013	0.76975
610.0	605.3	489.74	475.8	727.5	1203.1	0.02021	0.74408
640.0	625.3	493.19	479.9	723.1	1203.0	0.02028	0.71995
660.0	645.3	496.52	484.0	718.8	1202.7	0.02035	0.69714
680.0	665.3	499.86	487.8	714.5	1202.3	0.02043	0.67581
700.0	685.3	503.08	491.6	710.2	1201.8	0.02050	0.65556
720.0	705.3	506.21	495.4	706.0	1201.4	0.02058	0.63639
740.0	725.3	509.32	499.1	701.9	1200.9	0.02065	0.61822
760.0	745.3	512.34	502.7	697.7	1200.4	0.02072	0.60097
780.0	765.3	515.30	506.3	693.6	1199.9	0.02080	0.58457
800.0	785.3	518.21	509.8	689.6	1199.4	0.02087	0.56896
820.0	805.3	521.06	513.3	685.5	1198.8	0.02094	0.55408
840.0	825.3	523.86	516.7	681.5	1198.2	0.02101	0.53988
860.0	845.3	526.60	520.1	677.6	1197.7	0.02108	0.52631
880.0	865.3	529.30	523.4	673.6	1197.0	0.02116	0.51333
900.0	885.3	531.95	526.7	669.7	1196.4	0.02123	0.50091
920.0	905.3	534.56	530.0	665.8	1195.7	0.02130	0.48901
940.0	925.3	537.13	533.2	661.9	1195.1	0.02137	0.47759
960.0	945.3	539.65	536.3	658.0	1194.4	0.02145	0.46662
980.0	965.3	542.14	539.5	654.2	1193.7	0.02152	0.45609
1000.0	985.3	544.58	542.6	650.4	1192.9	0.02159	0.44596
1050.0	1035.3	550.53	550.1	640.9	1191.0	0.02177	0.42214
1100.0	1085.3	556.28	557.6	631.5	1189.5	0.02195	0.40058
1150.0	1135.3	561.82	564.8	622.2	1188.0	0.02214	0.38073
1200.0	1185.3	567.19	571.9	613.0	1187.0	0.02232	0.36245
1250.0	1235.3	572.38	578.8	603.8	1186.0	0.02250	0.34565
1300.0	1285.3	577.42	585.6	594.6	1185.1	0.02269	0.33091
1350.0	1335.3	582.32	592.2	585.6	1177.8	0.02288	0.31536
1400.0	1385.3	587.07	598.8	576.5	1175.3	0.02307	0.30178
1450.0	1435.3	591.70	605.3	567.6	1172.9	0.02327	0.28909
1500.0	1485.3	596.20	611.7	558.4	1170.1	0.02346	0.27719
1600.0	1585.3	604.87	624.2	540.3	1164.5	0.02387	0.25545
1700.0	1685.3	613.13	636.5	523.2	1158.6	0.02428	0.23507
1800.0	1785.3	621.02	648.5	506.3	1152.3	0.02472	0.21661
1900.0	1885.3	628.56	660.4	488.2	1145.6	0.02517	0.20278
2000.0	1985.3	635.80	672.1	469.2	1138.3	0.02565	0.18831
2100.0	2085.3	642.78	683.8	449.5	1130.5	0.02615	0.17591
2200.0	2185.3	649.45	695.5	429.7	1122.2	0.02669	0.16527
2300.0	2285.3	655.89	707.2	409.0	1113.2	0.02727	0.15513
2400.0	2385.3	662.11	719.0	388.4	1103.7	0.02790	0.14676
2500.0	2485.3	668.11	731.7	368.6	1093.3	0.02859	0.13906
2600.0	2585.3	673.91	744.5	347.6	1082.0	0.02938	0.13210
2700.0	2685.3	679.53	757.3	327.3	1069.7	0.03029	0.12594
2800.0	2785.3	684.96	770.7	307.7	1056.8	0.03134	0.12045
2900.0	2885.3	690.22	785.1	288.1	1043.7	0.03262	0.09420
3000.0	2985.3	695.33	801.8	278.4	1030.3	0.03429	0.08500
3100.0	3085.3	700.28	818.0	169.3	993.3	0.03681	0.07452
3200.0	3185.3	705.08	835.1	56.1	931.6	0.04172	0.04723
3308.7	3193.5	705.47	906.0	0.0	906.0	0.05078	0.05078

Propiedades del vapor de agua sobrecalentado*
FIG. 36

\bar{v} = Volumen específico, pie³ por libra
 h_g = Entalpía del vapor; BTU por libra

