

720754



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

FACULTAD DE QUÍMICA

"DISEÑO TÉRMICO DE UN RECUPERADOR DE CALOR TIPO TUBOS DE CALOR"



EXÁMENES PROFESIONALES
FAC. DE QUÍMICA

T E S I S
QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE
INGENIERO QUÍMICO
P R E S E N T A
MARGARITA CHACÓN HERNÁNDEZ

MEXICO, D. F.

1989



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 esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

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

1989
CLAS _____
ADQ 48
FECHA _____
PROG _____



JURADO:

Presidente: DR. JULIO RICARDO LANDGRAVE ROMERO
Vocal: I.Q. JOSE ANTONIO ORTIZ RAMIREZ
Secretario: I.Q. GILBERTO FABILA CARRERA
1er. Suplente: I.Q. LUCILA CECILIA MENDEZ CHAVEZ
2do. Suplente: I.Q. JESUS TORRES MERINO

Lugar donde se desarrollo el tema:

CORPORACION FARMACEUTICA S.A. DE C.V.

Asesor del tema:

I.Q. GILBERTO FABILA CARRERA



Sustentante:

MARGARITA CHACON HERNANDEZ.



A la memoria de mi madre:

MARGARITA HERNANDEZ CAUDILLO.

A mi padre:

ANTONIO CHACON FLORES.

A mis hermanos:

MA. ESTHER

ANTONIO

ANA LILIA

SILVIA

FELIPE

I N D I C E

	página
INTRODUCCION	1
GENERALIDADES	3
I.0 Descripción del Sistema de Recuperación de Calor	4
I.1 Análisis de las Partes que Constituyen un Tubo de Calor	6
I.1.1 Fluido de Trabajo	6
I.1.2 Pabilos	10
I.1.3 Tubo Contenedor	16
II.0 Parámetros de Diseño de los Recuperadores de Calor	
II.1 Mecanismos de Transferencia de Calor	23
II.2 Conducción	23
II.3 Convección	23
II.3.1 Transferencia de Calor en Vaporización	27
II.3.2 Transferencia de Calor en Condensación	50
II.3.3 Coeficientes de Transferencia de Calor en Tubos de Calor	60
III.0 Diseño Térmico de un Recuperador Tipo Tubos de Calor.	
Planteamiento de Necesidades	71
III.1 Metodología de Cálculo. Diagrama de Bloques	75
III.2 Desgloce de Metodología	69
III.3 Diseño Térmico de un Recuperador Tipo Tubos de Calor	99
IV.0 Usos y Justificación de Recuperadores Tipo Tubos de Calor	116
IV.1 Generalidades	116
IV.2 Estimación de Costos	125

	página	
IV.3	Análisis de los Sistemas	129
IV.4	Usos de Recuperadores Tipo Tubos de Calor	130
	CONCLUSIONES	149
	BIBLIOGRAFIA	150
	INDICE DE FIGURAS	
	INDICE DE GRAFICAS	
	INDICE DE TABLAS	

INTRODUCCION

La recuperación del calor es actualmente un factor importante en el desarrollo económico de cualquier proceso.

Como sabemos, el sector industrial ha venido aumentando rápidamente, requiriendo un consumo de energéticos mayor.

Los energéticos más empleados por la industria son del tipo combustible: carbón y derivados del petróleo, los cuales no son renovables, por ello la gran preocupación en el uso racional de estos mismos.

La industria ha adoptado medidas en la administración de sus necesidades energéticas, ésto es, la planeación de sus procesos con un máximo aprovechamiento de sus recursos. Esto es primordial para la economía misma de las empresas ya que, debido al aumento considerable que han tenido los energéticos, el mal aprovechamiento de ellos, representa un aumento en los costos de operación.

En los últimos años, la implementación de equipos de recuperación de calor en corrientes terminales, se ha incrementado para cubrir necesidades de la industria.

Este trabajo pretende ejemplificar mediante un sistema de recuperación de calor el aumento de la eficiencia de un proceso y además describir

el amplio rango de aplicación de este nuevo dispositivo, que hasta la fecha no se ha desarrollado a nivel nacional ninguna tecnología para su diseño.

GENERALIDADES.

El desarrollo del sistema de tubos de calor fue realizado inicialmente por Glaugler en 1944, en un trabajo presentado para la Corporación General Motor, para cubrir una necesidad de transferencia de calor. Dichos requerimientos fueron cubiertos por métodos convencionales, siendo ignorado este nuevo sistema.

Posteriormente en 1962 existe otra tentativa para la implementación de este sistema, realizado por Trefethen para la Compañía General Electric, pero tampoco se tuvo éxito en dicha implementación. Finalmente, en 1964, Grover y colaboradores en los Laboratorios Científicos de los Alamos, redescubren un invento similar al de Gaugler y le dan el nombre de "Tubos de Calor" (Heat Pipe). Este trabajo entonces fue reconocido y además se establece que el futuro de tal invento era prometedor.

El tubo de calor podía ser ligero y tener capacidades de transferencia de calor altas y además el calor podía ser transferido isotérmicamente y con ello, este sistema podía ser adaptado en aplicaciones de exploración espacial.

Desde 1964, el interés por este nuevo sistema ha crecido y el desarrollo de tecnología y aplicaciones ha sido fomentado. Existen programas de investigación que han llevado a cabo individualmente, tanto universidades como industrias privadas. [1].

I.0 DESCRIPCION DEL SISTEMA DE RECUPERACION DE CALOR.

Los tubos de calor funcionan esencialmente con tres componentes principales: un tubo en el cual está contenido un material poroso llamado "Pabilo" y un líquido llamado "Fluido de Trabajo", los cuales, están contenidos por el tubo.

El pabilo, se encarga de retornar al fluido de trabajo y este fluido a su vez, lleva a cabo el transporte de calor mediante los mecanismos de evaporación y condensación.

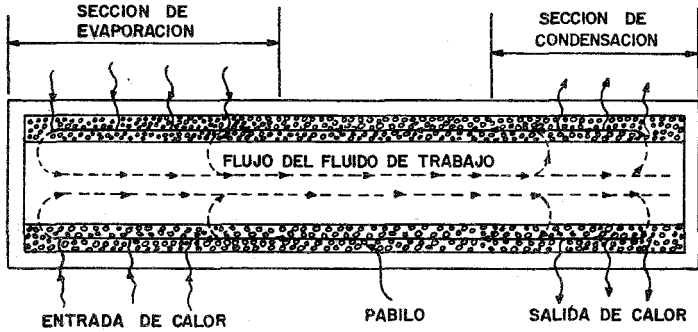
La selección del pabilo y fluido de trabajo dependerá de la compatibilidad entre ellos y del rango de operación, como se analizará en secciones posteriores.

En la fig. I.1 se muestra esquemáticamente el funcionamiento del tubo de calor.

El principio de operación es el siguiente:

- El suministro de calor por una fuente externa, hace que vaporice el líquido, contenido en el pabilo de la sección de vaporización.

- El vapor fluye, desde la sección de evaporación, hacia la sección fría de condensación.



- a PLACA DE SELLO
- b SELLO ESFERICO
- c ZONA DE EVAPORACION
- d ZONA DE CONDENSACION
- e FLUIDO A CALENTAR
- f GAS DE COMBUSTION

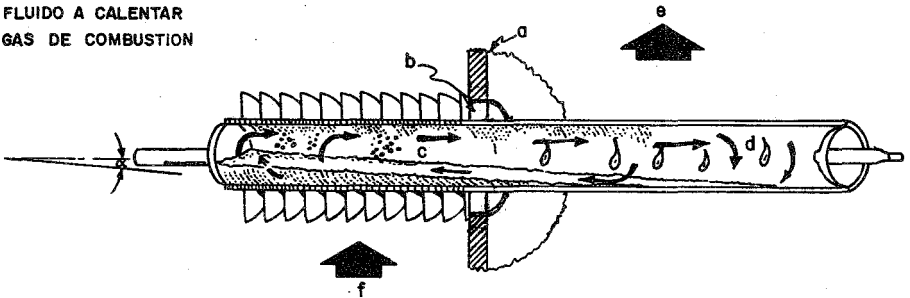


FIG. I.1 SECCION TRANSVERSAL DE UN TUBO DE CALOR.

- En la condensación el vapor cede su calor latente a sus alrededores.

- El líquido agotado en la sección de condensación fuerza a la interfase líquido-vapor a retroceder dentro del pabito, creando una presión capilar suficiente para bombear el líquido condensado hacia la sección de evaporación. De esta manera se restituye el ciclo hacia la etapa inicial.

I.1 Análisis de las Partes que Constituyen un Tubo de Calor.

I.1.1 Fluido de Trabajo.

Como se estableció anteriormente, el fluido de trabajo tiene como función realizar el transporte de calor a través del sistema.

Se pueden utilizar diversas sustancias como fluidos de trabajo, dependiendo de la temperatura de operación del sistema y ello constituye un criterio para su selección. En la tabla I.1 se enuncian las sustancias que han sido empleadas como fluidos de trabajo y su rango de aplicación.

Se han empleado más sustancias como fluidos de trabajo tales como: metano, tetrafloruro de carbono, acetona, cesio, plomo, indio, bismuto y plata; pero no se dispone de su rango de aplicación.

FLUIDOS DE TRABAJO

Fluido	Rango de Operación (°C)	T. Normal de Ebullición (°C)	Calores Latentes de Vaporización (Cal/Mol)
Agua	10 a 200	100	9 703.
Mercurio	190 a 650	357	13 980.
Potasio	400 a 800	760	18 920.
Sodio	500 a 1000	882.7	23 120.
Litio	900 a 1800	1 317.2	32 250.
Amoniaco	-70 a 50	-33.3	5 581.
Freon 12	54*	-29.8	39.5
Freon 11	87*	-	-
Freon 113	70 a 150	-	-
Metanol	-30 a 100	65	-
Nitrógeno	-200 a -170	-196.	-

(*) Aunque no se tiene un rango de aplicación, se reporta en la literatura la temperatura a la que fue utilizado.

Para seleccionar el fluido de trabajo, no solo la temperatura de operación es determinante, sino también, es importante considerar sus propiedades termofísicas como son:

I.1.1.a Punto de Ebullición.

Esta característica como se había mencionado anteriormente - está íntimamente ligada a la temperatura de operación del tubo de calor.

Los fluidos de trabajo pueden abarcar un gran rango de operación dentro del tubo de calor y por lo tanto su temperatura de ebullición varía.

I.1.1.b Calor Latente.

Con esta propiedad, es como se determina la cantidad de transporte de energía térmica a la temperatura de operación, que realiza el fluido de trabajo por unidad de masa.

Es deseable que, el fluido de trabajo tenga un calor latente - grande ya que con ello se logra transferir una máxima cantidad - de calor con el mínimo flujo de fluido y por consiguiente disminuir el tamaño del tubo.

I.1.1.c Conductividad Térmica.

Una alta conductividad térmica es recomendable para minimizar las diferencias de temperatura en las secciones radiales del tubo de calor.

I.1.1.d Tensión Superficial.

El valor de esta propiedad tiene repercusión de dos maneras: - por un lado, se sabe que para la ebullición desde un punto de vista teórico, una pequeña disminución de la tensión superficial produce, un considerable aumento en el número de núcleos de ebullición con la cual, ésta se ve favorecida; por otra parte, una alta tensión superficial ayuda para que el tubo de calor pueda operar contra la gravedad.

I.1.1.e Capacidad de Humectación.

Es necesario que el fluido de trabajo tenga una alta capacidad de humectación, para que quede completamente humectada toda la estructura del pabulo, ya que de lo contrario, se tendría una operación ineficiente y la posible generación de puntos calientes en la sección de evaporación del tubo de calor, así como la posibilidad de quemadura del fluido.

I.1.2 Pabilos.

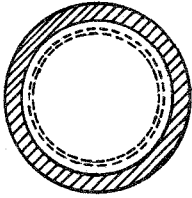
El pabilo constituye una estructura interna del tubo de calor que puede ir, desde un simple estriado interno del tubo, hasta estructuras más complejas, tales como, mallas de metales conglomerados que están adheridas a la pared interna del tubo de calor, - también materiales formando pequeñas arterias. En la figura I.2 se muestran algunas formas de pabilos.

Los pabilos tipo malla constan de dos o más espesores de hilo para obtener una fina mecha. Se utilizan en procesos criogénicos.

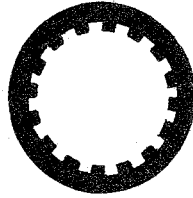
Los tipos de metales conglomerados se utilizan cuando se requiere una pequeña disminución de temperatura en el pabilo, ya que el calor es transmitido por la estructura del metal. Debido a las cantidades de deformación que pueden ocurrir en el conglomerado - no es posible predecir la configuración geométrica exacta de tales pabilos.

Los canales abiertos se utilizan cuando se presentan bajas - gravedades, así como también en procesos criogénicos utilizando - metales líquidos.

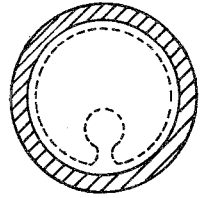
Los ámulos se utilizan cuando es necesaria una resistencia pequeña al flujo del líquido. No obstante, la resistencia al flujo de calor es mayor si la conductividad térmica de la fase líquida



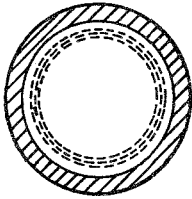
TIPO MALLA



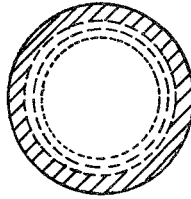
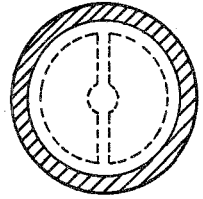
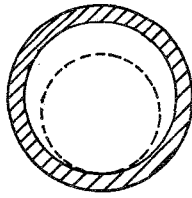
CANALES ABIERTOS



ARTERIA EN PEDESTAL



MALLAS CORRUGADAS

COMPUESTA DE DOS
TAMAÑOS DE MALLACAPILAR CON MALLA
DE ARTERIA

ANULO CRESCIENTE

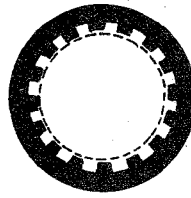
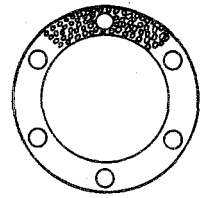
CANALES CUBIERTOS
CON MALLAARTERIAS DENTRO
DE CONGLOMERADOS
HOMOGENEOS

FIG. I. 2 ESTRUCTURAS DE PABILOS EN TUBOS DE CALOR.

del fluido de trabajo es pequeña. La acción capilar resulta de los pequeños ámulos que retienen al fluido de trabajo.

Los pabilos del tipo arteria son utilizadas en naves y satélites espaciales, debido a que transportan grandes cantidades de líquido con una caída de presión mínima.

En cuanto a los materiales de los pabilos se han utilizado algunos metales como: acero inoxidable, níquel, cobre, aluminio y metales esponjosos. También se han empleado materiales fibrosos o polvos conglomerados.

Ahora bien, el propósito de la existencia de este pabilo dentro del tubo de calor es que, la estructura del pabilo actúe como una bomba capilar para el transporte del fluido, desde la sección de condensación hasta la sección de evaporación. Algunas de las propiedades importantes de estos pabilos son:

I.1.2.a Porosidad.

La porosidad del pabilo y el tamaño del poro son muy importantes ya que, para obtener una buena capilaridad se requiere que los poros sean pequeños

Esto es necesario cuando el tubo de calor trabaja contra la gravedad.

La porosidad de cualquier material está definido como la relación de espacios huecos y su volumen total,

Cuantitativamente, la porosidad del pabalo en un tubo de calor puede ser calculado por:

$$\epsilon = \frac{V_w - \frac{W_w}{\rho_w}}{V_w} \quad \dots(I.1)$$

DONDE:

V_w = Volumen total del pabalo (Pie^3)

W_w = Peso total del pabalo. (lb).

ρ_w = Densidad del pabalo. (lb/Pie^3).

I.1.2b Conductividad Térmica.

De la conductividad térmica del pabalo va a depender que transporte el calor de la fuente hacia el fluido de trabajo en la sección de evaporación y del fluido de trabajo hacia el receptor, al cual se va a ceder el calor latente, en la sección de condensación.

Como se había apreciado anteriormente el pabalo y el material del tubo de calor, deben de ser compatibles con el fluido de trabajo. En la tabla I.2 se muestran algunos fluidos de trabajo y materiales en la cual se define su compatibilidad.

TABLA I.2

MATERIALES

Fluidos	Al	Cu	Fe	Ni	SS-304	Ti
Metano	C	C	-	-	C	-
Amoniaco	C	-	C	C	C	-
Metanol	NC	C	C	C	C	-
Agua	NC	C	-	C	C	C
Potasio	-	-	-	C	-	NC
Sodio	-	-	-	C	C	NC
Acetona	-	C	-	-	C	-
Nitrógeno	-	C	C	C	C	-

C= Compatible

NC= No compatible

I.1.2.c Elevación de Altura Capilar.

El fenómeno que es responsable para la habilidad de bombeo del pabalo es la capacidad de elevación capilar.

Un fluido en contacto con cualquier medio poroso subirá por el medio hasta que se logre una posición de equilibrio. Esta elevación es causada por la fuerza de tensión superficial y también - está relacionada con el radio del poro dentro del medio. Si los poros son de radio uniforme entonces la altura capilar es única, pero si existen diferentes tamaños de poros se tendrán dos valores de altura capilar. La altura capilar está relacionada con - las propiedades del fluido y el radio efectivo del poro, la cual puede evaluarse de la siguiente manera:

$$H = \frac{2 \sigma \cos \theta}{r_c (\rho_l - \rho_v) g} \quad \dots(I.2)$$

DONDE:

σ = Tensión superficial del fluido. (DINAS/cm)

r_c = Radio crítico del poro (PIE)

ρ_l = Densidad del fluido en fase líq. (lb/PIE³)

ρ_v = Densidad del fluido en fase vap. (lb/PIE³)

θ = Angulo de contacto del fluido (Grados)

g = Aceleración de la gravedad. (PIE/seg²)

El radio crítico del poro es función de las propiedades físicas

del pabito y se puede evaluar con:

$$r_c = (d + r_p) \quad \dots(I.3)$$

DONDE:

d = Diámetro del elemento del pabito. (PIE)

r_p = Radio del poro. (PIE)

I.1.3 Tubo Contenedor.

La función principal del tubo es aislar al pabito y fluido de trabajo del ambiente externo.