Presión libras por pulg ²		Temp. de sat. t		Temperatura total *F (t)											
Abs. P ^a	Mas. P			350°	400°	500°	600°	700°	800°	900°	1000°	1100°	1300°	1500°	
15.0	0.3	213.03	\bar{v}	31.939	33.963	37.985	41.986	45.978	49.964	53.946	57.926	61.905	69.858	77.807	
			h_g	1216.2	1239.9	1287.3	1335.2	1383.8	1432.2	1483.4	1534.5	1586.5	1693.2	1803.4	
20.0	5.3	227.96	\bar{v}	23.900	25.478	28.457	31.466	34.465	37.458	40.447	43.435	46.420	52.388	58.352	
			h_g	1215.4	1239.2	1286.9	1334.9	1383.5	1432.9	1483.2	1534.3	1586.3	1693.1	1803.3	
30.0	15.3	250.34	\bar{v}	15.859	16.892	18.929	20.945	22.951	24.952	26.949	28.943	30.936	34.918	38.896	
			h_g	1213.6	1237.8	1286.0	1334.2	1383.0	1432.5	1482.8	1534.0	1586.1	1692.9	1803.2	
40.0	25.3	267.25	\bar{v}	11.838	12.674	14.665	15.685	17.195	18.699	20.199	21.697	23.194	26.183	29.168	
			h_g	1211.7	1236.4	1285.0	1333.6	1382.5	1432.1	1482.5	1533.7	1585.8	1692.7	1803.0	
50.0	35.3	281.02	\bar{v}	9.474	10.062	11.306	12.529	13.741	14.947	16.150	17.350	18.549	20.942	23.332	
			h_g	1209.9	1234.9	1284.1	1332.9	1382.0	1431.7	1482.2	1533.4	1585.6	1692.5	1802.9	
60.0	45.3	292.71	\bar{v}	7.815	8.354	9.400	10.425	11.438	12.446	13.450	14.452	15.452	17.448	19.441	
			h_g	1208.0	1233.5	1283.2	1332.3	1381.5	1431.3	1481.8	1533.2	1585.3	1692.4	1802.8	
70.0	55.3	302.92	\bar{v}	6.664	7.133	8.039	8.922	9.793	10.659	11.522	12.382	13.240	14.952	16.661	
			h_g	1206.0	1232.0	1282.2	1331.6	1381.0	1430.9	1481.5	1532.9	1585.1	1692.2	1802.6	
80.0	65.3	312.04	\bar{v}	5.801	6.218	7.018	7.794	8.560	9.319	10.075	10.829	11.581	13.081	14.577	
			h_g	1204.0	1230.5	1281.3	1330.9	1380.5	1430.5	1481.1	1532.6	1584.9	1692.0	1802.5	
90.0	75.3	320.28	\bar{v}	5.178	5.505	6.223	6.917	7.600	8.277	8.950	9.621	10.290	11.625	12.956	
			h_g	1202.0	1228.9	1280.3	1330.2	1380.0	1430.1	1480.8	1532.3	1584.6	1691.8	1802.4	
100.0	85.3	327.82	\bar{v}	4.590	4.935	5.588	6.216	6.833	7.443	8.050	8.655	9.258	10.460	11.659	
			h_g	1199.9	1227.4	1279.3	1329.6	1379.5	1429.7	1480.4	1532.0	1584.4	1691.6	1802.2	
120.0	105.3	341.27	\bar{v}	3.7815	4.0786	4.6341	5.1637	5.6813	6.1928	6.7006	7.2060	7.7096	8.7130	9.7130	
			h_g	1195.6	1224.1	1277.4	1328.2	1378.4	1428.8	1479.8	1531.4	1583.9	1691.3	1802.0	
140.0	125.3	353.04	\bar{v}	3.4661	3.9526	4.4119	4.8588	5.2995	5.7364	6.1709	6.6036	7.4652	8.3233	9.1733	
			h_g	1220.8	1275.3	1326.8	1377.4	1428.0	1479.1	1530.8	1583.4	1690.9	1801.7		
160.0	145.3	363.55	\bar{v}	3.0060	3.4413	3.8480	4.2420	4.6295	5.0132	5.3945	5.7741	6.5793	7.2811	8.0144	
			h_g	1217.4	1273.3	1325.4	1376.4	1427.2	1478.4	1530.3	1582.9	1690.5	1801.4		
180.0	165.3	373.08	\bar{v}	2.6474	3.0433	3.4093	3.7621	4.1084	4.4508	4.7907	5.1289	5.8014	6.4704	7.1402	
			h_g	1213.8	1271.2	1324.0	1375.3	1426.7	1477.7	1529.7	1582.4	1690.2	1801.2		
200.0	185.3	381.80	\bar{v}	2.3598	2.7247	3.0583	3.3783	3.6915	4.0008	4.3077	4.6128	5.2191	5.8219	6.4259	
			h_g	1210.1	1269.0	1322.6	1374.3	1425.5	1477.0	1529.1	1581.9	1689.8	1800.9		
220.0	205.3	389.88	\bar{v}	2.1240	2.4638	2.7710	3.0642	3.3504	3.6327	3.9125	4.1905	4.7476	5.2913	5.8356	
			h_g	1206.3	1266.9	1321.2	1373.2	1424.7	1476.3	1528.5	1581.4	1689.4	1800.6		
240.0	225.3	397.39	\bar{v}	1.9268	2.2462	2.5316	2.8024	3.0661	3.3259	3.5831	3.8385	4.3556	4.8492	5.3432	
			h_g	1202.4	1264.6	1319.7	1372.1	1423.8	1475.6	1527.9	1580.9	1689.1	1800.4		
260.0	245.3	404.44	\bar{v}	1.7619	2.0619	2.3289	2.5808	2.8256	3.0663	3.3044	3.5408	4.0097	4.4750	4.9400	
			h_g	1202.4	1262.4	1318.2	1371.1	1423.0	1474.9	1527.3	1580.4	1688.7	1800.1		
280.0	265.3	411.07	\bar{v}	1.6037	1.8537	2.1551	2.3909	2.6194	2.8474	3.0655	3.2855	3.7217	4.1543	4.5869	
			h_g	1200.0	1260.0	1316.8	1370.0	1422.1	1474.2	1526.8	1579.9	1688.4	1799.8		
300.0	285.3	417.35	\bar{v}	1.4665	1.6665	1.9265	2.1665	2.4065	2.6465	2.8865	3.0665	3.4721	3.8764	4.2807	
			h_g	1200.0	1260.0	1316.8	1370.0	1422.1	1474.2	1526.8	1579.9	1688.4	1799.8		
320.0	305.3	423.31	\bar{v}	1.3333	1.4662	1.6662	1.8722	2.0822	2.2842	2.4821	2.6774	2.9708	3.2538	3.6332	
			h_g	1200.0	1255.2	1313.7	1367.8	1420.5	1472.9	1525.6	1578.9	1687.6	1799.3		
340.0	325.3	428.99	\bar{v}	1.2111	1.3333	1.4662	1.6333	1.8111	1.9889	2.1667	2.3445	2.7000	3.0611	3.4186	
			h_g	1200.0	1252.8	1312.7	1366.7	1419.6	1472.1	1525.0	1578.4	1687.3	1799.0		
360.0	345.3	434.41	\bar{v}	1.1000	1.2111	1.3333	1.4662	1.6111	1.7556	1.9000	2.0444	2.4889	2.8779	3.2670	
			h_g	1200.0	1250.3	1310.6	1365.6	1418.7	1471.5	1524.4	1577.9	1686.9	1798.8		