Las características de este tubo es que, debe de ser lo bastante delgado para transferir el calor efectivamente y lo bastante fuerte para resistir la presión interna causada por el vapor generado. Otra de las características que debe tener es una alta conductividad, así como ser compatible el material tanto para el fluido de trabajo como para el medio externo.

El tubo cuenta con unos soportes por sus extremos y además tiene una junta de expansión cuando las altas temperaturas de un servicio provoquen expansiones en el tubo, ver figura I.3.

Por su parte externa, el tubo puede ir liso o con superficie extendida, dependiendo de la fuente de calor y del medio al cual

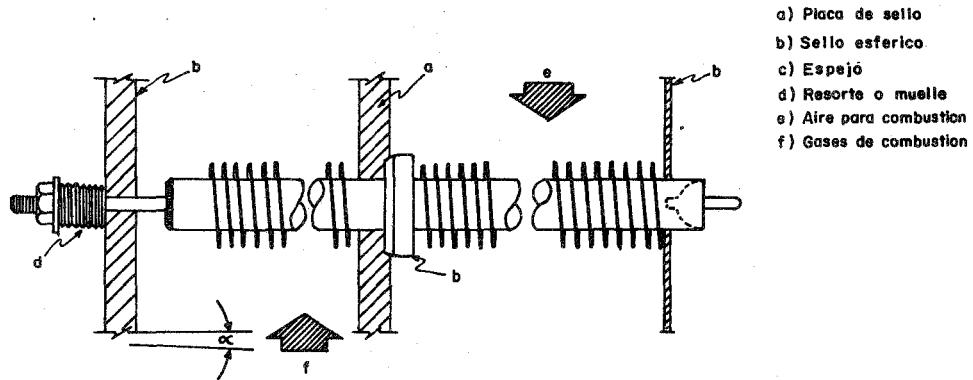


FIG. I. 3 TUBO DE CALOR MOSTRANDO JUNTA DE EXPANCIÓN PARA ALTAS TEMPERATURAS.

se le va a dar calentamiento, pudiéndose tener un tubo con una -
sección lisa y la otra aletada.

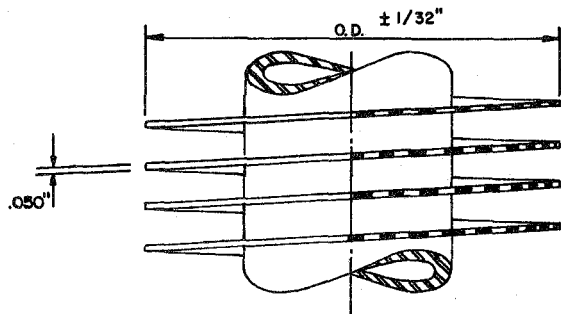
En los sistemas en los cuales se tengan gases ya sea como medio calefactor o como receptor, se requerirá una superficie grande - para la transferencia de calor, ya que los gases ofrecen muy bajos coeficientes. De esta manera si la transferencia se efectua de - un líquido hacia otro líquido, no se requerirá proveer de una superficie adicional al tubo.

La superficie extendida que se emplea en los tubos de calor - son aletas del tipo circular que pueden ser segmentadas como se - muestra en la figura I.4.

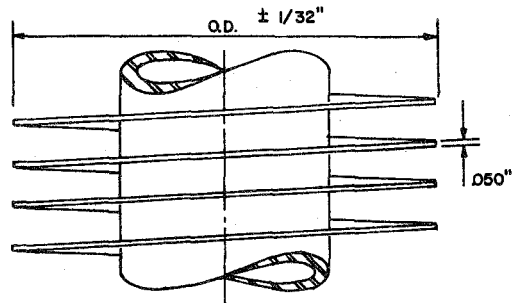
Las dimensiones de los tubos pueden variar, ya que se han realizado diseños especiales. Comercialmente se encuentran las siguientes dimensiones:

Longitud:	8 a 40	PIES
Diámetro:	1 a 3	PULG.
Frecuencia de Aletas:	2 a 11	ALETAS/PULG.
Altura de Aletas:	1/4 a 1 1/4	PULG.
Espesor de Aletas:	0.025 a 3/16	PULG.

Las uniones de las aletas al tubo pueden ser principalmente - del tipo "I" ó "L" ver figura I.5.



SEGMENTADAS (TIPO "S")



PLANAS (TIPO "P")

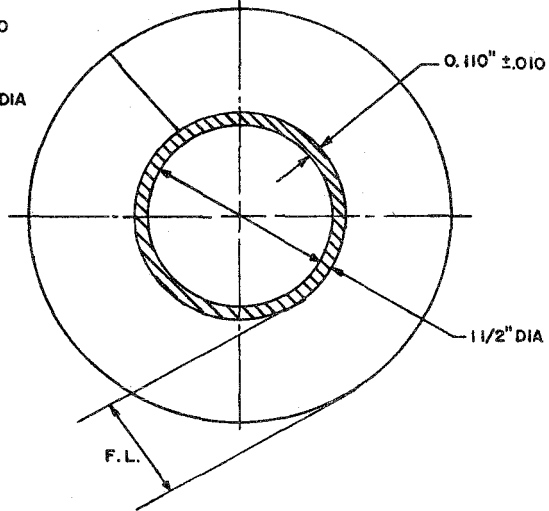
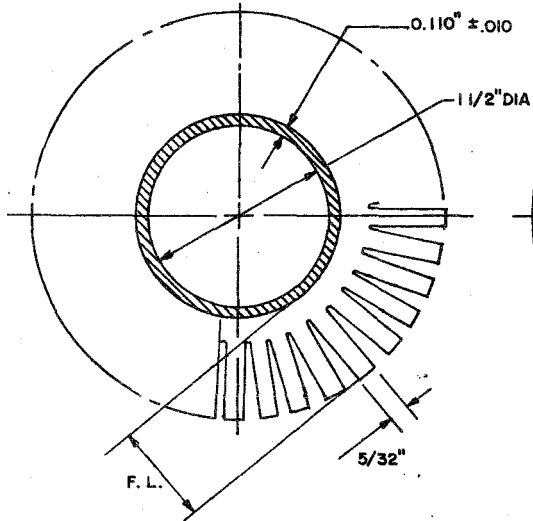
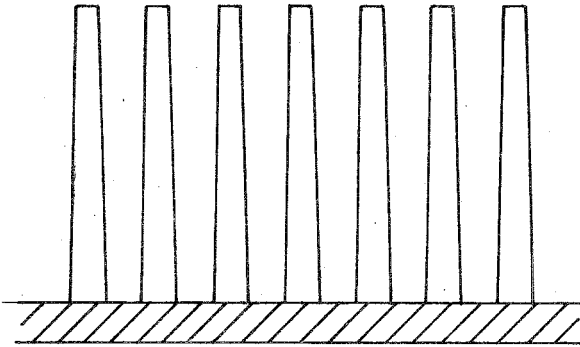
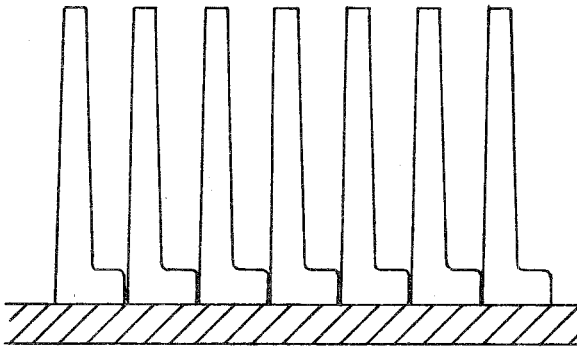


FIG. I. 4 TIPOS MAS COMUNES DE ALETAS UTILIZADAS EN TUBOS DE CALOR.



ALETAS TENSIONADAS TIPO "I"



ALETAS ENROLLADAS TIPO "L"

FIG. I.5

Aleta Tipo "I" : Esta aleta es de sección rectangular. La unión al tubo es por medio de soldadura.

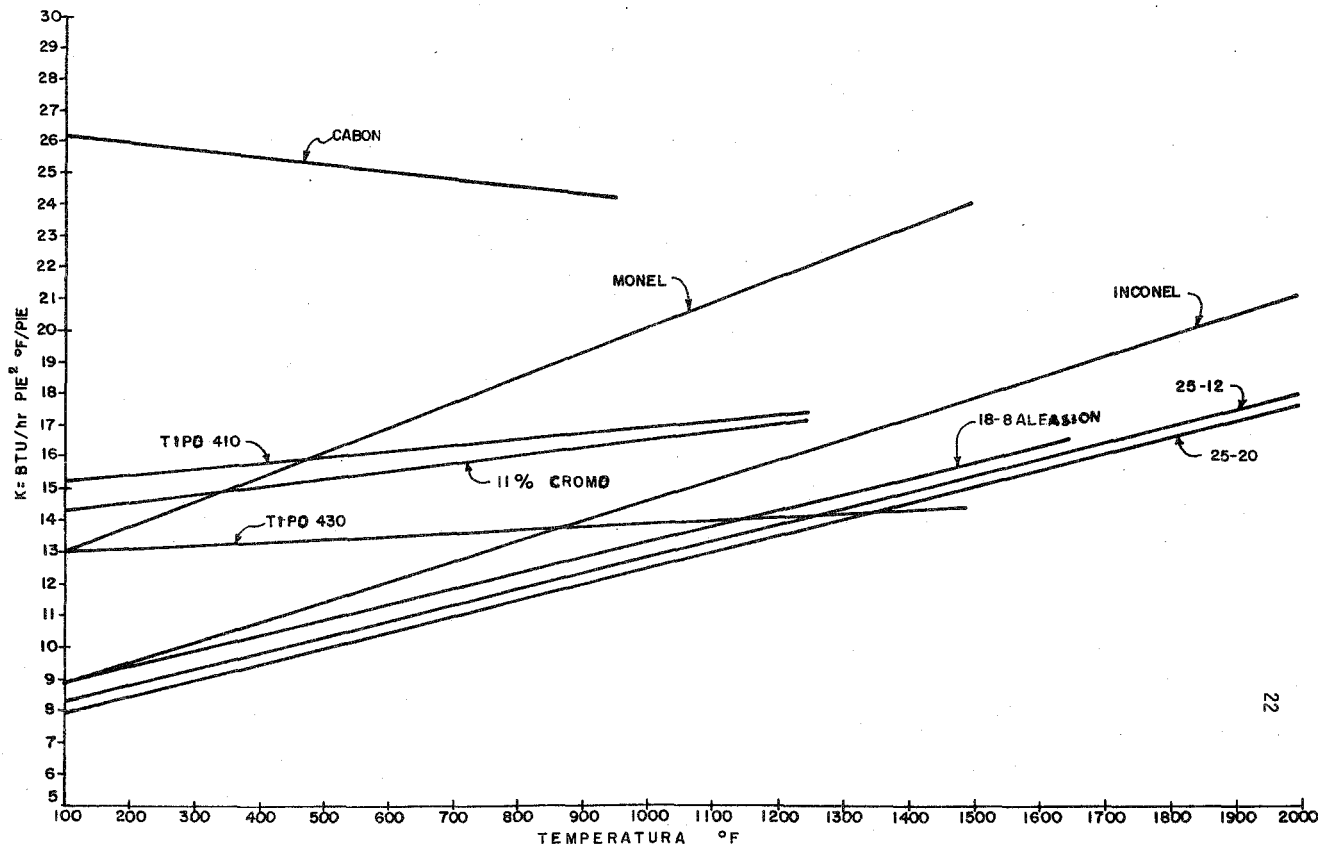
Aleta Tipo "L" : La pestaña de la aleta está soldada en la base del tubo por una soldadura especial que le proporciona al tubo una mayor resistencia a la presión. Esto se debe a que la pestaña misma ofrece un espesor adicional.

I.1.3.a Materiales.

Los materiales de construcción que se han empleado son varios dependiendo del servicio del tubo.

Por ejemplo, se tiene; para bajas temperaturas se ha empleado cerámica. En altas temperaturas (500-1200 °F), se han utilizado; acero al carbón, acero inoxidable, inconel 600 e incoloy 800, así como también recubrimientos de cerámica, bronce y Ni-Cr.

En cuanto a las aletas los materiales también dependerán del rango de temperaturas en que se vayan a emplear. La gráfica I.1 muestra algunos materiales comerciales en que se construyen las aletas y su conductividad térmica en el rango de temperatura empleada.



GRAFICA I.1

II.1 MECANISMOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR

Como se puede analizar en el capítulo I los mecanismos de transferencia que toman lugar en el funcionamiento de los tubos de calor son fundamentalmente Conducción y Convección.

II.2 Conducción

La transferencia de calor por conducción se lleva a cabo en sólidos fijos en contacto. El calor en cualquier material se debe a la cantidad de energía cinética molecular, la cual se puede medir evaluando la temperatura. Se sabe que cualquier material en movimiento incrementa su temperatura y por ello esto nos servirá como parámetro de medición.

El mecanismo de transferencia de calor por conducción está contemplado por la ecuación de Fourier propuesta en 1822.

$$q = -kA \frac{dt}{dx} \quad \dots (II.1)$$

donde q es la cantidad de calor transportado a lo largo del eje x , A es la sección transversal de la trayectoria normal en el eje de las x , $-dt/dx$ es el gradiente de temperatura a lo largo de la trayectoria y k es la conductividad térmica de la superficie.

II.3 Convección

La transferencia de calor por convección se origina por el desplazamiento del fluido caliente hacia capas de menor temperatura. Esto se debe a la diferencia de densidades, provocadas por el gradiente de temperaturas. Cuando este desplazamiento ocurre sin que intervenga un medio externo, se denomina convección libre.

o natural y cuando existe el medio externo se denomina convección forzada. Este medio puede ser agitadores o lo que es común en el diseño de equipos de transferencia, el manejo de fluidos a cierta velocidad. El incremento de la velocidad de transferencia para la convección forzada es mayor y debido a ello es la que más se emplea en el diseño.

Otro parámetro importante dentro de la convección es el tipo de flujo, presentándose dos tipos, como son; el laminar y el turbulento. Teniéndose que el flujo turbulento es el más conveniente para la transferencia de calor, debido a que esta se ve incrementada.

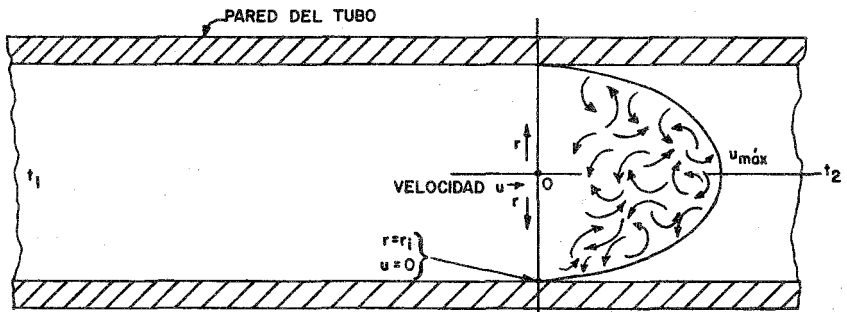
Reynolds establece que el flujo de un líquido es función de la velocidad que adquiera, de la viscosidad y de la densidad así como del diámetro de la tubería en que fluye.

Si se considera una tubería en la que por convección forzada dos fluidos transfieren calor. Por el lado interior un fluido cede calor y por el lado exterior el fluido absorbe el calor.

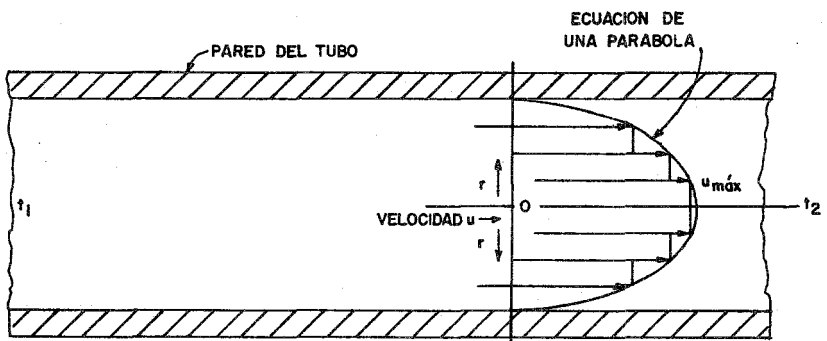
La transferencia de calor puede ser evaluada por el calor que se transfiere en el área considerada. En la figura II.2 se aprecia el perfil de temperaturas en donde el fluido caliente tendrá una temperatura t_h y el fluido frío una temperatura t_c y la transferencia surgirá por la diferencia de temperaturas, entonces;

$$dq = h_h dA_h \Delta T_h \quad \dots \text{ (II.2)}$$

Donde h es el factor de proporcionalidad y es llamado coeficiente individual de transferencia de calor el cual básicamente de-



FLUJO TURBULENTO EN TUBOS



FLUJO LAMINAR EN TUBOS

FIG. II. | TIPOS DE FLUJOS.

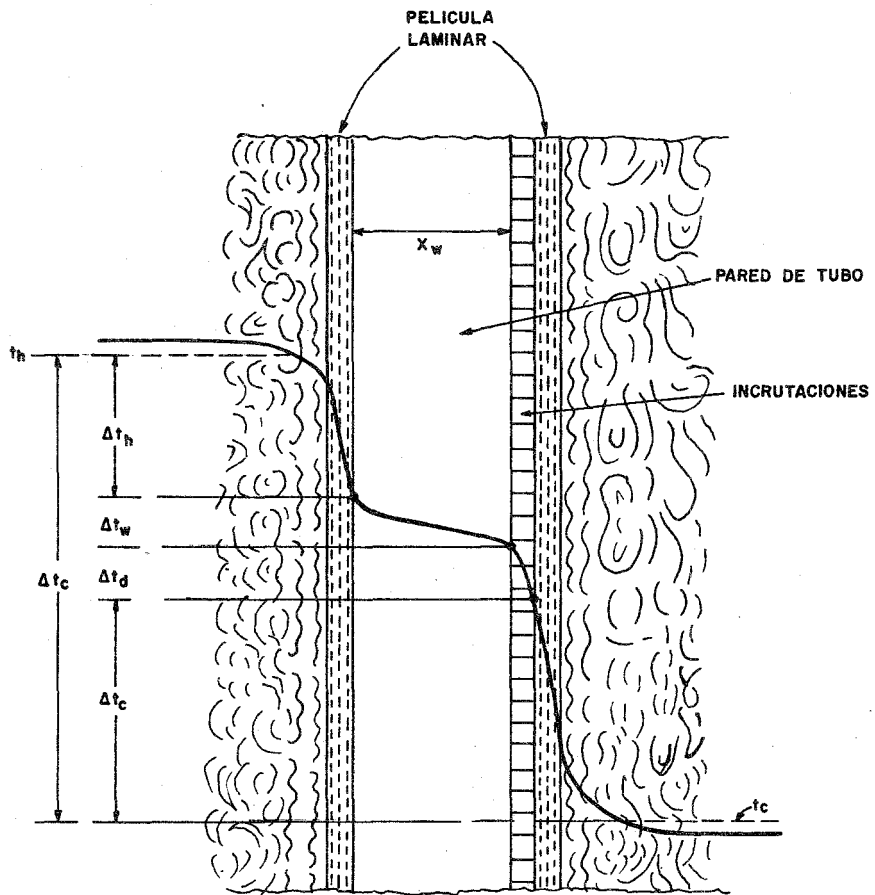


FIG. II. 2 PERFIL DE TEMPERATURA

pende de la velocidad del fluido y de sus propiedades.