*Extraídas de las "tablas de vapor de agua", ASME

Propiedades del vapor de agua sobrecalentado (continuación)
FIG. 36

Presión (libras por pulg ²)		Temp. de sat. t	Temperatura total *F (t)												
Abs. p ^a	Man. p		500°	600°	700°	800°	900°	1000°	1100°	1200°	1300°	1400°	1500°		
380.0	365.3	439.61	∇ 1.3606 h_g 1247.7	1.5598 1309.0	1.7410 1364.5	1.9139 1417.9	2.0825 1470.8	2.2484 1523.8	2.4124 1577.4	2.5750 1631.6	2.7366 1685.5	2.8923 1742.2	3.0572 1798.5		
400.0	385.3	444.60	∇ 1.2841 h_g 1242.4	1.4763 1305.8	1.6499 1363.3	1.8151 1416.2	1.9759 1469.4	2.1339 1522.7	2.2901 1576.4	2.4450 1630.8	2.5987 1685.8	2.7515 1741.9	2.9037 1798.2		
420.0	405.3	449.40	∇ 1.2148 h_g 1242.4	1.4007 1305.8	1.5676 1363.3	1.7258 1416.2	1.8795 1469.4	2.0304 1522.7	2.1795 1576.4	2.3273 1630.8	2.4739 1685.8	2.6196 1741.6	2.7647 1798.0		
440.0	425.3	454.03	∇ 1.1517 h_g 1239.7	1.3319 1304.2	1.4926 1361.1	1.6445 1415.3	1.7918 1468.7	1.9363 1522.1	2.0790 1575.9	2.2203 1630.4	2.3605 1685.5	2.4998 1741.2	2.6384 1797.7		
460.0	445.3	458.50	∇ 1.0939 h_g 1236.9	1.2691 1302.5	1.4242 1360.0	1.5703 1414.4	1.7117 1468.0	1.8504 1521.5	1.9872 1575.4	2.1226 1629.9	2.2569 1685.1	2.3903 1740.9	2.5230 1797.4		
480.0	465.3	462.82	∇ 1.0409 h_g 1234.1	1.2115 1300.8	1.3615 1358.8	1.5033 1413.6	1.6384 1467.3	1.7716 1520.9	1.9030 1574.9	2.0330 1629.5	2.1619 1684.7	2.2900 1740.6	2.4173 1797.2		
500.0	485.3	467.01	∇ 0.9919 h_g 1231.2	1.1584 1299.1	1.3037 1357.7	1.4397 1412.7	1.5708 1466.6	1.6997 1520.3	1.8256 1574.4	1.9507 1629.1	2.0746 1684.4	2.1977 1740.3	2.3200 1796.9		
520.0	505.3	471.07	∇ 0.9466 h_g 1228.3	1.1094 1297.4	1.2504 1356.5	1.3819 1411.8	1.5085 1465.9	1.6323 1519.7	1.7542 1573.9	1.8746 1628.7	1.9940 1684.0	2.1125 1740.0	2.2301 1796.7		
540.0	525.3	475.01	∇ 0.9045 h_g 1225.3	1.0640 1295.7	1.2010 1355.3	1.3284 1410.9	1.4508 1465.1	1.5704 1519.1	1.6880 1573.4	1.8042 1628.2	1.9193 1683.6	2.0336 1739.7	2.1471 1796.4		
560.0	545.3	478.84	∇ 0.8653 h_g 1222.2	1.0217 1293.9	1.1552 1354.2	1.2787 1410.0	1.3972 1464.4	1.5129 1518.6	1.6266 1572.9	1.7388 1627.8	1.8500 1683.3	1.9603 1739.4	2.0699 1796.1		
580.0	565.3	482.57	∇ 0.8287 h_g 1219.1	0.9824 1292.1	1.1125 1353.0	1.2324 1409.2	1.3473 1463.7	1.4593 1518.0	1.5693 1572.4	1.6780 1627.4	1.7855 1683.9	1.8921 1739.1	1.998. 1795.9		
600.0	585.3	486.20	∇ 0.7944 h_g 1215.9	0.9456 1290.3	1.0726 1351.8	1.1892 1408.3	1.3008 1463.0	1.4093 1517.4	1.5160 1571.9	1.6211 1627.0	1.7252 1683.6	1.8284 1738.8	1.9309 1795.6		
650.0	635.3	494.89	∇ 0.7173 h_g 1207.6	0.8634 1285.7	0.9835 1348.7	1.0929 1406.0	1.1969 1461.2	1.2979 1515.9	1.3969 1570.7	1.4944 1625.9	1.5909 1681.6	1.6864 1738.0	1.7813 1794.9		
700.0	685.3	503.08	∇ 0.7928 h_g 1281.0	0.9072 1345.6	1.0102 1403.7	1.1078 1459.4	1.2048 1514.4	1.2948 1569.4	1.3858 1624.8	1.4757 1680.7	1.5647 1737.2	1.6547 1793.7	1.7443 1850.2		
750.0	735.3	510.84	∇ 0.7313 h_g 1276.1	0.8409 1342.5	0.9386 1401.5	1.0306 1457.6	1.1195 1513.9	1.2063 1568.2	1.2916 1623.8	1.3759 1679.8	1.4592 1736.4	1.5419 1793.6	1.6246 1850.4		
800.0	785.3	518.21	∇ 0.6774 h_g 1271.1	0.7828 1339.3	0.8759 1399.1	0.9631 1455.8	1.0470 1511.4	1.1289 1566.0	1.2093 1622.7	1.2885 1678.9	1.3669 1735.7	1.4446 1792.9	1.5223 1850.6		
850.0	835.3	525.74	∇ 0.6796 h_g 1265.9	0.7315 1336.0	0.8205 1396.8	0.9034 1454.0	0.9830 1510.0	1.0606 1565.7	1.1366 1621.6	1.2115 1678.0	1.2855 1734.9	1.3588 1792.3	1.4325 1849.7		
900.0	885.3	531.95	∇ 0.5869 h_g 1260.6	0.6858 1332.7	0.7713 1394.4	0.8504 1452.2	0.9262 1508.5	0.9998 1564.4	1.0720 1620.6	1.1430 1677.1	1.2131 1734.1	1.2825 1791.6	1.3515 1848.1		
950.0	935.3	538.39	∇ 0.5485 h_g 1255.1	0.6449 1329.3	0.7271 1392.0	0.8030 1450.3	0.8753 1507.0	0.9455 1563.2	1.0142 1619.5	1.0817 1676.2	1.1484 1733.3	1.2143 1791.0	1.2802 1848.7		
1000.0	985.3	544.58	∇ 0.5137 h_g 1249.3	0.6080 1325.9	0.6875 1389.6	0.7603 1448.5	0.8295 1505.4	0.8966 1561.9	0.9622 1618.4	1.0266 1675.3	1.0901 1732.5	1.1529 1790.3	1.2157 1848.5		
1050.0	1035.3	550.53	∇ 0.4821 h_g 1243.4	0.5745 1322.4	0.6515 1387.2	0.7216 1446.6	0.7881 1503.9	0.8524 1560.7	0.9151 1617.4	0.9767 1674.1	1.0373 1731.8	1.0973 1789.6	1.1573 1848.0		
1100.0	1085.3	556.28	∇ 0.4531 h_g 1237.3	0.5440 1318.8	0.6188 1384.7	0.6865 1444.7	0.7505 1502.4	0.8121 1559.4	0.8723 1616.3	0.9314 1675.3	0.9894 1731.0	1.0468 1789.0	1.1042 1848.0		
1150.0	1135.3	561.82	∇ 0.4263 h_g 1230.9	0.5162 1315.7	0.5889 1382.7	0.6544 1442.8	0.7161 1500.9	0.7754 1558.1	0.8332 1615.2	0.8899 1672.6	0.9456 1730.2	1.0007 1788.3	1.0573 1848.0		