II.3.1 Transferencia de Calor en Vaporización.

II.3.1.1 Mecanismos de Ebullición.

En general manejaremos el término de ebullición como el proceso en el cual existe formación de vapor por la generación de burbujas sobre la superficie calefactora.

De este mecanismo se conocen dos formas: (1) ebullición tipo alberca o sin flujo, y (2) ebullición con flujo, la cual sucede cuando el fluido pasa a través de una superficie de calentamiento.

II.3.1.2 Ebullición sin Flujo.

La gráfica II.1 representa la curva característica de los regímenes de ebullición para la mayoría de los fluidos.

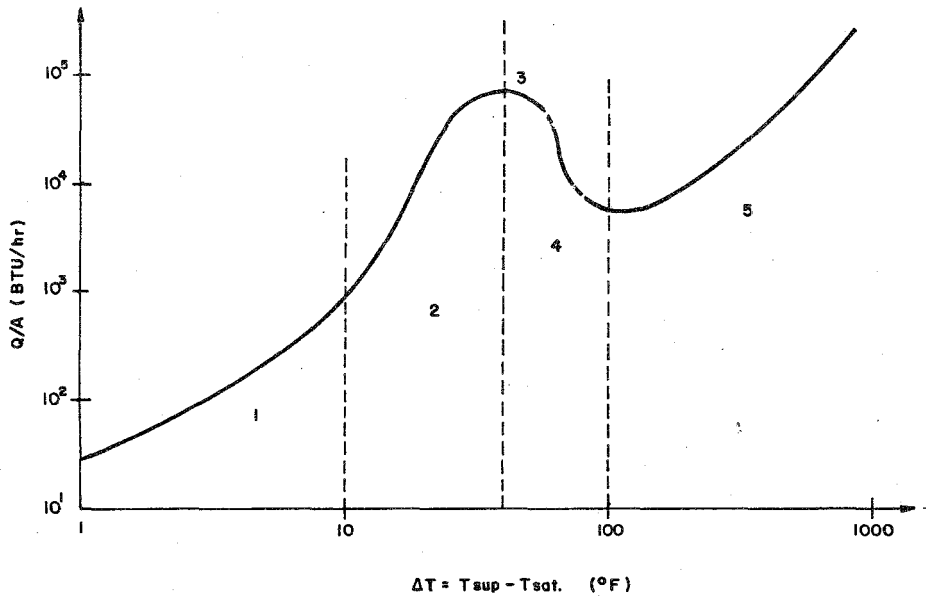
En esta curva se grafica el flux* de calor con respecto a las diferencias de temperatura de la superficie y la del vapor.

(* Flux de calor es el flujo de calor por unidad de tiempo y de área.

Las zonas indicadas en la gráfica II.1 representan los siguientes regímenes.

II.3.1.2a Zona 1.

En esta zona se caracteriza el régimen de convección natural con una diferencia de temperatura menor de 10 °F. En esta región el líquido en contacto con la superficie caliente es sobrecalentado y por convección asciende hacia capas superiores. En esta etapa no existe formación de burbujas en el seno del líquido y los coeficientes de transferencia serán contemplados por



GRAFICA II. | CURVA DE EBULLICION.

aquellos de convección natural.

II.3.1.2b Zona 2.

Esta zona corresponde a la de ebullición nucleada en la cual las burbujas de vapor son formadas frecuentemente en los sitios de nucleación que pueden ser pequeños hoyos o protuberancias en la superficie caliente. Una vez que los núcleos de vapor formados en los sitios de nucleación, las burbujas crecen rápidamente por el sobrecalentamiento del líquido circundante hasta que las fuerzas impulsoras las liberan de la superficie y las llevan hacia la interfase líquido-vapor.

Como se puede observar en el comportamiento de la curva en esta zona, se tienen grandes fluxes de calor para un incremento pequeño de temperatura.

II.3.1.2c Punto 3.

En este punto es donde se presenta el máximo flux de calor, esto se debe a que la rapidez de la emisión de burbujas en un punto de la superficie se incrementa y también el número de puntos de emisión y así al expandirse las burbujas ocupan un espacio mayor en la superficie evitando la formación de más puntos de emisión. A dicho flux máximo de calor le corresponde una diferencia de temperatura denominada diferencia de temperatura crítica.

II.3.1.2d Zona 4.

Se conoce como zona de transición, la cual esta caracterizada por la generación de una película de vapor, que al sobrecal-

lentarse, en la superficie de calentamiento, aisla a la superficie del líquido, dando origen a puntos calientes, hasta que exista un hueco por el que pueda penetrar el líquido y volverse a restablecer temporalmente el mecanismo de ebullición nucleada.

Es importante considerar para fines de diseño nunca operar dentro de este régimen debido a la inestabilidad del sistema.

II.3.1.2e Zona 5.

En esta zona se presenta la ebullición del tipo llamado película y se caracteriza por ser estable aún a grandes diferencias de temperatura entre la superficie y la temperatura de saturación, pero con bajos fluxes de calor.

II.3.1.3 Variables que Intervienen en la Ebullición.

Es importante mencionar que el mecanismo de ebullición no solo se ve influido por la diferencias de temperaturas que existen entre la pared y el fluido o las propiedades del mismo fluido, sino que además existen otras variables que influyen a este mecanismo tales como:

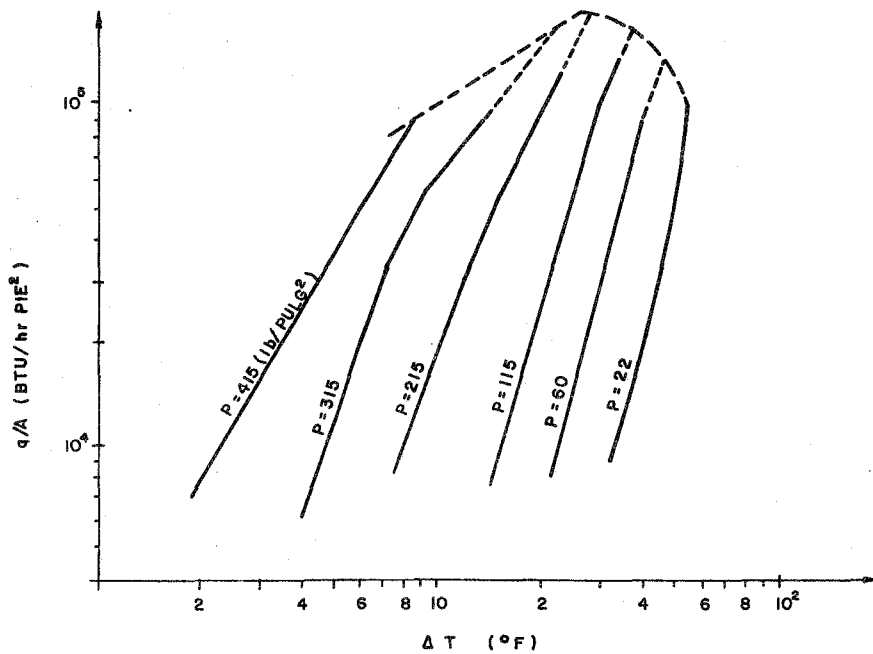
- a. Presión.
- b. Textura de la Superficie
- c. Impurezas
- d. Tensión Superficial.
- e. Agitación.

II.3.1.3a Influencia de la Presión.

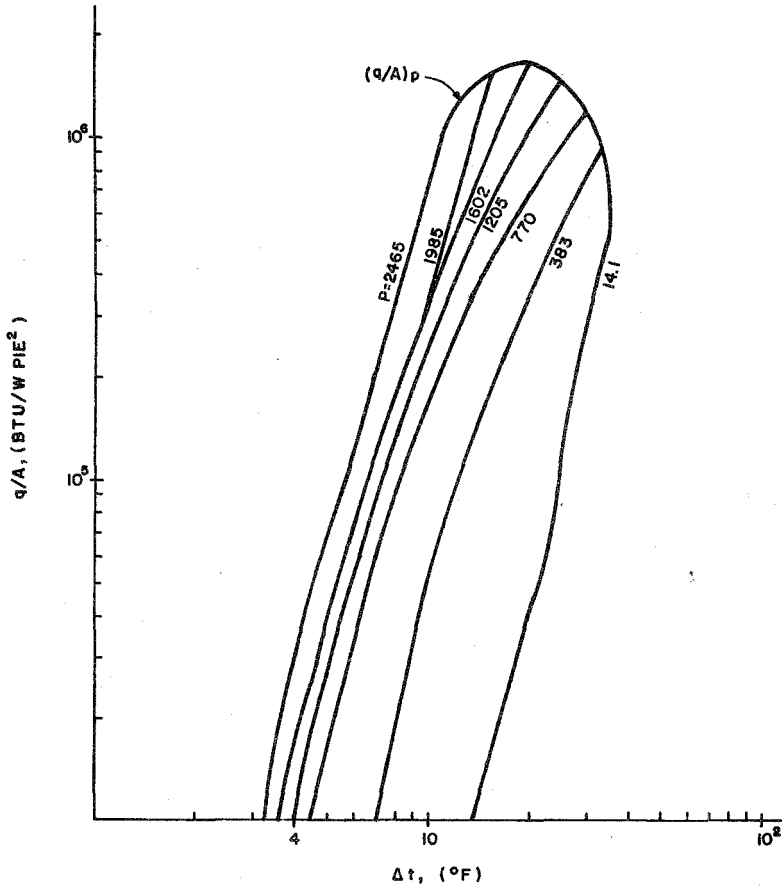
En la ebullición la presión tiene una marcada influencia. Debido a ello se ha observado que para un gran número de líquidos, al disminuir la presión a menos de 1 atmósfera se obtienen fluxes de calor más bajos para una ΔT constante.

El efecto es contrario cuando se aumenta la presión, es decir; al aumentar la presión el flux de calor es aumentado significativamente. Cichelli y Bonilla hirvieron un cierto número de líquidos orgánicos, en contacto con un disco horizontal de cobre a presiones que variaban de 1 atmósfera hasta una presión de 95% de la crítica. Una muestra de este efecto se aprecia en la gráfica II.2 para el pentano.

Por otro lado en la gráfica II.3 se muestra los resultados de Addoms para la ebullición de agua a elevadas presiones. El



GRAFICA II. 2 EBULLICION NUCLEADA DE n - PENTANO.



GRAFICA II. 3 EFECTOS DE LA PRESION PARA EBULLICION DE AGUA EN UN ALAMBRE HORIZONTAL DE 0.024 in DE PLATINO.

coeficiente de transferencia de calor para una presión de 2465 lb/pulg² abs. es 100 veces mayor que para una atmósfera a una ΔT determinada.

Aunque se tiene un límite superior de presión ya que se ha visto que el flux de calor es cero cuando se alcanza la presión crítica del líquido, teniéndose un flux máximo en aproximadamente un tercio de la presión crítica para la mayoría de los fluidos orgánicos.

II.3.1.3b Influencia de la Textura de la Superficie.

Es claro suponer que la textura de la superficie represente una variable importante para la ebullición, ya que como se puntualizó anteriormente, la ebullición se verá favorecida conforme aumenten los puntos de nucleación. Las asperezas (rugosidades) representan sitios que dan origen a la generación y crecimiento de burbujas como se puede ver en la figura II.3.

Algunos autores han trabajado al respecto con diversos tipos de materiales y fluidos, encontrando que el flux de calor aumenta conforme aumenta la rugosidad. Las gráficas II.4 y II.5 son descriptivas de este comportamiento.

II.3.1.3c Influencia de las Impurezas.

Las impurezas presentes en el seno de un fluido pueden causar un efecto catalizador en la mayoría de los casos, generando centros de nucleación. Como se puede apreciar cuando se introducen pequeñas piedrecillas a un recipiente conteniendo un fluido el cual se va a evaporar.

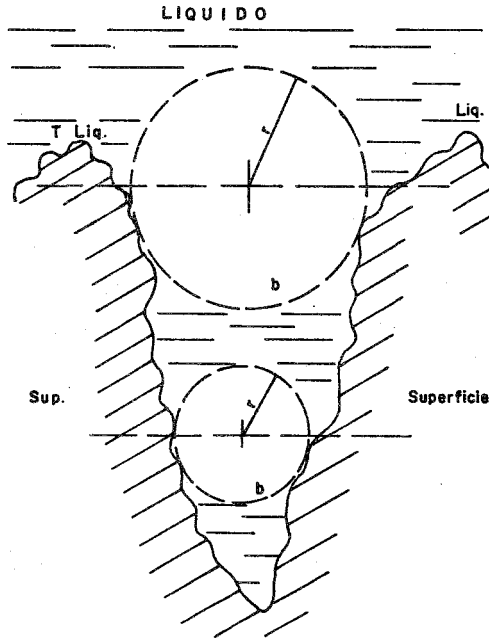
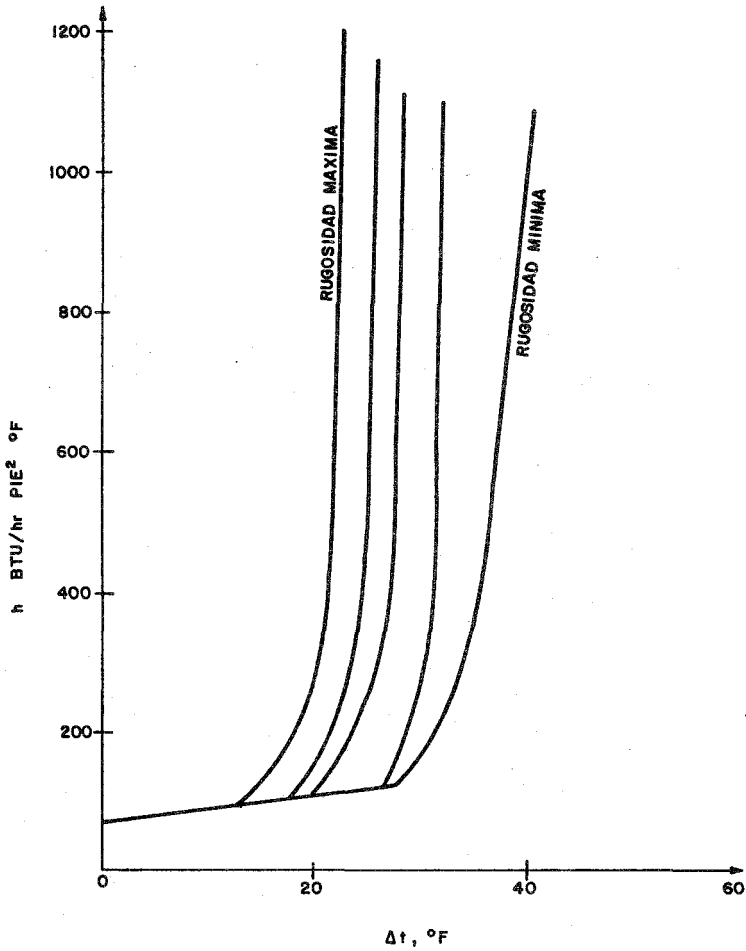
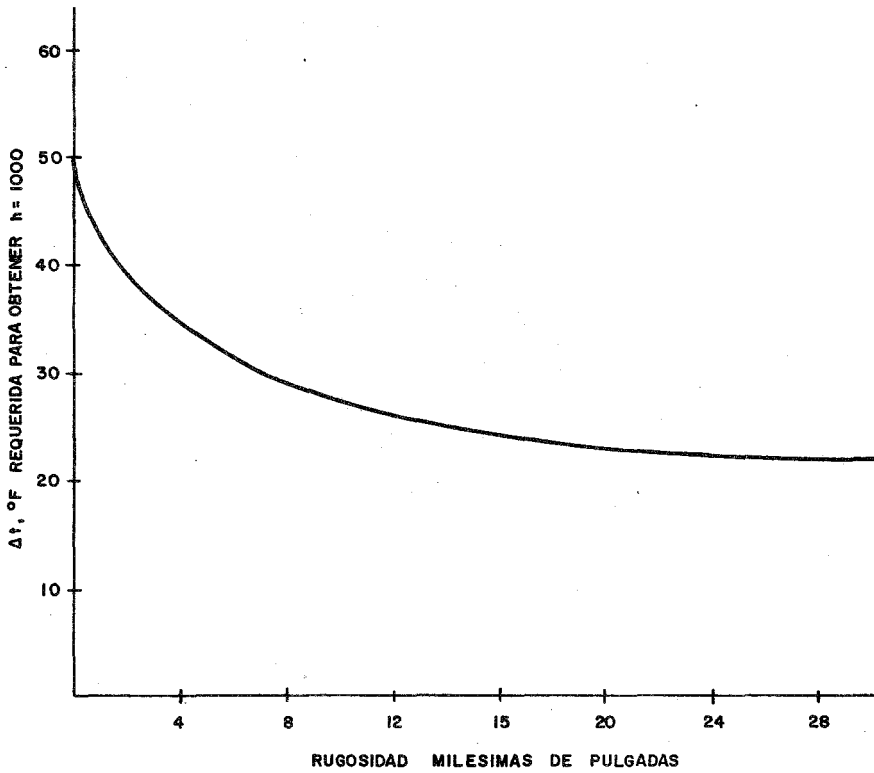


FIGURA II. 3 MODELO DE SITIOS DE NUCLEACION DENTRO DE MICROASPERESAS DE UNA SUPERFICIE REAL.