Propiedades del vapor de agua sobrecalentado (conclusión)
FIG. 36

Presión libras por pulg. ²		Temp. de sat. t	Temperatura total *F (t)												
Abs. P ^a	Man. P	t	650°	700°	750°	800°	900°	1000°	1100°	1200°	1300°	1400°	1500°		
1200.0	1185.3	567.19	∇ h _g	0.4497 1271.8	0.4905 1311.5	0.5273 1346.9	0.5615 1379.7	0.6150 1440.9	0.6845 1499.4	0.7418 1556.9	0.7974 1614.2	0.8519 1671.6	0.9055 1729.4	0.9584 1787.6	
1300.0	1285.3	577.42	∇ h _g	0.4052 1261.9	0.4451 1303.9	0.4804 1340.8	0.5129 1374.6	0.5729 1437.1	0.6287 1496.3	0.6822 1554.3	0.7341 1612.0	0.7847 1669.8	0.8345 1727.9	0.8836 1786.3	
1400.0	1385.3	587.07	∇ h _g	0.3667 1251.4	0.4059 1296.1	0.4400 1334.5	0.4712 1369.3	0.5282 1433.2	0.5809 1493.2	0.6311 1551.8	0.6798 1609.9	0.7272 1668.0	0.7737 1726.3	0.8195 1785.0	
1500.0	1485.3	596.20	∇ h _g	0.3328 1240.2	0.3717 1287.9	0.4049 1328.0	0.4350 1364.0	0.4894 1429.2	0.5394 1490.1	0.5869 1549.2	0.6322 1607.7	0.6773 1666.2	0.7210 1724.8	0.7639 1783.7	
1600.0	1585.3	604.87	∇ h _g	0.3036 1228.3	0.3415 1279.4	0.3741 1321.4	0.4032 1358.5	0.4555 1425.2	0.5031 1486.9	0.5482 1546.6	0.5915 1605.6	0.6336 1664.3	0.6748 1723.1	0.7153 1781.3	
1700.0	1685.3	613.13	∇ h _g	0.2754 1215.3	0.3147 1270.5	0.3468 1314.5	0.3751 1352.9	0.4255 1421.2	0.4711 1483.3	0.5140 1544.0	0.5551 1603.4	0.5951 1662.5	0.6341 1721.7	0.6724 1781.0	
1800.0	1785.3	621.02	∇ h _g	0.2505 1201.2	0.2906 1261.1	0.3223 1307.4	0.3500 1347.2	0.3988 1417.7	0.4426 1480.6	0.4836 1541.4	0.5229 1601.2	0.5609 1660.7	0.5980 1720.1	0.6344 1779.7	
1900.0	1885.3	628.56	∇ h _g	0.2274 1185.7	0.2687 1251.3	0.3004 1300.2	0.3275 1341.4	0.3749 1412.9	0.4171 1477.4	0.4565 1538.8	0.4940 1599.1	0.5303 1658.8	0.5656 1718.6	0.6002 1778.4	
2000.0	1985.3	635.80	∇ h _g	0.2056 1168.3	0.2488 1240.9	0.2805 1292.6	0.3072 1335.4	0.3534 1408.7	0.3942 1474.1	0.4320 1536.2	0.4680 1596.9	0.5027 1657.0	0.5365 1717.1	0.5695 1777.1	
2100.0	2085.3	642.76	∇ h _g	0.1847 1148.5	0.2304 1229.8	0.2624 1284.9	0.2888 1329.3	0.3339 1404.4	0.3734 1470.9	0.4099 1533.6	0.4445 1594.7	0.4778 1655.2	0.5104 1715.4	0.5418 1775.7	
2200.0	2185.3	649.45	∇ h _g	0.1636 1133.9	0.2124 1218.0	0.2458 1276.8	0.2720 1323.1	0.3161 1400.0	0.3545 1467.6	0.3897 1530.9	0.4231 1593.5	0.4551 1653.3	0.4862 1713.9	0.5165 1774.4	
2300.0	2285.3	655.89	∇ h _g	0.1425 1205.3	0.1925 1268.4	0.2205 1316.7	0.2566 1395.7	0.2999 1464.2	0.3372 1528.3	0.3714 1590.3	0.4035 1651.5	0.4344 1712.3	0.4643 1773.1	0.4935 1833.1	
2400.0	2385.3	662.11	∇ h _g	0.1224 1191.6	0.1824 1259.7	0.2164 1310.1	0.2471 1391.2	0.2850 1460.9	0.3214 1525.6	0.3545 1588.1	0.3856 1649.6	0.4155 1710.8	0.4443 1771.8	0.4724 1832.8	
2500.0	2485.3	668.11	∇ h _g	0.1031 1176.7	0.1681 1250.6	0.2032 1302.4	0.2293 1386.7	0.2712 1457.5	0.3068 1522.9	0.3390 1585.9	0.3692 1648.8	0.3980 1709.2	0.4259 1770.4	0.4529 1831.6	
2600.0	2585.3	673.91	∇ h _g	0.0844 1160.2	0.1544 1241.1	0.1909 1296.5	0.2171 1381.1	0.2585 1451.1	0.2933 1520.2	0.3247 1583.7	0.3540 1646.0	0.3814 1707.7	0.4088 1769.1	0.4350 1830.5	
2700.0	2685.3	679.53	∇ h _g	0.0662 1142.0	0.1411 1231.1	0.1794 1291.5	0.2058 1377.5	0.2468 1448.1	0.2809 1517.5	0.3114 1581.5	0.3399 1644.1	0.3670 1706.1	0.3931 1767.8	0.4184 1829.5	
2800.0	2785.3	684.96	∇ h _g	0.0485 1121.7	0.1278 1220.6	0.1685 1282.1	0.1952 1372.8	0.2358 1447.2	0.2693 1521.8	0.2991 1587.9	0.3268 1647.2	0.3532 1707.5	0.3785 1768.5	0.4030 1829.5	
2900.0	2885.3	690.22	∇ h _g	0.0311 1095.3	0.1138 1209.6	0.1581 1274.7	0.1853 1368.0	0.2256 1443.7	0.2585 1512.1	0.2877 1577.0	0.3147 1640.4	0.3403 1703.0	0.3649 1765.2	0.3887 1827.4	
3000.0	2985.3	695.33	∇ h _g	0.0142 1060.5	0.0982 1197.9	0.1483 1267.0	0.1759 1363.2	0.2161 1440.2	0.2484 1509.4	0.2770 1574.8	0.3033 1638.5	0.3281 1701.4	0.3512 1763.8	0.3753 1827.1	
3100.0	3085.3	700.28	∇ h _g	0.0075 1045.0	0.0828 1185.4	0.1389 1259.1	0.1671 1358.4	0.2071 1436.7	0.2390 1506.6	0.2670 1572.6	0.2927 1636.7	0.3170 1699.8	0.3403 1763.9	0.3628 1827.5	
3200.0	3185.3	705.08	∇ h _g	0.0010 1029.5	0.0671 1172.3	0.1200 1250.9	0.1588 1353.4	0.1987 1433.1	0.2301 1503.8	0.2576 1570.3	0.2827 1634.8	0.3073 1698.3	0.3319 1761.2	0.3510 1827.2	
3300.0	3285.3	709.63	∇ h _g	0.0000 1014.0	0.0512 1158.2	0.1010 1242.5	0.1510 1348.4	0.1908 1429.5	0.2218 1501.0	0.2488 1568.1	0.2734 1631.9	0.2966 1696.7	0.3187 1759.9	0.3400 1827.9	
3400.0	3385.3	713.91	∇ h _g	0.0000 1000.0	0.0354 1143.2	0.0810 1233.7	0.1435 1343.4	0.1834 1425.9	0.2140 1498.3	0.2405 1565.8	0.2646 1631.1	0.2872 1695.1	0.3088 1759.5	0.3296 1827.5	