GAFICA II. 4 INFLUENCIA DE LA TEXTURA



GRAFICA II.5 INFLUENCIA DE LA TEXTURA

Por otra parte también se pueden tener efectos adversos como es el caso de las incrustaciones. En la ebullición de agua o de soluciones acuosas en evaporadores calentados mediante condensación de vapor de agua, tanto el coeficiente por el lado del vapor como del agua son grandes, con superficies limpias. De aquí que una capa de incrustaciones pueda tener una gran influencia sobre el coeficiente global. En las tablas II.1 y II.2, se muestran los efectos de las incrustaciones sobre el coeficiente global de transferencia en un evaporador y con vapor como medio de calentamiento.

II.3.1.3d Influencia de la Tensión Superficial.

Desde el punto de vista teórico, la tensión superficial es la fuerza necesaria para deformar la película de un líquido la unidad de longitud, por lo que es una variable importante, ya que la formación de núcleos es proporcional a σ^{-3} , siendo σ la tensión superficial, así una pequeña disminución en la tensión superficial, produce un considerable aumento en el número de núcleos.

Por otra parte se ha observado que al agregar un aditivo, como por ejemplo, mercaptano de bencilo en agua destilada que hervía a presión atmosférica el flux de calor q/A alcanzó un valor aproximadamente del 30% mayor que el que se obtenía con agua destilada.

Jakob y Linke encontraron que para un flujo calorífico dado y agua hirviendo a la presión atmosférica, el coeficiente au-

TABLA II.1

ESPESOR DE INCRUSTACION NECESARIO PARA REDUCIR
EL COEFICIENTE (BTU/HR PIE²°F)

Δt_o (°F)	18	27	36	45
U (Cobre Pulido)	820	1110	1470	1810
U (Cobre c/Incrustaciones)	580	780	950	1120
Espesor de Incrustaciones (Pulg.)	0.0079	0.0059	0.0058	0.0053

TABLA II.2

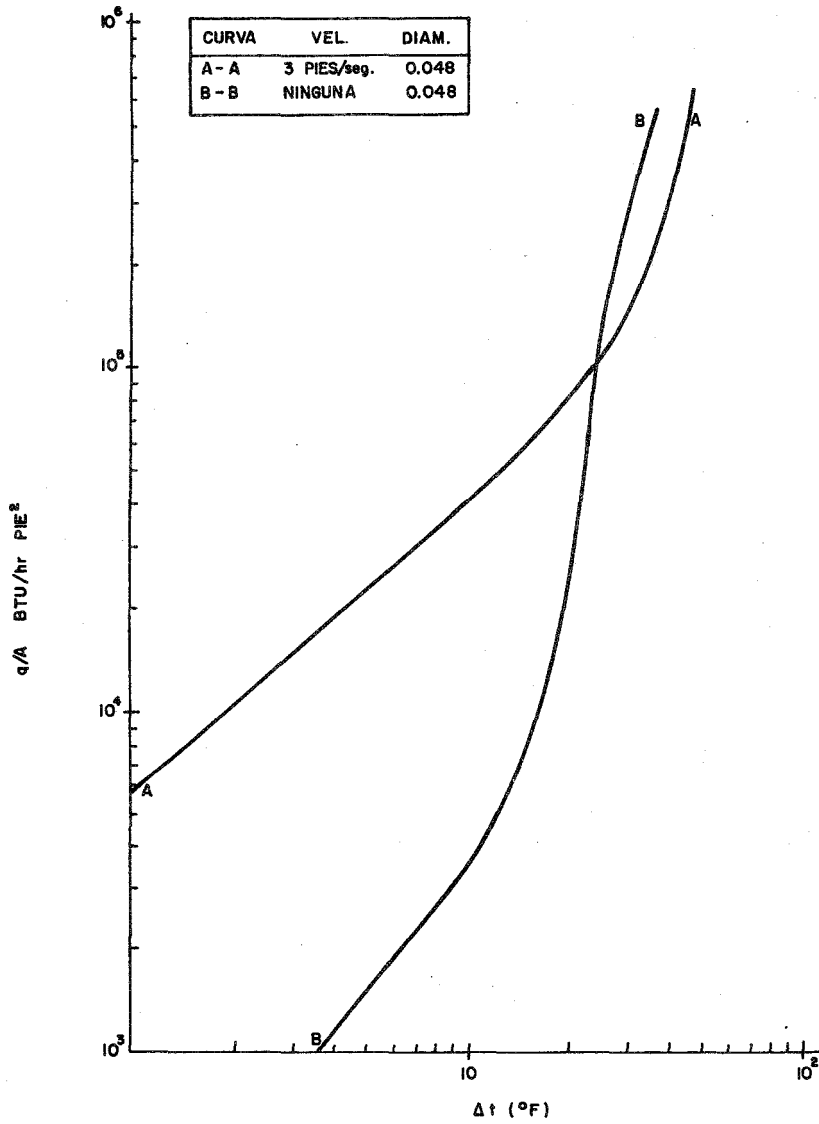
EFFECTOS DE LAS INCRUSTACIONES EN EL COEFICIENTE
GLOBAL (BTU/HR PIE²°F)

$\Delta t_o = \Delta t$ Global (°F)	18	27	36	45	54
U_o (Hierro Oxidado)	280	300	325	350	375
U_o (Hierro Limpio)	300	385	460	535	610
U_o (Cobre c/Incrust.)	580	780	950	1120	-
U_o (Cobre Pulido)	820	1110	1470	1810	2120

mentaba un 23% al adicionarse un agente humectante (NekalB_x) que reducía la tensión superficial el 45%, para un flujo calorífico constante e igual a 34 700. BTU/hr pie². Insinger y Bliss observaron que con un agente humectante (Triton W-30) aumentaba el coeficiente en un 20%, reduciéndose la tensión superficial el 27%. [12].

II.3.1.3e Influencia de la Agitación.

Debido a las corrientes adicionales que son generadas por la agitación, la transferencia de calor se ve favorecida. Al forzar al líquido a que la temperatura en él se homogeneice más rápidamente que por convección natural. Las curvas de la gráfica II.6. muestran éstos efectos. En rangos de temperatura menores de 10 °F los efectos son realmente apreciables en cuanto a rangos mayores de 20 °F las curvas difieren sólo un poco.



GAFICA II. 6 EFECTO DEL INCREMENTO DE VELOCIDAD PARA AGUA EN EBULLICION A 212 °F CON UNA VELOCIDAD DE 3 PIES/SEG., COMPARADOS CON DATOS PARA AGUA EN EBULLICION SIN AGITACION.

II.3.1.4 Ebullición con Flujo

Para nuestro análisis se considerará un tubo vertical el cual es calentado uniformemente y que en su interior fluye un líquido - puro subenfriado. Esto está representado en la figura II.4.

En la parte inferior donde es alimentado el líquido, el cual se encuentra por debajo de la saturación, el líquido fluye a través del tubo y obtiene la condición de saturación por dos condiciones:

1. La temperatura del líquido se incrementa por la transferencia de calor.
2. La temperatura de saturación disminuye debido a la disminución de la presión por pérdidas en las paredes por fricción, existiendo una caída de presión hidrostática.

En la parte superior del tubo el fluido se satura y la vaporización ocurre progresivamente, presentándose el flujo a dos fases. La transferencia de calor en cualquier punto de esta sección depende de la diferencia de temperatura local y de los rangos de flujo relativos del líquido y del vapor, esto es de las fracciones de cada uno de ellos.

Como la fracción peso se va incrementando, la velocidad de la mezcla también aumenta, debido a que el volumen ocupado por el va-

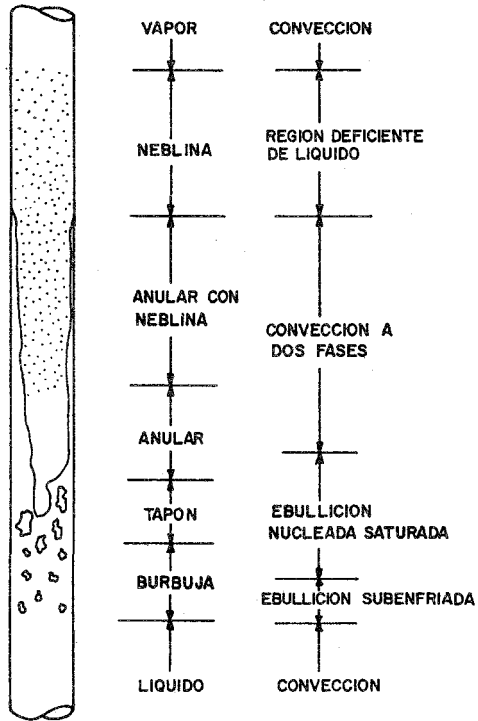


FIG. II. 4 PATRONES DE FLUJO Y MECANISMOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR.

por es mayor.

La caída de presión se aumenta en la parte superior debido a que la fuerza necesaria para impulsar el vapor es mayor y además - la resistencia de arrastre del líquido en las paredes se incrementa.

De este modo la temperatura de saturación disminuye.

II.3.1.5. Coeficientes de Ebullición

II.3.1.5.a Ebullición sin Flujo.

Para el mecanismo de ebullición es importante localizar cada una de las zonas de la curva de transferencia de calor, siendo importante conocer la Δt Min. en que se inicia la ebullición nucleada, y la ΔT crítica donde se inicia la transición a ebullición de película. Para los coeficientes de ebullición nucleada el rango de aplicación es 0.1 a 0.2 del flux máximo.

Para establecer estos rangos se considera que se puede obtener mediante las gráficas del coeficiente h contra ΔT para convección natural y para ebullición nucleada. El punto de intersección de estas curvas será el límite inferior.

El límite superior sería el flux máximo que se puede calcular mediante las ecuaciones:

$$q_{\max} = 0.18 \text{ gc}^{\frac{1}{2}} \rho_v \lambda \left[\frac{(\rho_l - \rho_v) \sigma_g}{\rho_v^2} \right]^{\frac{1}{2}} \dots \text{(II.3)}$$

La ecuación anterior fue desarrollada por Kutateladze, y se ha observado que se obtienen buenos resultados para hidrocarburos. Existe una ecuación que es más simple y también presenta resultados confiables y fue desarrollada por Mostinski.

$$q_{\max} = 803 \text{ Pc} \left(\frac{P}{\text{Pc}} \right)^{0.35} \left(1 - \frac{P}{\text{Pc}} \right)^{0.9} \dots \text{(II.4)}$$

En la literatura existen varias correlaciones disponibles para el cálculo de los coeficientes de transferencia, que se obtuvieron experimentalmente y condiciones especiales, no pudiéndose generalizar más allá de estas condiciones. Se han encontrado ecuaciones para el cálculo de coeficientes, que su rango de aplicación es amplio y se han utilizado en la práctica de diseño con resultados satisfactorios, estas son:

Ecuación de Gilmour.

$$H = g \times 10^{-4} \text{ Cs} \frac{C^{0.4} K_1^{0.6} \rho_1^{0.275}}{0.3} \left(\frac{q}{\lambda \rho_1} \right) \left[\frac{P^2}{\sigma} \right]^{0.425} \left(\frac{14400}{P} \right)^m \dots \text{(II.5)}$$

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

Esta ecuación se aplica confiablemente para hidrocarburos de $T_c > 600 \text{ }^\circ\text{R}$.

Ecuación de Mc Nelly

$$H = 0.225 C_s \left(\frac{q C_1}{A \lambda} \right)^{0.69} \left(\frac{144 P K_1}{\sigma} \right) \left(\frac{P_1}{P_v} - 1 \right)^{0.33} \dots (II.6)$$

Ecuación de Mostinski

$$H = 0.00658 P_c^{0.69} Q/A^{0.7} \left[1.8 (P/P_c)^{0.17} + 4 (P/P_c)^{1.2} + 10 (P/P_c)^{10} \right] \dots (II.7)$$

II.3.1.5.b Ebullición con Flujo

En la ebullición con flujo se presentan muy frecuentemente dos mecanismos de transferencia, que son: Ebullición nucleada y ebullición a dos fases. La ecuación del Chen correlaciona estos mecanismos de una manera aditiva:

$$h_v = \alpha h_b + \beta h_{tp} \dots (II.8)$$

Donde h_{tp} contempla el proceso convectivo a dos fases, siendo este el que predomina en la mayor parte de la longitud, por lo que β se podría considerar como uno.

El coeficiente convectivo puede ser calculado por la de -- Dengler - Addoms la cual ha sido apoyada experimentalmente.

$$\frac{h_{tp}}{h_l} = 3.5 (1/X_{tt})^{0.5} \dots (II.9)$$

Donde h_l es el coeficiente convectivo a una sola fase que puede ser calculado para flujo turbulento por la ecuación:

$$h_l = 0.023 \frac{k_l}{D_i} \left(\frac{3600 D_t G_t}{\mu_l} \right)^{0.8} \left(\frac{C_p \mu_l}{k_l} \right)^{0.4} \quad \dots \text{(II.10)}$$

y para flujo laminar por:

$$h_l = 1.86 \frac{k}{D_i} \left(\text{Re Pr} \frac{d_i}{L} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad \dots \text{(II.11)}$$

X_{tt} es el parámetro de Martinelli que viene expresado de la siguiente manera:

$$X_{tt} = \frac{w_l}{w_g} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0.5} = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.9} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0.5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_g} \right)^{0.1} \quad \dots \text{(II.12)}$$

El coeficiente h_b es el coeficiente de ebullición el cual puede ser calculado como se analizó para la ebullición sin flujo o -- utilizarse la correlación de Foster y Zuber.

$$h_{en} = 0.00122 \left[\frac{k_l^{0.79} C_l^{0.45} \rho_l^{0.49} g_c^{0.25}}{\sigma^{0.5} \mu_l^{0.29} \lambda^{0.24} \rho_v^{0.24}} \right] (T_w - T_s)^{0.24} (P_w - P_s)^{0.75} \quad \dots \text{(II.13)}$$

Por último analizaremos el factor definido por Chen como la relación de sobrecalentamiento promedio; al sobrecalentamiento convencional de la pared.

$$\alpha = \frac{\Delta t_g}{\Delta t_w} \frac{D_t G_l}{\mu_l} \quad \dots \text{(II.14)}$$

Otra alternativa para calcular α es por medio de la aproximación empírica de Fair.

$$\alpha = 1.1 - 0.00735 G1 \left(1/X_{tt} \right)^{1.28} \quad \dots \text{ (II.15)}$$

En donde α puede tomar valores de cero a uno.

Se aproxima a cero para grandes flujos y uno para flujos pequeños.

II.3.1 Nomenclatura

A.	Area de transferencia (pies ²)
C	Calor sensible (BTU/lb °F)
Cs	Factor de superficie
g	Aceleración de la gravedad (pie/hr ²)
gc	Factor de conversión 4.18×10^8 (lb-pie/hr ² \bar{T} B)
G _t	Masa velocidad del flujo total (lb/seg pie ²)
H	Coefficiente Individual de Transf. (BTU/hr Pie ² °F)
h _l	Coefficiente Convectivo a una sola fase (BTU/hr pie ² °F)
htp	Coefficiente Convectivo a dos fases (BTU/hr pie ² °F)
hv	Coefficiente para Ebullición Nucleada y Ebullición a dos Fases (BTU/hr pie ² °F).
k _{l,v}	Conductividad Térmica de Líquido, Vapor (BTU/hr Pie ² °F/pie)
P	Presión del Sistema (Psia)
Pc	Presión Crítica (Psia)
Pw,s	Presión; Líquido y a la Saturación (lb/Pulg ²)
q	Flux Calorífico (BTU/hr pie ²).
Tw,s	Temperatura; de Pared, a la Saturación (°F)
W _{l,g}	Flujo de Líquido, Vapor (lb/hr)
x	Fracción Peso de Líquido
X _{tt}	Parámetro de Martinelli.
α	Coefficiente de Chen para Ebullición
λ	Calor Latente (BTU/lb)
$\mu_{l,v}$	Viscosidad de Líquido, Vapor
$\rho_{l,v}$	Densidad de Líquido, Vapor.
σ	Tensión Superficial (\bar{T} b/pie)

II.3.2 Transferencia de Calor en Condensación

Dentro de este fenómeno de transferencia de calor se presentan dos mecanismos. Estos son condensación tipo gota y condensación tipo película.

II.3.2.1 Condensación Tipo Gota

En este mecanismo el vapor es condensado en la superficie fría formando pequeñas gotas, que al incrementarse el flujo de vapor, aumentan su tamaño.

Una vez que las gotas adquieren un tamaño lo suficientemente grande caen por gravedad dejando la superficie limpia para dar lugar a la formación de nuevas gotas. Solo el vapor de agua presenta este tipo de condensación.

II.3.2.2 Condensación Tipo Película

Cuando un vapor saturado entra en contacto con una superficie fría, el vapor comienza a condensarse en forma de gota, las cuales al crecer dan lugar a una película sobre la cual el vapor restante condensará: La resistencia mayor es la que ofrece la película del condensado en la pared fría, constituyendo así la mayor contribución al coeficiente. Siendo la resistencia del vapor al condensa-

do muy pequeña.

El fenómeno de condensación en forma de película es susceptible de análisis matemático y la naturaleza de la condensación en una superficie fría puede ser considerada como de autodifusión. Debido a que la presión de saturación del vapor en el cuerpo del vapor es mayor que la presión de saturación del condensado frío que se encuentra en contacto con la superficie fría. Esta diferencia de presiones proporciona la fuerza necesaria para mover al vapor a mayor velocidad.

II.3.2.3 Coeficientes de Condensación.

En 1916, Nusselt derivó algunas relaciones teóricas para predecir el coeficiente de transferencia de calor, entre un vapor puro saturado y una superficie fría.

Supuso que el movimiento en la línea del vapor existe a través de la película continua de condensado en la superficie de enfriamiento. En sus derivaciones también supuso posteriormente que la fuerza de gravedad solo causa un flujo descendente a la película de condensado, sobre la superficie y desprecia el posible efecto de la velocidad del vapor sobre el espesor de la película. Empleando la definición de viscosidad y suponiendo una velocidad del condensado de cero en la pared y una máxima velocidad en la inter-

fase líquido-vapor. Las ecuaciones fueron obtenidas para el espesor de la película de condensado y un punto dado de la superficie.

El coeficiente local de transferencia de calor puede ser calculado sobre la suposición de que la resistencia total esta en la película de condensado, a través de la cual el calor latente de condensación es removido, despreciando el enfriamiento del condensado. Suponiendo que la diferencia de temperatura entre la pared y el vapor es constante, en cualquier punto.

Las ecuaciones resultantes quedan como una función de la conductividad, viscosidad, densidad del condensado, la diferencia de temperaturas entre la pared y el vapor.