Propiedades del vapor de agua sobrecalentado y agua comprimida*
FIG. 37

\bar{v} = Volumen específico, pie³ por libra
 h_g = Entalpia del vapor; BTU por libra

Presión absoluta libras/pulg ²	Temperatura total grados Fahrenheit (t)													
	200°	400°	500°	600°	700°	800°	900°	1000°	1100°	1200°	1300°	1400°	1500°	
3500	\bar{v} 0.0164 h_g 176.0	0.0183 379.1	0.0199 487.6	0.0215 608.4	0.0307 779.4	0.1364 1224.6	0.1764 1338.2	0.2066 1422.2	0.2326 1495.5	0.2563 1563.6	0.2784 1629.2	0.2995 1693.6	0.3198 1757.2	
3600	\bar{v} 0.0164 h_g 176.3	0.0183 379.3	0.0198 487.6	0.0225 608.1	0.0302 775.1	0.1296 1215.3	0.1697 1333.0	0.1996 1418.6	0.2252 1492.6	0.2485 1561.3	0.2702 1627.3	0.2908 1692.0	0.3106 1755.9	
3800	\bar{v} 0.0164 h_g 176.7	0.0183 379.5	0.0198 487.7	0.0224 607.5	0.0194 768.4	0.1169 1195.5	0.1574 1322.4	0.1865 1411.2	0.2116 1487.0	0.2340 1556.8	0.2549 1623.6	0.2746 1688.9	0.2936 1753.7	
4000	\bar{v} 0.0164 h_g 177.2	0.0182 379.8	0.0198 487.7	0.0223 606.9	0.0287 763.0	0.1052 1174.3	0.1463 1311.6	0.1752 1403.6	0.1994 1481.3	0.2210 1552.2	0.2411 1619.8	0.2601 1685.7	0.2783 1750.6	
4200	\bar{v} 0.0164 h_g 177.6	0.0182 380.1	0.0197 487.8	0.0222 606.4	0.0282 758.6	0.0945 1151.6	0.1362 1300.4	0.1647 1396.0	0.1883 1475.5	0.2093 1547.6	0.2287 1616.1	0.2470 1682.6	0.2645 1748.0	
4400	\bar{v} 0.0164 h_g 178.1	0.0182 380.4	0.0197 487.9	0.0222 605.9	0.0278 754.8	0.0846 1127.3	0.1270 1388.3	0.1552 1469.7	0.1782 1543.0	0.1986 1612.3	0.2174 1679.4	0.2351 1745.3	0.2519 1795.3	
4600	\bar{v} 0.0164 h_g 178.5	0.0182 380.7	0.0197 487.9	0.0221 605.5	0.0274 751.5	0.0751 1100.0	0.1186 1380.5	0.1465 1463.9	0.1691 1538.4	0.1889 1608.5	0.2071 1676.3	0.2242 1742.7	0.2404 1799.0	
4800	\bar{v} 0.0164 h_g 179.0	0.0182 380.9	0.0196 488.0	0.0220 605.0	0.0271 748.6	0.0665 1071.2	0.1109 1265.2	0.1385 1458.0	0.1606 1533.8	0.1800 1607.7	0.1977 1673.1	0.2142 1732.9	0.2299 1789.0	
5200	\bar{v} 0.0164 h_g 179.9	0.0181 381.5	0.0196 488.2	0.0219 604.3	0.0265 743.7	0.0531 1016.9	0.0973 1244.3	0.1244 1356.6	0.1458 1446.2	0.1642 1524.5	0.1810 1606.8	0.1966 1666.8	0.2114 1724.7	
5600	\bar{v} 0.0163 h_g 180.8	0.0181 382.1	0.0195 488.4	0.0217 603.6	0.0260 739.6	0.0447 975.0	0.0856 1214.8	0.1124 1340.2	0.1331 1414.3	0.1508 1515.2	0.1667 1589.6	0.1815 1660.5	0.1954 1729.5	
6000	\bar{v} 0.0163 h_g 181.7	0.0180 382.7	0.0195 488.6	0.0216 602.9	0.0256 736.1	0.0397 945.1	0.0757 1188.8	0.1020 1323.6	0.1221 1422.3	0.1391 1505.9	0.1544 1612.0	0.1684 1654.2	0.1817 1724.2	