II.3.2.3.a Condensación en Superficies Verticales

Refiriendonos a la figura II.5 se tiene que a cualquier distancia z abajo del extremo superior vertical del tubo, donde comienza la condensación y el calor se transfiere por conducción a través de la película de condensado y teniendo un espesor y , el coeficiente esta definido por:

$$h = \frac{k_f}{y} = \frac{dq}{dA \Delta t} = \frac{\lambda}{b} \frac{dWz}{dz \Delta t} = \frac{\lambda}{dz} \frac{dT}{\Delta t} \quad \dots \text{(II.16)}$$

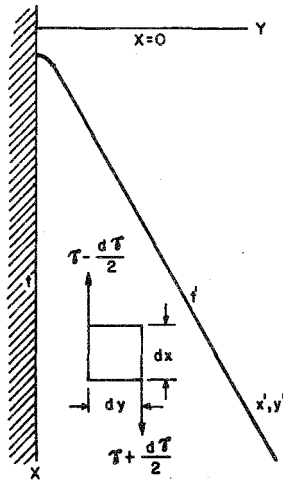


FIG. II. 5. PELICULA DE CONDENSADO VERTICAL

Donde: $d\Gamma_z = \frac{dw}{b}$

Siendo b el perímetro de la tubería (πD) entonces, el coeficiente en toda la longitud (L) del tubo es:

$$h_m = \frac{q}{A \Delta t} = \frac{w}{b L \Delta t} = \frac{\lambda T}{L \Delta t} \quad \dots (II.17)$$

Combinando las ecuaciones (II.16) y (II.17) a $\Delta t = \text{cte.}$

$$\frac{h}{hm} = \frac{dT_z}{dz T} \quad \dots (II.18)$$

$$\frac{kf}{y} = \frac{hm L}{T} \frac{dT_z}{dz} \quad \dots (II.19)$$

Sabiendo que $T = \frac{\rho_f^2 g y^3}{3 \mu_f}$... (II.20)

Despejando "y" en (II.20) y sustituyéndola en (II.19) considerando además que la densidad del vapor es despreciable con respecto a la densidad del líquido.

$$kf \left(\frac{\rho_f^2 g}{3 \mu_f} \right) dz = \frac{hmL}{T} \Gamma_z^{1/3} d\Gamma_z \quad \dots (II.21)$$

Integrando la ecuación:

$$hm = \frac{4}{3} kf \left(\frac{\rho_f^2 g}{3 \mu_f T} \right)^{1/3} = 0.925 k \left(\frac{\rho_f^2 g}{\mu_f T} \right)^{1/3} \quad \dots (II.22)$$

Transformando la ecuación en función del número de Reynolds y sabiendo que Gamma (Γ) esta definida como el flujo de condensado entre el perímetro húmedo, tenemos:

$$Nr = \frac{4rh G}{\mu_f} = \frac{4 S w}{\mu_{bs}} = \frac{4w}{\mu_{fb}} = \frac{4T}{\mu_f} \quad \dots (II.23)$$

$$hm = 1.47 k_f \left(\frac{\rho^2 g}{\mu_f \Gamma} \right)^{1/3} Re^{-1/3} \quad \dots (II.24)$$

Despejando Γ de la ecuación (II.17) y sustituyendo en (II.22)

$$hm = 0.943 \left(\frac{k_f^3 \rho^2 g \lambda}{L \mu_f \Delta t_f} \right)^{1/4} \quad \dots (II.25)$$

II.3.2.3.b Condensación en Superficies Horizontales

Haciendo un análisis similar de superficies verticales. Nusselt obtuvo las siguientes ecuaciones para los coeficientes de película en superficies horizontales.

$$h = 0.693 \left(\frac{k_f^3 \rho_f^2 g \sin \frac{\alpha}{12} \mu_f}{\Gamma} \right)^{1/3} \quad \dots \text{ (II.26)}$$

$$h_m = 0.725 \left(\frac{k_f^3 \lambda \rho_f^2 G}{D \mu_f \Delta t} \right)^{1/4} \quad \dots \text{ (II.27)}$$

$$h_m \left(\frac{\mu_f^2}{k_f^3 \rho_f^2 g} \right) = 1.2 \text{ Ref}^{-1/3} = 1.51 \left(\frac{4 \Gamma}{\mu_f} \right)^{1/3} \quad \dots \text{ (II.28)}$$

Siendo ahora $\Gamma = w/L$ que es el flujo de condensado entre la longitud de la superficie, el número de Reynolds se transforma en:

$$\text{Nre} = \frac{4rhG}{\mu_f} = \frac{4Sw}{\mu_f L 2S} = \frac{2\Gamma}{\mu_f} \quad \dots \text{ (II.29)}$$

La ecuación de Kern es utilizable para cargas pequeñas de condensado donde la transferencia de calor es afectada por los efectos de la gravedad.

$$h_c = 0.761 \left(\frac{k_l^3 \rho_f g L}{W \mu_f} \right) \quad \dots \text{ (II.30)}$$

II.3.2.3.c Condensación en Superficies Inclinas.

El componente de la gravedad es $g \sin \alpha$ como se analiza en la figura II.6 que al sustituirlo en la Ec. II.30 se transforma en:

$$h_m = 0.943 \left(\frac{k_f^3 \rho_f^2 \lambda g \sin \alpha}{L \mu_f \Delta t_f} \right) \quad \dots \text{(II.31)}$$

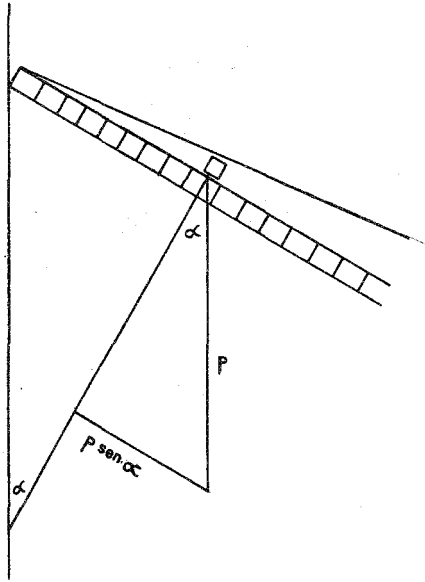


FIG. II 6 PELICULA EN UNA SUPERFICIE INCLINADA

Nomenclatura. Sección II.3.2

A	Area de transferencia (pies ²)
D	Diámetro de tubos (pies)
g	Aceleración de la gravedad (pies/hr)
G	Masa velocidad del condensado (lb/hr pie ²)
h	Coefficiente local de transferencia de calor (BTU/hr pie ² °F)
hm	Coefficiente promedio de h con respecto a la altura de la superficie de calefacción (BTU/hr pie ² °F/pie)
kf	Conductividad termica de la película de condensado (BTU/hr pie ² °F/pie)
L	Longitud del tubo (pies)
rh	Radio hidráulico (pies)
S	Sección trnsversal de la película de condensado (pies ²)
Δt	Diferencia de temperatura (°F)
w	Flujo total de vapor condensado (lb/hr)
α	Angulo de la horizontal al radio del tubo (grados)
λ	Calor latente (BTU/lb)
μ	Viscosidad a la temperatura de la película (lb/hr pie)
ρ	Densidad a la temperatura de la película (lb/pie ³)

II.3.3 COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA EN TUBOS DE CALOR

Feldman [9] propone la siguiente ecuación para el cálculo de la resistencia interna del tubo de calor para tubos ranurados internamente.

$$Z = \frac{A_{total}}{A_i} \left(\frac{1}{h_{eb}} + \frac{1}{h_{con}} + \frac{8 \pi u \bar{T}_v L}{\rho_v \lambda^2 A_v^2} \right) \dots \text{II.32}$$

Donde el último término de la ecuación II.32 describe, la resistencia debido a la caída de presión en el vapor. Para esta ecuación considera valores de coeficientes de ebullición de 840,850,1000,1200 y para el de ebullición de 840, 1500, 1700, 2000 (BTU/hr pie²°F). utilizando agua como fluido de trabajo.

Costelo y Frea [26] investigaron la ebullición nucleada con pabilos sumergidos en agua destilada, encontrando que, los coeficientes de transferencia de calor para superficies con pabilos, no difieren grandemente de aquellos que se obtienen en superficies sin pabilo. Concluyendo que, los coeficientes no son afectados por las estructuras de los pabilos.

Ferrell y Johnson [27] mostraron experimentalmente que los coeficientes de transferencia para la sección de evaporación con pabilos cubriendo la superficie de calentamiento eran constantes como una función de la diferencia de la temperatura, por debajo del flux de calor crítico. Las aproximaciones hacia el flux de calor crítico disminuían al coeficiente global también como, una función de la diferencia de temperatura. Debido a la constancia de los coeficientes de transferencia de calor concluyeron que, la transferencia de calor que se efectuaba en la sección de evaporación del tubo de calor era conducción através de una pequeña película de

líquido, generada por fuerzas capilares entre el fluido y el pabilo.

Los pabilos empleados fueron lechos de monel y cuentas de vidrio.

Johnson [27] derivó una expresión para el coeficiente global de transferencia de calor considerando las siguientes suposiciones y trabajando con lechos de monel y vidrio respectivamente como pabilos:

- a. El pabilo esta en perfecto contacto con el tubo
- b. El mecanismo de transferencia de calor que se efectua en la pequeña película del líquido es por conducción.
- c. El espesor de la película de líquido es igual al radio del lecho
- d. La vaporización, ocurre en la interfase liquido-vapor.

Derivando las siguientes ecuaciones:

$$h_{\text{monel}} = \frac{2.5}{D_p} \quad \dots \text{ (II.33)}$$

$$h_{\text{vidrio}} = \frac{0.94}{D_p} \quad \dots \text{ (II.34)}$$

Donde: D_p es el diámetro del lecho en pies.

Piver [28] investigó la transferencia de calor en tubos de calor con pabilos de metales conglomerados compatibles, concluyendo de sus investigaciones que, el mecanismo de transferencia de calor en la sección de evaporación es por medio de la convección, siempre y cuando, el pabilo se encuentre en contacto íntimo con el tubo, con lo que el coeficiente estará dado por:

$$h = \frac{k_{\text{eff}}}{A_x} \quad \dots \text{ (II.35)}$$

cuando se tenga regiones de pobre contacto con el pabulo se tendrá una resistencia adicional por lo que el coeficiente estará dado por:

$$h = \frac{R k_{eff}}{\Delta x_1} + (1 - R) \frac{k_v}{\Delta x_2} \quad \dots \text{(II.36)}$$

Donde: Δx_1 es el espesor de la película de líquido
 k_v es la conductividad térmica del vapor
 Δx_2 es el espesor de la película de vapor
 R es la fracción de líquido en contacto con el pabulo
 k_{eff} es la conductividad térmica efectiva del sistema fluido-pabulo

Marto y Mosteller [29] construyen un tubo de calor con una malla de acero inoxidable como pabulo y observan que la ocurrencia de la ebullición nucleada sin la estructura del pabulo no afectaba el funcionamiento del tubo de calor en ninguna forma.

Corman y Walmet [30] estudian la evaporación con pabilos tipo mallas y conglomerados de metales, aunque no proponen un modelo para el mecanismo de transferencia de calor concluyen que los coeficientes no son funciones del espesor del pabulo.

Abhat y Seban [31] estudian la evaporación en tubos con superficies lisas y con pabilos, empleando agua como fluido de trabajo. Ellos encuentran que los valores de los coeficientes son de la misma magnitud en un tubo liso que con estructura de pabilos.

Alligham y McEntire [32] estudiaron la transferencia de calor en una superficie cubierta con fibra cerámica como pabulo, correlacionando

un coeficiente de transferencia con los datos de sus observaciones.

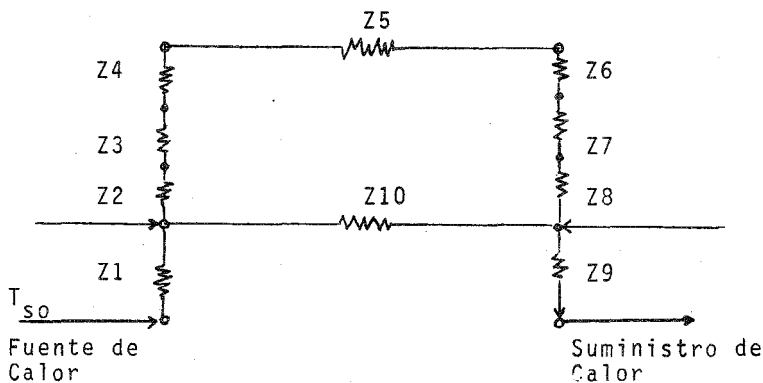
$$\left(\frac{h}{CG} \right) \left(\frac{C_p \mu}{k} \right)^{.6} \left(\frac{\rho \sigma}{\rho^2} \right)^{.21} 0.072 \left(\frac{De G'}{\mu} \right)^{0.77} \quad (II.37)$$

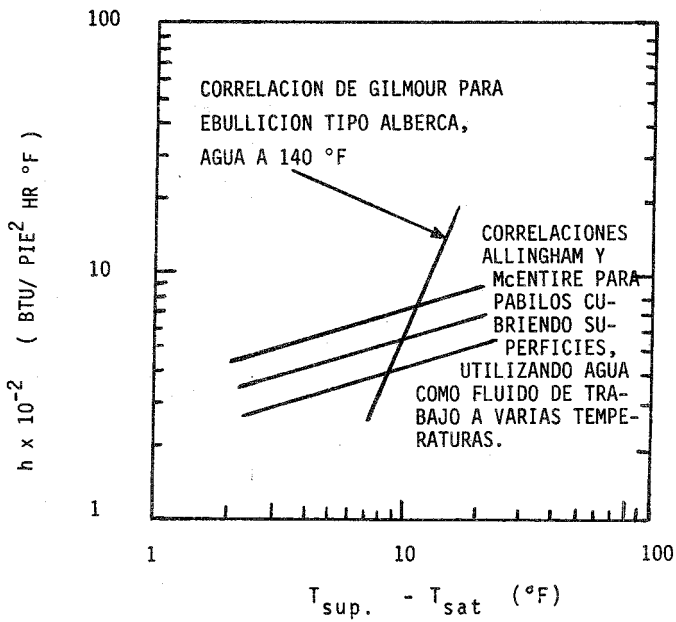
Sus resultados los compara con aquellos que se obtienen utilizando la ecuación de Gilmour, los cuales se representan en la gráfica II.7

Ellos explican tal comportamiento de la siguiente manera :

- El coeficiente para superficies cubiertas con pabilo es mayor a bajos fluxes y con sobrecalentamientos menores a 10°F, esto se debe, al incremento en la superficie efectiva de calentamiento y por ende al aumento de los sitios de nucleación por la presencia del pabilo.
- Para altos fluxes y sobrecalentamientos arriba de 10°F los coeficientes de ebullición para superficies con pabilo son menores que para superficies lisas, considerando que tal reacción es debida a la presencia del pabilo evita la turbulencia y el rapido movimiento del líquido en la superficie de calentamiento.

Otros autores [3] refieren los coeficientes de transferencia, como resistencias térmicas, expresadas de la siguiente manera:





GRAFICA II.7 COMPARACION DE COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR PARA AGUA CUBRIENDO SUPERFICIES Y PARA AGUA EN EBULLICION TIPO ALBERCA.

EVALUACION DE RESISTENCIAS

Z1, Z9 Resistencias térmicas de la superficie externa del evaporador y condensador. Estas pueden ser evaluadas por métodos convencionales, dependiendo de la fuente y el suministro de calor.

$$Z1 = 1/ h_{oe} S_{oe} \quad \dots (II.3.8)$$

$$Z9 = 1/ h S_{co} \quad \dots (II.3.9)$$

Z2, Z8 Resistencias térmicas a través de la pared del tubo de calor, están dadas por las siguientes expresiones:

$$Z2 = \frac{\ln (D_o/ D)}{2 \pi l_e k} \quad \dots (II.40)$$

$$Z8 = \frac{\ln (D_o/ D)}{2 \pi l_c k} \quad \dots (II.41)$$

Z3, Z7 Estas resistencias se analizan en la siguiente sección considerando una analogía con los termosifones.

Z4, Z6 Las resistencias térmicas en la interfase líquido - vapor en las secciones de evaporación y condensación respectivamente, son tan pequeñas que se pueden considerar despreciables.

Z5 Esta resistencia se refiere a la provocada por la caída de presión del vapor del evaporador al condensador y puede evaluarse

de la siguiente manera:

$$Z_5 = \frac{T_{\text{eff}} \Delta P_v}{\lambda Q \rho_v} \quad \dots \text{ (II.42)}$$

Z10 Es la resistencia térmica de la pared del tubo en forma axial.

$$Z_{10} = 0.5 (l_c + l_e) / A_x k_x \quad \dots \text{ (II.43)}$$

ANALOGIA CON EL FUNCIONAMIENTO DE TERMOSIFONES.

Tubos Verticales Lisos.

La resistencia interna para una película descendente es calculada siguiendo la teoría de Nusselt, por medio de la siguiente ecuación.

$$Z_7 = \frac{C Q^{1/3}}{D^{4/3} g^{1/3} l_c \Phi^{4/3}} \quad \dots \text{ (II.44)}$$

En un estudio experimental con un tubo de 3/4 pulg. de diámetro y 2 pies de longitud, se observó que la resistencia para la sección de ebullición, era la misma que para la condensación y podría ser evaluada por la ecuación II.44

Para ebullición nucleada tipo alberca se tiene la siguiente ec.:

$$Z_{3p} = \frac{1}{\Phi_3 g^{0.2} Q^{0.4} (D l_c)^{0.6}} \quad \dots \text{ (II.45)}$$

Siendo Φ_3 el parámetro denominado "merito de figura" y esta expresado por la siguiente correlación:

$$\Phi_3 = 0.32 \frac{d_i^{0.65} k_f^{0.3} C_{p_i}^{0.7}}{\rho_v^{0.35} \lambda^{0.4} \mu^{0.1}} \left(\frac{p_v}{p_a} \right)^{0.23} \dots (II.46)$$

dicha correlación se reduce para agua y amoniaco de la siguiente manera;

$$\text{AGUA} \quad \Phi_3 = 63 \left(p_v / p_a \right)^{0.23} \dots (II. 7)$$

$$\text{AMONIACO} \quad \Phi_3 = 56 \left(p_v / p_a \right)^{0.23} \dots (II.48)$$

la ec. II.48 puede aplicar para valores de $p_v / p_a > 20$

Cuando se tenga pabilo la resistencia Z_3 se evaluará de la siguiente manera:

$$Z_7 = \frac{\ln (r_i / r_v)}{2\pi l_e k_w} \dots (II.49)$$

Como puede apreciarse, en las diversas investigaciones para determinar el coeficiente de transferencia de calor, las conclusiones de dichas investigaciones son muy variadas, ya que algunos autores encuentran que la influencia de los pabilos en la ebullición no es significativa y que, los coeficientes tienen un comportamiento similar en ausencia de ellos. También, algunos autores realizan correlaciones para calcular, los coeficientes de transferencia, pero que solo son validas para el caso estudiado, no siendo posible generalizarlas para todas las estructuras y todos los fluidos de trabajo. Otros trabajos sólo establecen los factores que caracterizan a la transferencia de calor sin llegar a una correlación.