6500	\bar{v} 0.0163 h_g 182.9	0.0180 383.4	0.0194 488.9	0.0215 602.3	0.0252 732.4	0.0358 919.5	0.0655 1156.3	0.0909 1302.7	0.1104 1407.3	0.1266 1494.2	0.1411 1572.5	0.1544 1646.4	0.1669 1717.6	
7000	\bar{v} 0.0163 h_g 184.0	0.0180 384.2	0.0193 489.3	0.0213 601.7	0.0248 729.3	0.0334 901.8	0.0573 1124.9	0.0816 1281.7	0.1004 1392.2	0.1160 1482.6	0.1298 1563.1	0.1424 1638.6	0.1542 1711.1	
7500	\bar{v} 0.0163 h_g 185.2	0.0179 384.9	0.0193 489.6	0.0212 601.3	0.0245 726.6	0.0318 889.0	0.0512 1097.7	0.0737 1261.0	0.0918 1377.2	0.1068 1471.0	0.1200 1553.7	0.1321 1630.8	0.1433 1704.6	
8000	\bar{v} 0.0162 h_g 186.3	0.0179 385.7	0.0192 490.0	0.0211 600.9	0.0242 724.3	0.0306 879.1	0.0465 1074.3	0.0671 1241.0	0.0845 1362.2	0.0989 1459.6	0.1115 1544.5	0.1230 1623.1	0.1338 1698.1	
9000	\bar{v} 0.0162 h_g 188.6	0.0178 387.3	0.0191 490.9	0.0209 600.3	0.0237 720.4	0.0288 864.7	0.0402 1040.2	0.0564 1204.1	0.0724 1333.0	0.0858 1437.1	0.0975 1526.3	0.1081 1607.9	0.1179 1685.3	
10000	\bar{v} 0.0161 h_g 190.9	0.0177 388.9	0.0189 491.8	0.0207 600.0	0.0233 717.5	0.0276 854.5	0.0362 1011.2	0.0495 1172.6	0.0633 1305.3	0.0757 1415.3	0.0865 1508.6	0.0963 1593.1	0.1054 1672.8	
11000	\bar{v} 0.0161 h_g 193.2	0.0176 390.5	0.0188 492.8	0.0205 599.9	0.0229 715.1	0.0267 846.9	0.0335 1016.3	0.0443 1146.3	0.0562 1280.2	0.0676 1394.1	0.0776 1491.5	0.0868 1578.2	0.0952 1660.6	
12000	\bar{v} 0.0161 h_g 195.5	0.0176 392.1	0.0187 493.9	0.0203 599.9	0.0226 713.3	0.0260 841.0	0.0317 977.8	0.0405 1124.5	0.0508 1258.0	0.0610 1374.7	0.0704 1465.1	0.0790 1564.9	0.0869 1648.8	
13000	\bar{v} 0.0160 h_g 197.8	0.0175 393.8	0.0186 495.0	0.0201 600.1	0.0223 711.9	0.0253 836.3	0.0302 986.8	0.0376 1106.7	0.0466 1238.5	0.0558 1356.5	0.0645 1439.4	0.0725 1551.6	0.0799 1637.4	
14000	\bar{v} 0.0160 h_g 200.1	0.0174 395.5	0.0185 496.2	0.0200 600.5	0.0220 710.8	0.0248 832.6	0.0291 958.0	0.0354 1092.3	0.0432 1221.4	0.0519 1340.2	0.0595 1444.4	0.0670 1538.8	0.0740 1626.3	
15000	\bar{v} 0.0159 h_g 202.4	0.0174 397.2	0.0184 497.4	0.0198 600.9	0.0218 710.0	0.0244 829.5	0.0282 950.9	0.0337 1080.6	0.0405 1206.8	0.0479 1326.0	0.0552 1430.3	0.0624 1526.4	0.0690 1615.9	
15500	\bar{v} 0.0159 h_g 203.6	0.0173 398.1	0.0184 498.1	0.0198 601.2	0.0217 709.7	0.0242 828.2	0.0278 947.8	0.0329 1075.7	0.0393 1200.3	0.0464 1319.6	0.0534 1423.6	0.0603 1520.4	0.0668 1610.8	