Los trabajos que analizan a los tubos de calor como resistencias térmicas, sólo cuantifican el efecto conductivo de los pabilos. En los coeficientes de ebullición y condensación, únicamente expresan que tales coeficientes se ven aumentados en lo que se refiere a la ebullición en 3 o 4 veces a los obtenidos sin pabilos.

Ya que la información para la evaluación de coeficientes es tan variada, en cuanto a sus criterios y conclusiones, con respecto a la influencia del pabilo en los coeficientes de transferencia, se propone desarrollar una metodología utilizando métodos convencionales y correlaciones ya probadas para la ebullición y condensación, sin considerar la estructura del pabilo.

II.3.3 Nomenclatura

A_{total}	Area total (pies ²)
A_i	Area interna (pies ²)
A_v	Sección transversal del vapor en el tubo de calor (pies ²)
A_x	Area de la pared del tubo (pies ²)
D_o, D	Diámetro externo, interno del tubo de calor (pies)
g	Aceleración de la gravedad (pies/seg ²)
h_{cond}	Coefficiente de condensación. (BTU/hr pie ² °F)
h_{eb}	Coefficiente de ebullición (BTU/ hr pie ² °F)
h_{oe}	Coefficiente en la superficie externa del evaporador (BTU/ hr pie ² °F)
h_{oc}	Coefficiente en la superficie externa del condensador (BTU/ hr pie ² °F)
$k_{v,l}$	Conductividad térmica del vapor, líquido (BTU/ hr pie °F)
L	Longitud total del tubo (pies)
$l_{e,c}$	Longitud del evaporador y condensador (pies)
AP_v	Caida de presión del vapor (lb/pulg. ²)
Q	Carga térmica (BTU/ hr)
r_i	Radio interno (pies)
r_v	Radio de circulación del vapor (pies)
T_{eff}	Diferencia de temperatura efectiva (°F)
\bar{T}_v	Temperatura del fluido de trabajo en fase vapor (°F)
Z_i	Resistencia interna del tubo de calor (hr pie ² °F/BTU)
Z_n	Resistencias térmicas en el tubo de calor (hr pie ² °F/BTU)

λ	Calor latente de evaporación (BTU/lb)
μ_v	Viscosidad del fluido de trabajo en fase vapor (lb/pie hr)
$\rho_{v,l}$	Densidad del fluido de trabajo en fase vapor, líquida (lb/pies ³)
ϕ	"Mérito de figura" (adimensional)

III.3 PLANTEAMIENTO DE NECESIDADES.

Los requerimientos de energía eléctrica en las plataformas marinas tienen que generarse en ellas mismas. Uno de los sistemas que se utilizan, es por medio de turbogeneración a partir de gas combustible (gas natural) que se extrae en la misma zona.

La demanda de energía en un complejo de inyección de agua en la sonda de Campeche son de 20 000. Kwatts. Por lo que ésta demanda es cubierta por un turbogenerador. Este equipo utiliza gas combustible proveniente de una de las plantas de endulzamiento de gas amargo.

El sistema de generación se ilustra por la figura III.A

El consumo y características del gas combustible para la turbina son las siguientes:

$$\begin{aligned}
 W &= 17\ 100. \text{ lb/hr} \\
 LHV &= 1\ 365. \text{ BTU/pie}^3 \text{ std.} \\
 SG &= 1.85 @ 60 \text{ }^\circ\text{F} \\
 PM &= 24.2
 \end{aligned}$$

Por otra parte el aire alimentado al turbogenerador es de 208 800.0 lb/hr. Por lo que los gases de combustión a la descarga del turbogenerador es el siguiente.

$$\begin{aligned}
 \text{Flujo} &= 515\ 873. \text{ lb/hr} \\
 \text{Temperatura} &= 861.0 \text{ }^\circ\text{F} \\
 \text{Capacidad Calorífica Promedio} &= 0.263 \text{ BTU/lb }^\circ\text{F} \\
 \text{Presión} &= 31.54 \text{ pulg. H}_2\text{O} \\
 \text{Peso Molecular Promedio} &= 28.5
 \end{aligned}$$

La necesidad de calentamiento en la misma plataforma es como la que se ilustra en el diagrama de flujo Figura III.B.

Descripción de Equipos

EG-400 Recuperador de Calor
 EA-100 Calentador de Gas Dulce
 PA-200 Sistema de Potabilización de Agua de Mar
 FB-300 Tanque de Calentamiento de Tambores de DEA.

Condiciones de Operación.

CORRIENTE	1	2	3
Flujo lb/hr	625 357.0	36 014.0	36 014.0
BPD 60 °F	42 841.0	1 974.0	1 974.0
Presión lb/pulg ² man.	105.23	-	-
Temperatura °F	170.0	185.0	100.0
	4	5	6
	36 014.0	587 302.0	587 302.0
	1 974.0	30 645.0	30 645.0
	-	-	-
	100.0	185.0	171.0
	7	8	
	2 041.4	2 041.4	
	140.0	140.0	
	-	-	
	185.0	100.0	

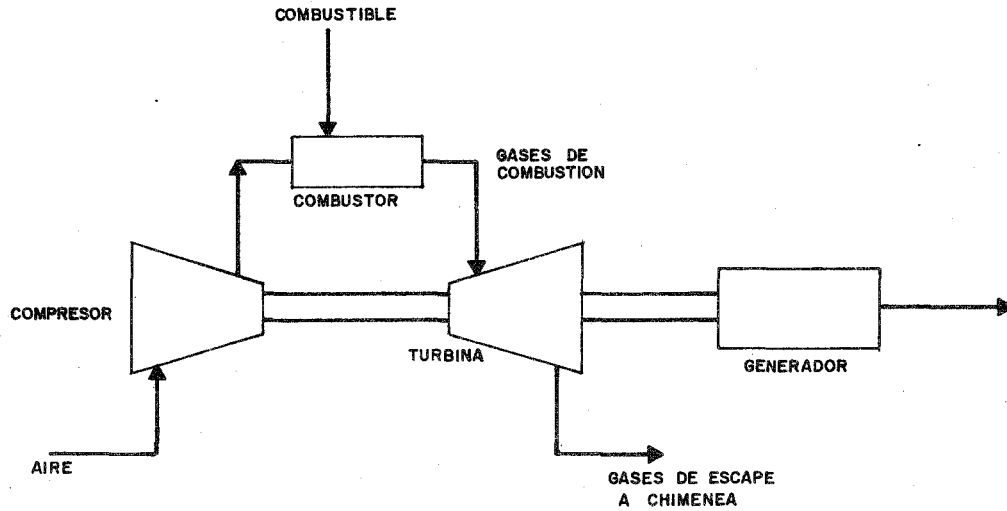


FIG. III. A. SISTEMA DE TURBOGENERACION. DE ENERGIA ELECTRICA.

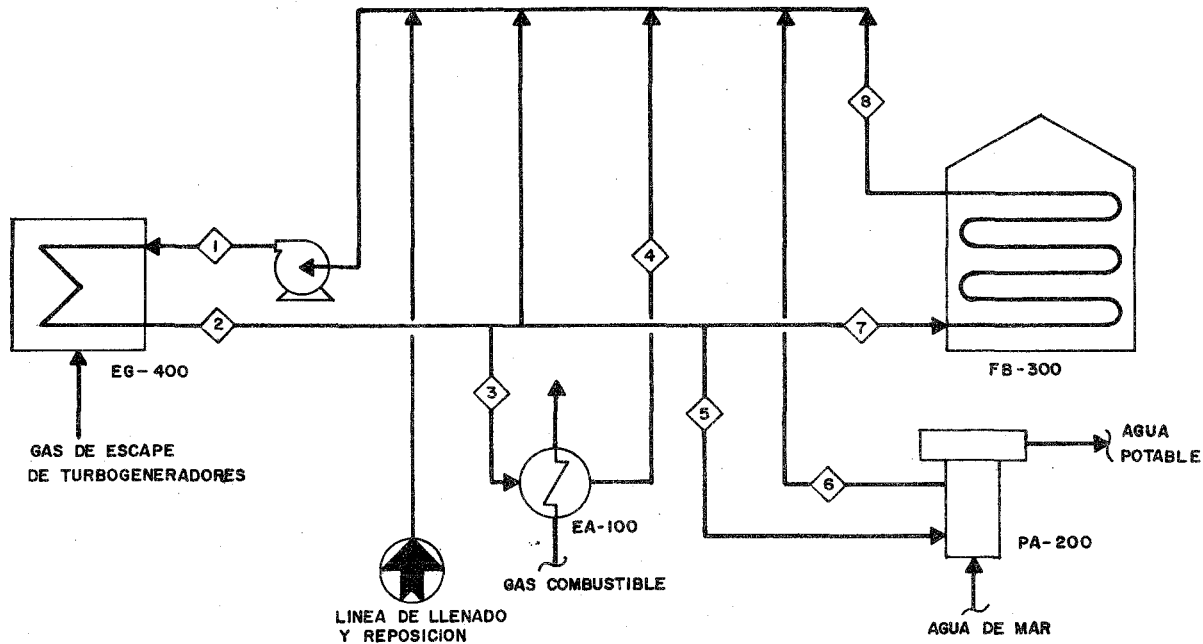
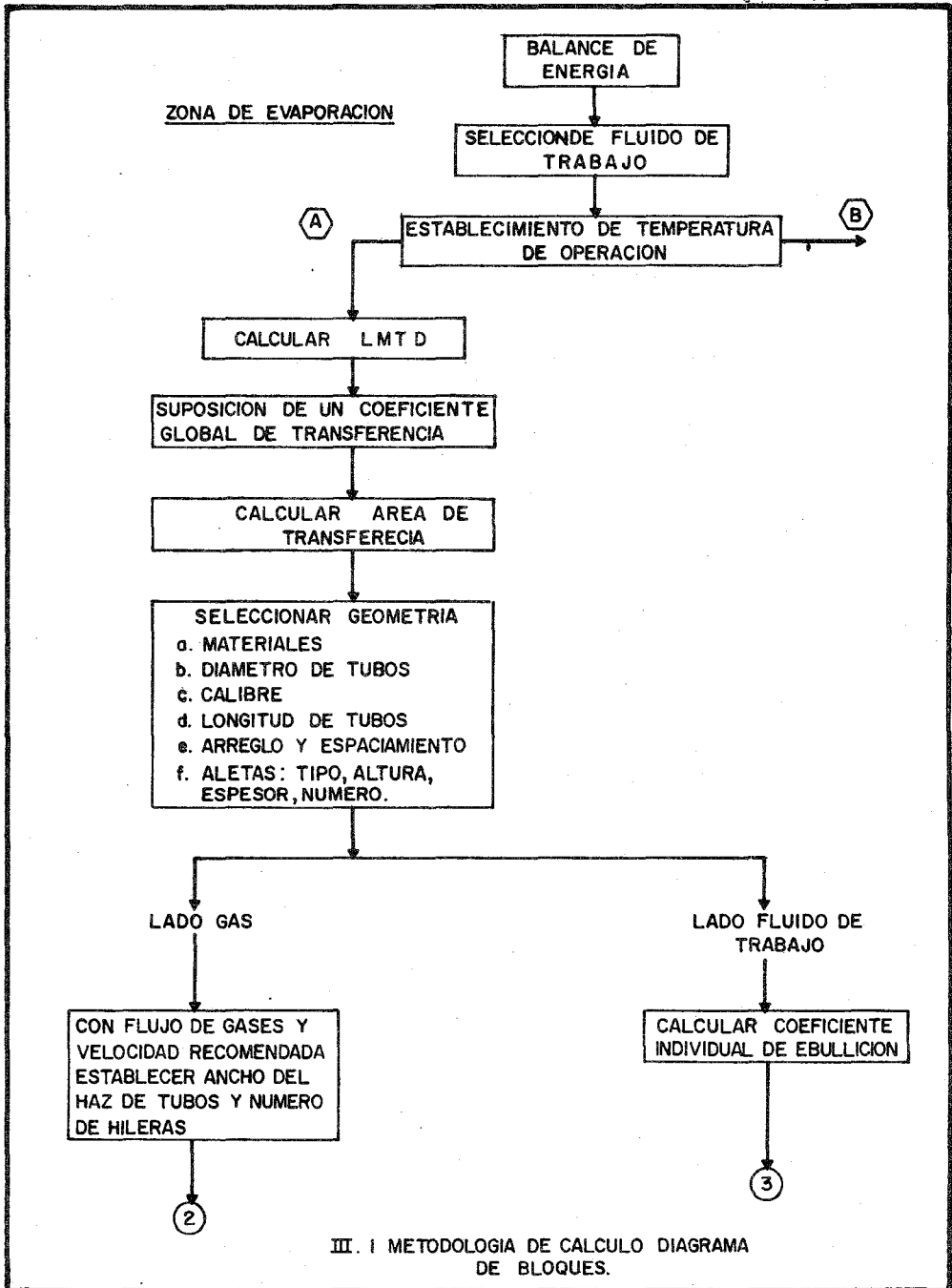
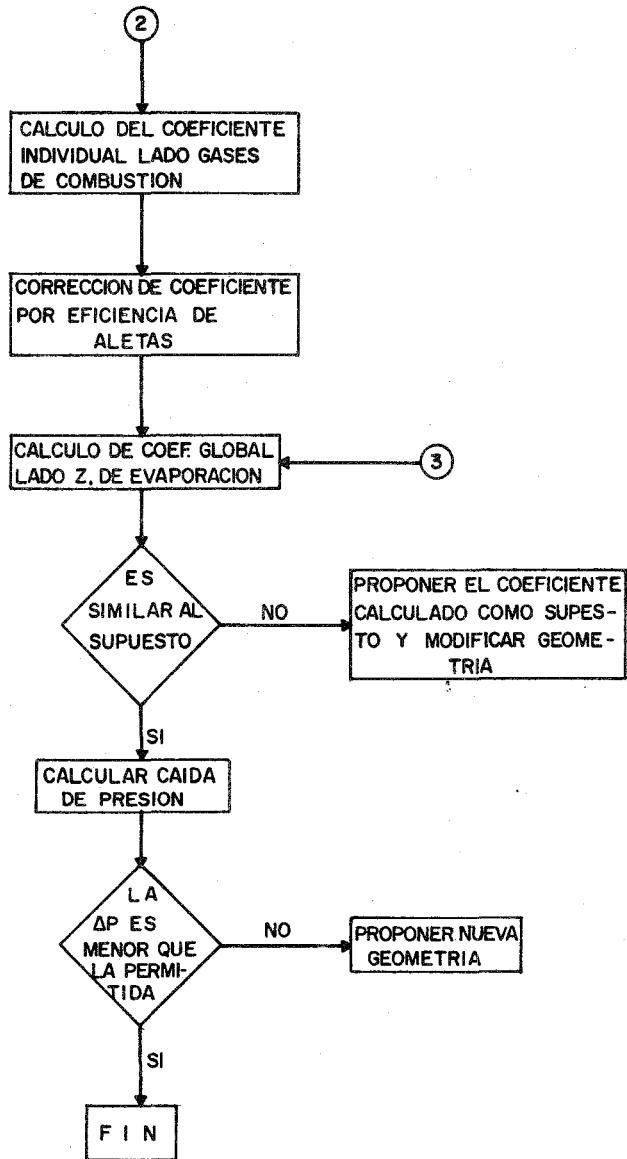
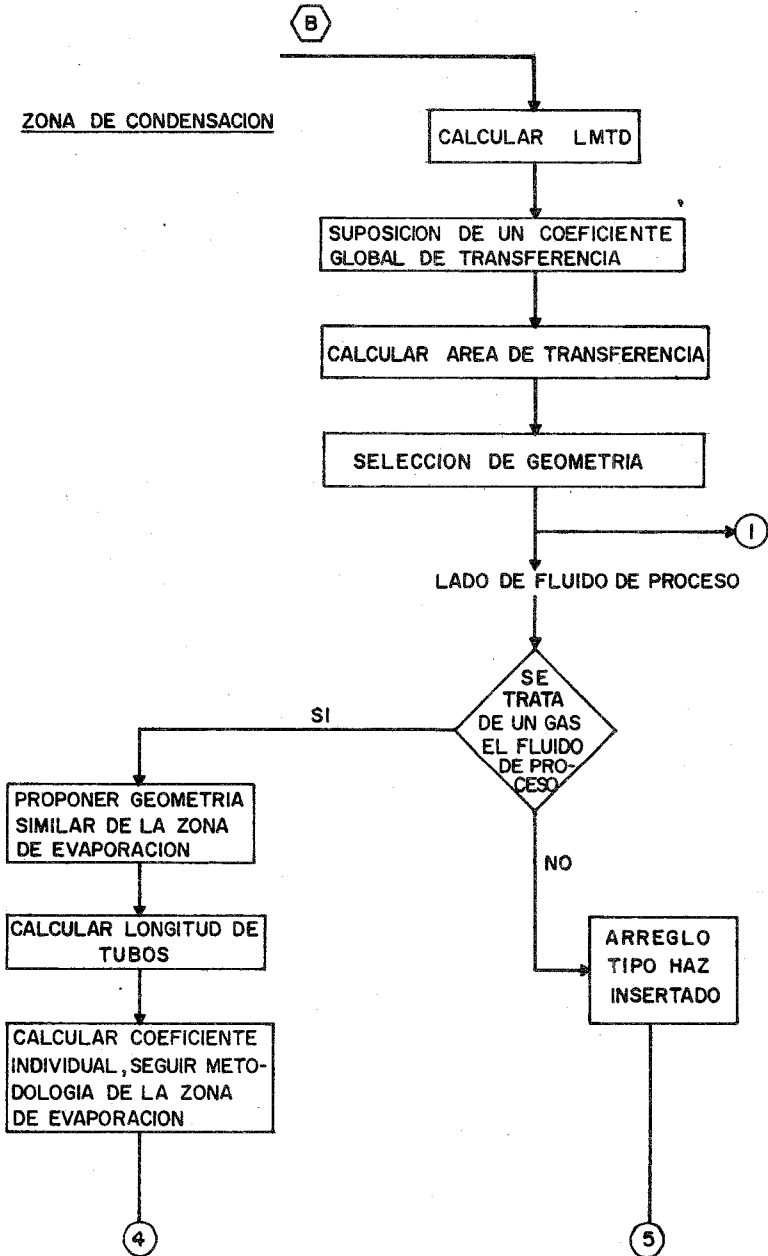