*Extraídas de la "Tablas de vapor de agua", ASME

NOMENCLATURA

A	Superficie de transferencia de calor ft ²
a''	Superficie externa por pie lineal de tubería o tubo, ft
a'	Area de flujo, in ²
B	Espaciado de los deflectores
C	Calor específico del fluido caliente, BTU/lb °F
c	Calor específico del fluido frío, BTU/lb °F
C _l	Calor específico del líquido, BTU/lb °F
CS	Factor de superficie
D ó	Diámetro interior del tubo, ft
D _i	Diámetro interior del tubo, in
DC	Diámetro de la coraza, in
Db	Diámetro del haz de tubos, in
De, De'	Diámetro equivalente para la transferencia de calor y caída de presión, ft
De	Diámetro interior de la coraza, ft
DE ó	Diámetro exterior del tubo, in
do	
Do	Diámetro externo del tubo, ft
DI	Diámetro interior de la coraza o tubo, in
F _c	Facción calórica, adimensional
Fr	Factor de diferencia de temperatura, °F
f	Factor de fricción, ft ² /in ²
G	Masa velocidad, lb/hft ²
g'	Aceleración de la gravedad, ft/seg ²
g	
gc	Factor de conversión, 4.17 x 10 ⁸ lb-ft/h ² -lb
H	Entalpia, BTU/lb
h	Coefficiente de transferencia de calor en general, BTU/h ft ² °F
h _i , h _o	Coefficiente de transferencia de calor para fluido interior y fluido exterior, BTU/h ft ² °F
h _o	El valor de h _i cuando se refiere al diámetro exterior del tubo, BTU/h ft ² °F