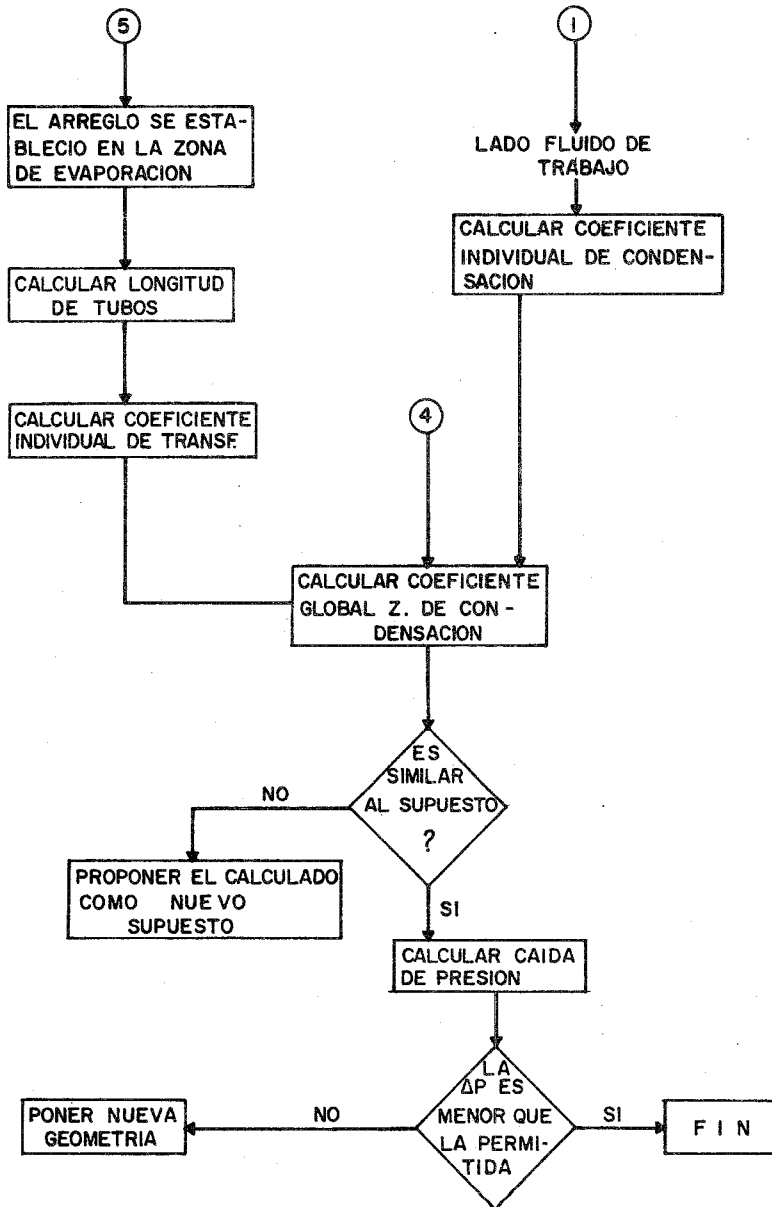
FIG. III. B. CIRCUITO DE AGUA DE CALENTAMIENTO.





ZONA DE CONDENSACION





III.2.0 DESGLOSE DE METODOLOGIA.

III.2.1 Balance de Materia y Energía.

$$Q_a = m_a C_{pa} (t_2 - t_1)$$

$$Q_g = m_g C_{pg} (T_1 - T_2)$$

$$Q_a = Q_g$$

III.2.2 Selección del Fluido de Trabajo y Rango de Operación

Consultar Tabla I.1

III.2.3 Cálculo de LMTD (°F)

$$T_i \longrightarrow T_2$$

$$\frac{t_s \longleftarrow t_s}{\Delta t_2 \quad \Delta t_1}$$

$$LMTD = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{\ln \frac{\Delta t_2}{\Delta t_1}}$$

Zona de Evaporación.

III.2.4 Suposición de coeficiente global (BTU/hr pie² °F)

En la tabla (III.1) se tienen algunos coeficientes recomendados para diferentes servicios.

III.2.5 Cálculo de Área de Transferencia. (pies²)

$$A = \frac{Q}{U \text{ LMTD}}$$



III.2.6 Selección de Geometría

a) Materiales

Los materiales deberán seleccionarse de acuerdo a los fluidos manejados.

En el capítulo I se da una tabla para la selección del material, dependiendo del fluido de trabajo que se emplee.

b) Diametro de Tubos

Diámetros Comerciales. Los diámetros podrán utilizarse indistintamente como en los cambiadores de haz y envolvente, según los requerimientos del diseño, pero en los diseños de aplicaciones industriales se encuentran los diámetros de 1, 1½, 2, 3.

c) BWG

El calibre del tubo se seleccionará de acuerdo a la presión del fluido de trabajo.

$$t = \frac{P R}{SE - 0.6 P}$$

t = Espesor (Pulg.)

P = Pres. Dis. = P. op * 1.1 ó (30 lb/Pulg.² max.).

S = Esfuerzo Max. Perm. a la Temp. de Diseño (PSI)

E = Eficiencia de unión = 1. (para tubos sin costura)

R = Radio Int. - Corrosión (Pulg.)

d) Longitud de Tubos; las longitudes de tubos estandar son: 8, 10, 12, 14, 16, 20, 24, 28, 30, 40 pies de longitud según las necesidades, aunque pueden emplearse longitudes intermedias.

e) Arreglo y Espaciamiento.

El arreglo podrá ser cuadrado o triangular siendo este último el más ampliamente utilizado ya que se obtiene una mejor distribución por el lado del gas y así mejores coeficientes.

El espaciamiento estará en función de la geometría de las aletas específicamente de la altura.

f) Aletas

Existen dos tipos de aletas convencionales para recuperadores de calor, estas pueden ser circulares completas ó circulares segmentadas (Ver Fig. I.4).

Los segmentos de aletas disponibles con fabricantes son los siguientes:

5/64, 5/32, 5/16 Pulgadas.

Aunque se pueden fabricar de diferentes dimensiones, según los requerimientos.

Las dimensiones de tubería aletada para estos servicios es la -

siguiente:

De Tubo	th	Num/Pulg.	h
1	0.035	3 - 11	1/2
1 1/4	0.042		3/4
1 1/2	0.050		15/16
	0.060		1 1/8
			1 1/4
2	0.025	2 - 7	1/4
	0.030		3/8
	0.035		1/2
	0.050		5/8
	0.060		3/4
	0.075		7/8
	0.090		
	0.105		
	0.120		
	0.135		
	0.1875		
3	0.012	2 - 10	1/8
4	0.020		1/4
5	0.025		3/8
	0.030		1/2
	0.035		5/8
	0.050		3/4
	0.060		7/8
			1.

III.2.7 Cálculo de Coeficientes Individuales.

III.2.7.1 Coeficiente Lado Fluido de Trabajo.

Se consideró para el cálculo de coeficiente de película, la ecuación de ebullición sin flujo, dado que el fluido se encuentra estacionario en esta zona.

Ecuación de Mostinski.

$$H = 0.00658 P_c^{0.69} (Q/A)^{0.7} \left[1.8 (P/P_c)^{0.17} + 4 (P/P_c)^{1.2} + 10 (P/P_c)^{10} \right]$$

III.2.7.2 Coeficiente Lado Gas

Establecer dimensiones del haz de tubos (largo - ancho) considerando velocidades recomendadas en el haz de tubos.

En las prácticas de diseño de fabricante se han reportado velocidades para gases de combustión en un rango de 20 - 80 ft/seg.

Cálculo de Area de Transferencia.

a) Aletada por pie de longitud. Af (Pies²/Pie)

$$Af = \frac{\pi}{4} (D_f^2 - D_o^2) 2 p 12$$

b) Area de Tubo Liso por Pie de Long. A_o (Pie²/Pie).

$$A_o = \pi D_o - \pi D_o \frac{t}{12} \rho \quad 12$$

c) Por Espesor de Aletas por Pie de Long. A_{th} (Pie²/Pie)

$$A_{th} = \pi D_f \frac{t}{12} \rho \quad 12$$

d) Area Total de Transferencia (Pies²)

$$A_{total} = (A_f + A_o + A_{th}) L_t N_t$$

e) Area Lisa (Pie²)

$$A_{Lisa} = \pi D_o L_t N_t$$

f) Area Libre Neta en un Banco de Tubos (Pies²)

$$NFA = L B \left[1/12 (s - d_o) - (2/12 ht \rho) \right]$$

g) Masa Velocidad de Gases en Ductos (lb/hr Pies²)

$$G_g = \frac{W_g}{NFA}$$

h) Diámetro Equivalente (Pies)

$$Deq = \frac{2 (A_f + A_o)}{P_p \pi}$$

i) Perímetro Proyectado (Pie/Pie Long.)

$$P_p = 2 \left(\frac{h}{12} \right) 2 \rho \quad 12 + 2 \left(1 - \frac{t}{12} * \rho * 12 \right)$$

j) Número de Reynolds

$$Re = \frac{D_{eq} G_g}{\mu_g \times 2.42}$$

Cálculo de Coeficiente Individual Lado Gas.

a) Con Re y (Gf. III.1) C_1

b) hf/S_f y (Gf. III.2) C_3

c) Para Arreglos no Equiláteros.

P_1/P_t y Núm. de Hileras (Gf. III.3) C_5

d) Factor de Colburn

$$J = C_1 C_3 C_5 \left(\frac{df}{d_o} \right)^{0.5} \left[(P_t - df/P_t - d_o) + 1 \right]^{-1} \\ \left[(T_b + 460) / (T_s + 460) \right]^{0.25}$$

Nota: El factor elevado a (-1) solo aplicará cuando se tengan --- arreglos en línea.

$$e) hc = J C_{pg} G_g \left(\frac{kg}{C_{pg} \mu_g} \right)^{0.67}$$

$$f) h_o = 1 / \frac{1}{hc} + rd \quad (\text{BTU/hr Pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F})$$

Cálculo de Eficiencia de Aletas.

Segmentadas.

$$a) b = hf + (tf/2)$$

$$b) m = h_o (tf + Ws) / (6 k_f tf Ws)^{1/2}$$

$$c) X = \frac{\tanh mb}{mb}$$

$$d) E = X (0.9 + 0.1 X)$$

Planas.

$$a) b = hf + (tf/2)$$

$$b) m = (h_o/6 k_f tf)^{1/2}$$

$$c) X = \frac{\tanh mb}{mb}$$

$$d) Y = X (0.7 + 0.3 X)$$

$$e) E = Y (0.45 \ln \frac{df}{d_o} (Y - 1) + 1)$$

III.2.7.3 Cálculo de Coeficiente Corregido (BTU/hr pie²°F)

$$h_{oc} = h_o \frac{(E A_f + A_o)}{A_f + A_o}$$

III.2.7.4 Cálculo de Coeficiente global Lado Zona de Evaporación (BTU/hr pie²°F)

$$U = \frac{1}{1/h_{oc} + 1/h_{eb}}$$

III.2.7.5 Cálculo de Caída de Presión.

a) Con Re y Gf. III.1 C2

b) Con h_f , $\frac{P_t}{S_f}$ y G_f . III.4 C4

c) Corrección debido a arreglos no equiláteros, con $\frac{P_1}{P_t}$, número de hileras y Gf. III.5 C6.

d) Factor de fricción.

$$f = C_2 C_4 C_6 (d_f/d_o)^{0.5} \text{ arreglos rotados.}$$

$$f = C_2 C_4 C_6 (d_f/d_o)^{1.0} \text{ arreglos en línea.}$$

e) Término de Pérdida de Aceleración.

$$a = \left(\frac{1 + \beta^2}{4 Nr} \right) \rho g \left(\frac{1}{\rho_2} - \frac{1}{\rho_1} \right)$$

$$\beta = \frac{A_m}{A_d}$$

A_m = Area de Flujo Cruzado en el Haz (Pies²) (NFA).

Ad= Sección Transversal del Ducto, Incluyendo el Haz, (Pies²).

f) Caída de Presión Estática (Pulg. H₂O)

$$\Delta P = \frac{(f+a) Gg^2 \cdot Nr}{\rho b \times 1.083 \times 10^9}$$

Zona de Condensación.

III.2.8 Cálculo de LMTD (°F)

$$\begin{array}{l} ts \rightarrow ts \\ \frac{t2 \leftarrow t1}{\Delta t2 \quad \Delta t1} \end{array} \quad LMTD = \frac{\Delta t2 - \Delta t1}{\frac{\Delta t2}{\Delta t1}}$$

III.2.9 Suponer un Coeficiente Global de Acuerdo a los Recomendados.

Ver Tabla III.1

III.2.10 Cálculo de Area de Transferencia (Pies²)

$$A = \frac{Q}{U LMTD}$$

III.2.11 Cálculo de Longitud de Tubos.

Calcular con el área estimada en el punto anterior y el número de tubos determinado en la sección de evaporación.

$$L = \frac{A_{sup}}{\frac{Area}{Tubo} * Nt}$$

III.2.12 Cálculo de Coeficientes Individuales.

a) Coeficiente de Condensación.

$$h_{cond} = 0.943 \left(\frac{k_f \rho_f^2 \lambda_g \text{sen} \alpha}{L \mu_f \Delta t_f} \right)^{1/4}$$

$$\Delta t_f = (T_1 + t_w) / 2$$

$$t_w = T_1 + t / 2$$

b) Coeficiente Lado Fluido de Proceso.

$$\frac{\Delta t}{d_o} = \frac{T - t_2}{d_o}$$

$$t_f = \frac{T + t_2}{2}$$

Gf. III.6

ir a la línea de referen
cia (L.R.)

c) Con: L.R. y $\frac{\Delta t}{d_o}$

Gf . III.6

Leer
hc

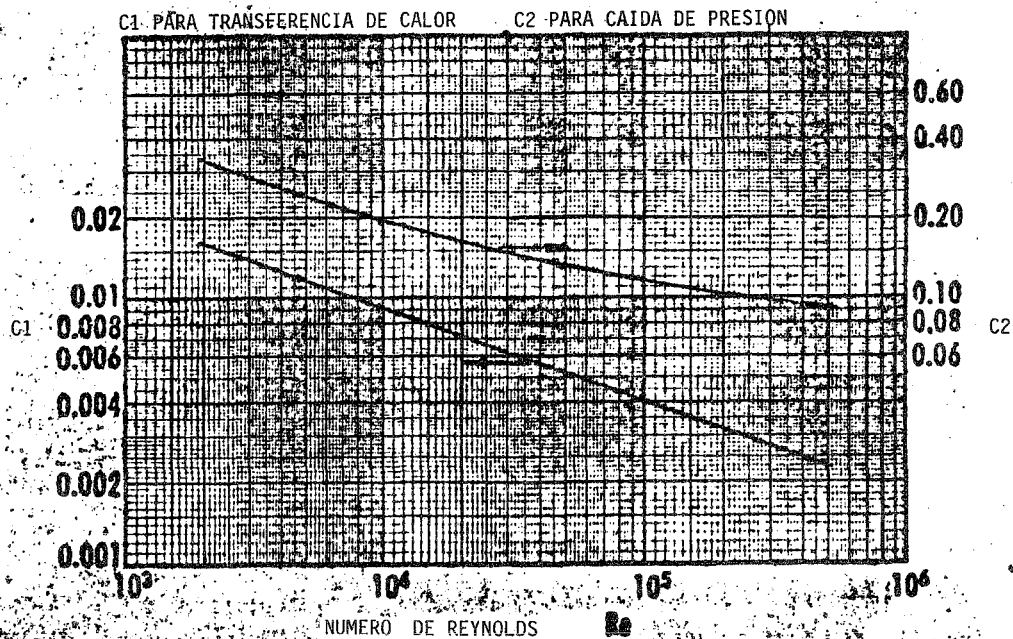
III.2.13 Cálculo de Coeficiente Global.

$$U = \frac{1}{1/h_{cond} + 1/h_e + r_d}$$

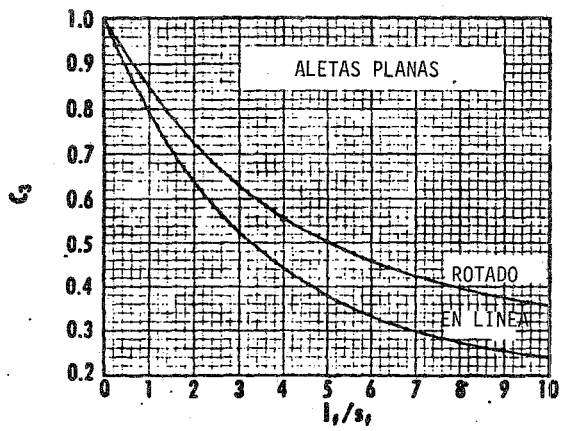
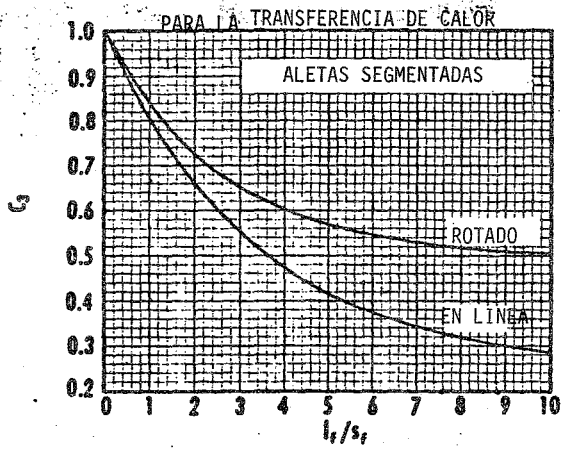
TABLA III.1
COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR [13]

Δt	5	10	20
<u>Evaporación de Fluidos</u>		U (BTU/hr Pie ² °F)	
Agua	450	1200	2000
Metanol	120	290	-
Etanol	-	870	-
Propano	515	1460	-
Tratracloruro de Carbo- no.	-	-	55
Freon 12	-	320	2250
Agua - Vapor			350-750
Solv. Orgánicos - Vapor			100-200
Refrigerante - Agua.			75-150
<u>Intercambiadores</u>		U (BTU/hr Pie ² °F)	
Vapor de agua	-	Gases	2 - 50
Vapor de proceso	-	Gases	95