hp, h _s	Coefficiente de película para precalentamiento. transferencia de calor sensible y vaporización. BTU/h ft ² °F
h _{sv}	
h _{EB}	Coefficiente de ebullición nucleada. BTU/h °F
h _{df}	Coefficiente de convección dos fases
h _e	Coefficiente de ebullición. BTU/h ft ² °F
j _H	Factor de transferencia de calor, adimensional
K	Constante de equilibrio para vapor-liquido, adimensional
K _c	Constante calorica, adimensional
K _o	Conductividad termica del fluido temperatura promedio
K _l	Conductividad termica del liquido, BTU/h ft ² °F/ft
K _v	Conductividad termica del tubo
k	Conductividad termica, BTU/hft ² °Fft
L	Longitud del tubo, ft
ó LT	
MLDT	Media logaritmica de la diferencia de temperatura, °F
N _t	Número de tubos
n ó	Número de pasos por los tubos
NP	
NTC	No. de tubos por cambiador
NPr	Número de Prandtl
N _{rv}	Número de tubos en la hilera vertical
OD	Area exterior del tubo/ft lineal, ft ² /ft
P _t	Paso del tubo, in
PC	Presión critica, lb/in ²
P	Presión de operación, lb/in ²
ΔP	Caída de presión, lb/in ²
ΔP _r	Caída de presión total, en el tubo, y de retorno, lb/in ²
ΔP _t , ΔP _r	
q _p , q _s	Flujo de calor para precalentamiento, calentamiento sensible y vaporización. BTU/lib
q _v	
Q	Flujo de calor ó carga termica, BTU/h
Q _R	Carga termica requerida, BTU/h
Q _D	Carga termica disponible, BTU/h
q _t	Flux de calor de un tubo, BTU/h ft ²
q _H	Flux de calor del haz de tubos, BTU/h ft ²
R	Razón de reflujo, adimensional
R _d	Factor de obstrucción, h ft ² °F/BTU

Re	Número de Reynolds, adimensional
o NRo	
Rv	Resistencia de la pared, hr ft ² °F/BTU
S.Sprom	Gravedad específica, gravedad específica promedio, adim.
Tc	Temperatura calórica del fluido caliente, °F
Ts	Temperatura del vapor de agua, °F
T1, T2	Temperatura de ebullición isotérmica, °F
tc	Temperatura calórica del fluido frío, °F
t	Temperatura del fluido frío
tb	Temperatura de ebullición o burbuja, °F
tv	Temperatura de pared, °F
Δtc	Diferencias terminales frías y calientes, °F
Δth	
ΔT	Diferencia verdadera de temperatura, °F
Δtw	Diferencia de temperatura entre la pared del tubo y el
o ΔTe	líquido en ebullición, °F
U, Uc	Coefficiente total de transferencia de calor, coeficiente
Ub	limpio, y coeficiente de diseño, BTU/h ft ² °F
V	Velocidad, ft/seg
v, vv	Volúmen específico, Volúmen específico del vapor, Volúmen
vt	específico del líquido, ft ³ /lb
vi, vo	Volúmenes específicos de entrada, salida y promedio ft ³ /lb
Vprom	
W	Peso del flujo del fluido caliente, lb/h
w	Peso del flujo del fluido frío, lb/h
λ	Calor latente de vaporización, BTU/lb
μ	Viscosidad, lb/ft h
μl	Viscosidad del líquido, lb/ft h
ρ	Densidad, lb/ft ³
ρl	Densidad del líquido, lb/ft ³
ρv	Densidad del vapor, lb/ft ³
σ	Tensión superficial, lb/ft (dina/cm × 5.85 × 10 ⁻⁵ = lb/ft)
φ	Razón de viscosidad, adimensional
z	Altura estática o carga de fricción, ft

SUBINDICES

i	Entrada
o	Salida

BIBLIOGRAFIA

- 1.-Kern, Donal O, "Process Heat Transfer", McGraw-hill Book Co., Nueva York, 1984, Cap. 12, 13, 14, 15.
- 2.-Fair, J. R., What you need to design thermosiphon reboilers, Petroleum Refiner, 39, 2, 105 (1980)
- 3.-Jacobs, J. K., Reboiler selection simplified, Petroleum Refiner 40, 7, 189 (1981)
- 4.-Collins, G. K., Horizontal thermosiphon reboiler design, Hydrocarbon Processing, 51, 7, 68 (1976)
- 5.-Lowry, J.A., Evaluate reboiler fouling, Hydrocarbon Processing, 38, 2, 204 (1978)
- 6.-Palen, J.H., Shih C. C. & Taborek J., Mist flow in thermosiphon reboilers, AIChE, 12, 59 (1982)
- 7.-Awerbuch, L., V. Van der Mast & M. Weekes, The Geothermal flash evaporation process, AIChE., 23, 40 (1985)
- 8.-Johnson, D. L. & Y. Yukawa, Vertical thermosiphon reboilers in vacuum service, AIChE., 28, 17 (1979)
- 9.-Shah, G. C., Troubleshooting reboiler system, AIChE., 36, 53 (1979)
- 10.-Davinden K. Mehra, Selecting Evaporators, Chemical Engineering, 43, 50 (1986)
- 11.-CRANE, "Flujo de Fluidos", McGraw-Hill, (1989)
- 12.-Collier John G., Convective Boiling and Condensation, McGraw-Hill

- 13.-Palen W.J., Taborek J.J., Retinery Kettle reboilers, Chem. Eng. Prog., 58, 37-46, (1962)
- 14.-Palen W.J., Small M.W., A new way to design Kettle and internal reboilers, Hydrocarbon Processing, 43, 190-207, (1964)
- 15.-McNelly J.M., A correlation of the rates of heat transfer to nucleate boiling liquids, Chem. Eng., 7, 18-34, (1953)
- 16.-Palen J.W., Taborek J., Preventing Inefficient design of thermosyphon reboilers, AiChe, (1980)
- 17.-Mostlinsky I.I., Application of the rule of corresponding states for the calculation of heat transfer and critical heat flux to boiling liquids, Teploenergetika, 4, 66-71, (1963)
- 18.-Gilmour H. Charles, Performance of vaporizers: Heat transfer analysis of plan data, Chem. Eng. Prog., 55, 67-78.