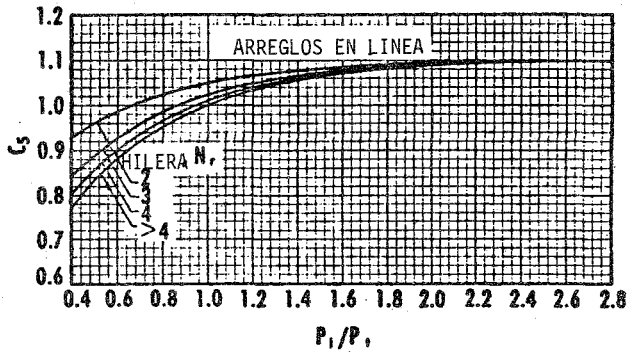
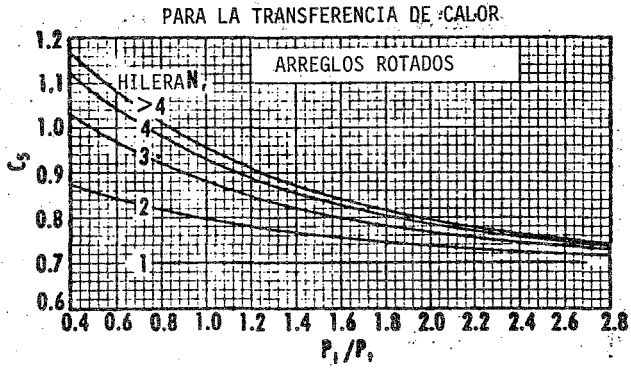
Condensación de Fluidos	U (BTU/hr pie ² °F)	Δ t (2F)
Agua - Vapor de Agua.	225 - 110	190 - 235
Agua - Vapor de Agua.	190 - 235	230 - 130
Agua - Amoniaco	140 - 165	120 - 90
Agua - Amoniaco	230 - 300	
Agua - Propileno Vapor	130 - 150	200 - 90
Agua - Vapor a Presión	350 - 750	-
Agua - Vapor a Vacfo.	300 - 600	-



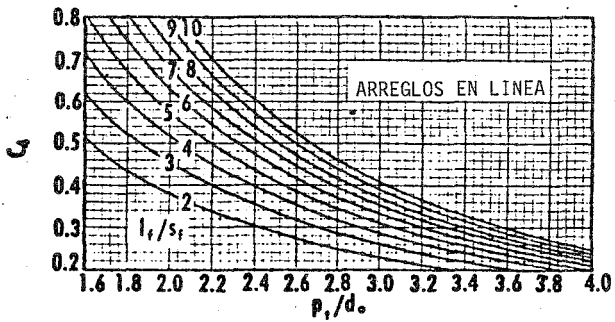
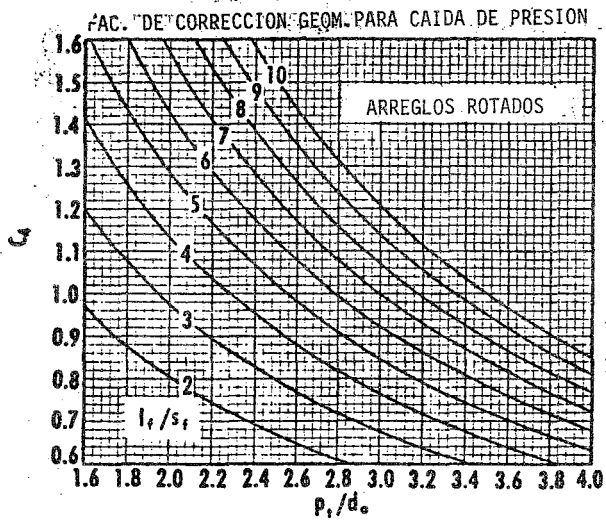
GRAFICA III. I CONSTANTES PARA EL CÁLCULO DE NUMERO DE REYNOLDS Y COEFICIENTE DE PELICULA.



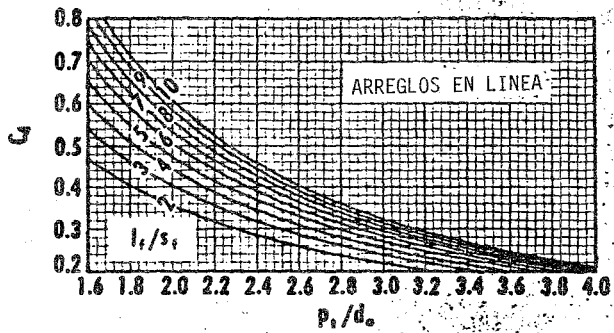
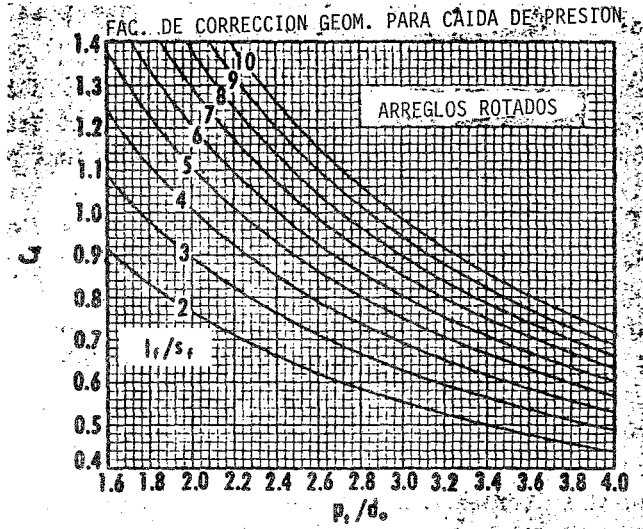
GF. III. 2 FACTOR DE CORRECCION DEL COEFICIENTE DE PELICULA.



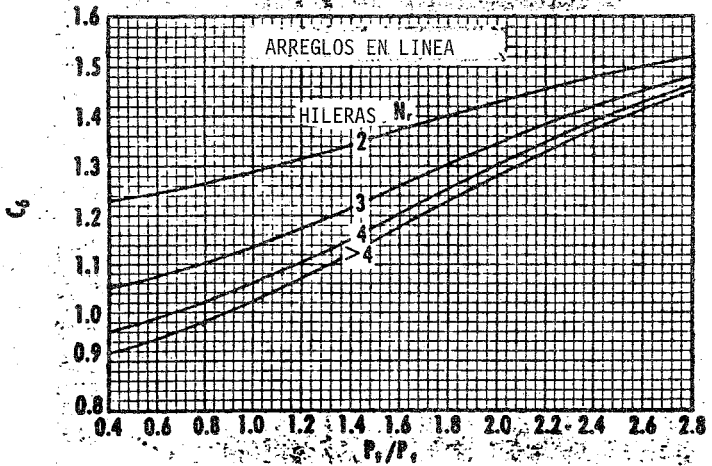
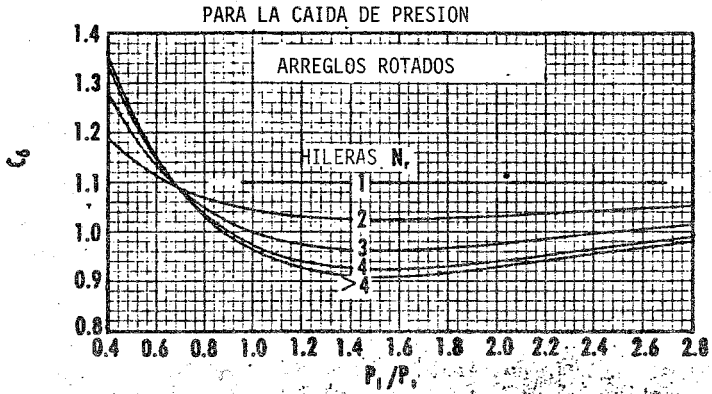
GF. III. 3 FACTOR DE CORRECCION DEL COEFICIENTE DE PELICULA.



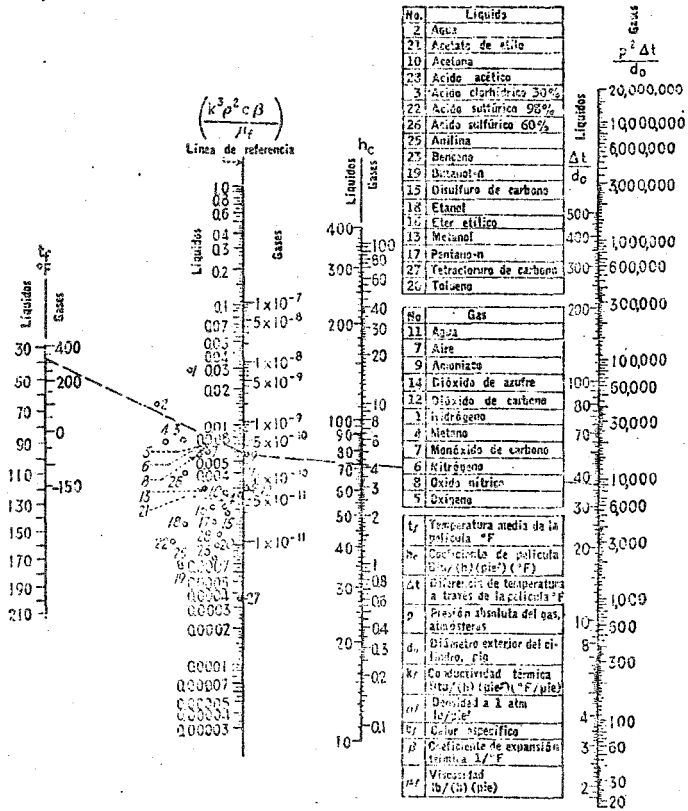
GF. III. 4 FACTOR DE CORRECCION PARA CAIDA DE PRESION
(ALETAS SEGMENTADAS).



GF. III. 4 FACTOR DE CORRECCION PARA CAIDA DE PRESION.
(ALETAS PLANAS)



GF III. 5 FACTOR DE CORRECCION PARA CAIDA DE PRESION.



GF III.6 CONVECCION LIBRE FUERA DE TUBOS. [DONALD. Q. KERN
"PROCESOS DE TRANSF. DE CALOR" C.E.C.S.A. 4a.Ed.
pag. 260.]

III.3.0 DISEÑO TERMICO DE UN RECUPERADOR TIPO TUBOS DE CALOR.

III.3.1 Balance de Materia y Energía.

$$\begin{aligned} Q_a &= m C_p (t_2 - t_1) \\ &= 625\,357 * 1 * (185 - 167) \\ &= 11.256 \times 10^6 \text{ BTU/hr.} \end{aligned}$$

Flujo de Gas Requerido

$$W_g = \frac{Q}{C_p \Delta T}$$

$$W_g = \frac{11.256 \times 10^6}{0.26 (861 - 489)} = 116\,377. \text{ lb/hr.}$$

III.3.2 Selección de Fluido de Trabajo.

El fluido de trabajo seleccionado de acuerdo a las temperaturas manejadas es "(Agua)" (Ver rangos de operación I.1).

Rango de Operación del Agua.

Esta temperatura se establece en base al gradiente de los fluidos externos.

Gases de Combustión

$$T1 = 861 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

$$T2 = 489 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

$$T_{dis} = 950 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

Agua de Calentamiento

$$t1 = 167 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

$$t2 = 185 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

$$t_{dis} = 220 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

Temperatura de Ebullición del Fluido de Trabajo.

$$T = 300 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

$$P_{eb} = 67.0 \text{ psia}$$

III.3.3 Cálculo de LMTD

Zona de Vaporización

$$861 \xrightarrow{\text{Gases}} 489 \text{ (}^{\circ}\text{F)}$$

$$300 \xleftarrow{\text{F. Trab.}} 300 \text{ (}^{\circ}\text{F)}$$

$$561 \quad 189$$

$$\text{LMTD} = \frac{561 - 189}{\ln \frac{561}{189}}$$

$$\text{LMTD} = 342 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

Zona de Condensación

$$300 \xrightarrow{\text{F. Trabajo}} 300$$

$$185 \xleftarrow{\text{F. de Proc.}} 167$$

$$115 \quad 133$$

$$\text{LMTD} = \frac{133 - 115}{\ln \frac{133}{115}}$$

$$\text{LMTD} = 123.8 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

Zona de Evaporación.

III.3.4 Suposición de Coeficiente U

BTU/hr pie²°F

Vapor de Agua 1500

Gas de Comb. 95

$$U = \frac{1}{1/1800 + 1/95} = 90.0$$

III.3.5 Cálculo de Area de Transferencia.

$$A = \frac{Q}{U \text{ LMTD}}$$

$$A = \frac{11.256 \times 10^6}{90 \times 342} = 365.0 \text{ pies}^2$$

III.3.6 Selección de Geometría.

a) Material de tubos: Acero inoxidable SA-213 grado 304.

(Referirse a código ASME sección II-A,B)

b) Diámetro de tubos: 1 1/2"

DE= 1.5"

DI= 1.282"

c) BWG= 12

$$t = \frac{PR}{SE - 0.6 P}$$

P Se considera la mayor a la que estará sujeto (105 psi).

$$P_{dis} = 105 + 30 = 135 \text{ psi}$$

$$R = \frac{1}{2} (1 \frac{1}{2}) - 0.109 = 0.641$$

$$T_{dis} = 861.0 \times 1.1 = 950 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$S = 14\,400 \text{ psi}$$

$$E = 1 \text{ (Tubos sin costura)}$$

$$t = \frac{135 * 0.641}{14\,400 (1) - 0.6 (135)} = 0.006 \text{ Pulg.}$$

0.006" requeridas Vs. 0.109" del calibre.

d) Longitud: 5 pies

e) Pitch: 2 3/4 Transversal

: 2.38 Longitudinal

f) Aletas

Número: 6/Pulg.

Altura: 1/2.Pulg.

Espesor: 0.05 Pulg.

g) Dimensiones del haz de tubos.

Area de tubos: $0.3927 \text{ pie}^2/\text{pie}$.

Longitud = 5 pies

Número de tubos: $\frac{\text{Area Transf.}}{\text{Area Tubo}}$

$$= \frac{418 \text{ pies}^2}{0.3927 \frac{\text{pie}^2}{\text{pie}} * 5 \text{ pies}} \approx 217 \text{ tubos.}$$

Se considerará 30 tubos por hilera.

$$\frac{217}{30} = 7 \text{ hileras}$$

Dimensiones: Largo: 60 Pulg.

Ancho: 82.5 Pulg.

Altura: 16.7 Pulg.

III.3.7 Cálculo de Coeficientes Individuales.

III.3.7.1 Coeficiente Lado Fluído de Trabajo.

$$P = 67.0 \text{ psia}$$

$$T_{eb} = 300 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$\lambda = 910.0 \text{ BTU/lb}$$

$$P_c = 3 \text{ 198 psia}$$

Ecuación de Monstinki

$$H = 0.00658 P_c^{0.69} (Q/A)^{0.7} [1.8 (P/P_c)^{0.17} + 4 (P/P_c)^{1.2} +$$

$$10 (P/P_c)^{10}]$$

$$\frac{Q}{A} = \frac{11.256 \times 10^6 \text{ BTU/hr}}{365} = 26\,928.2 \text{ BTU/hr pie}^2$$

$$\frac{P}{P_c} = \frac{67.0}{3198} = 2.09 \times 10^{-2}$$

$$H = 0.00658 (3198)^{0.69} (30\,838)^{0.7} [1.8 (2.09 \times 10^{-2})^{0.17} + 4 (2.09 \times 10^{-2})^{1.2} + 10 (2.09 \times 10^{-2})^{10}]$$

$$= 2114 \text{ BTU/hr pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

III.3.7.2 Cálculo de Coeficiente Lado Gas.

a) Area Libre Neta

$$\begin{aligned} \text{NFA} &= \text{LB} [1/12 (S - d_o) - (2/12 \text{ hf } t_f)] \\ &= 5 \times 30 [1/12 (2.75 - 1.5) - (2/12 * 1/2 * 0.05 * 6)] \\ &= 11.87 \text{ pie}^2 \end{aligned}$$

b) Masa Velocidad del Gas

$$G_g = \frac{116\,377}{11.87} = 9800 \text{ lb/hr pie}^2$$

$$\begin{aligned} \text{Velocidad Promedio} &= \frac{G}{\rho_g 3600} \\ &= \frac{9\,800}{0.03628 * 3\,600} = 75.0 \text{ pie/seg.} \end{aligned}$$

c) Diámetro Equivalente.

$$Deq = \frac{2 (Af + Ao)}{\pi P_p}$$

$$Af = \frac{\pi}{4} (D_f^2 - D_o^2) 2 \rho * 12$$

$$Af = \frac{\pi}{4} \left[\frac{(2.5)^2}{12} - \frac{(1.5)^2}{12} \right] 2 (6) (12) = 3.1416 \text{ pie}^2/\text{pie}$$

Area de tubo liso

$$\begin{aligned} Ao &= \pi D_o - \pi D_o \frac{t}{12} \rho 12 \\ &= \pi (0.125) - \pi (0.125) * \frac{0.05}{12} * 6 * 12 \\ &= 0.275 \text{ pie}^2/\text{pie} \end{aligned}$$

Perímetro Proyectado.

$$\begin{aligned} P_p &= 2 \left(\frac{h}{12} \right) 2 \rho 12 + 2 (1 - t/12 \rho 12) \\ &= 4 * 1/2 * 6 + 2 (1 - 0.05 * 6) \end{aligned}$$

$$= 12 + 2 (0.7)$$

$$= 13.4 \text{ pie/pie Long.}$$

$$\text{Deq} = \frac{2 (3.1416 + 0.275)}{13.4} = 0.51 \text{ pie}$$

d) Número de Reynolds

$$\text{Re} = \frac{\text{Deq } G_g}{2.42 \mu_g}$$

$$= \frac{(0.51) (9800)}{2.42 (0.03)} = 68843 .$$

e) Número de Prandtl

$$\text{Pr} = \frac{C_p \mu (2.42)}{k}$$

$$= \frac{(0.26) (0.03) (2.42)}{0.026} = 0.726$$

f) Con $\text{Re} = 68\ 843$ Fig. III.1 $C_1 = 0.0045$

g) $hf/S_f = 0.5 / \left(\frac{1}{6} - 0.05\right) = 4.28$ Fig. III.2 $C_3 = 0.54$

h) Factor de Colburn

$$J = C_1 C_3 \left(\frac{df}{d_o}\right)^{0.5} [(Pt - df/Pt - d_o) + 1]^{-1}$$

$$[(T_b + 460)/(T_s + 460)]^{0.25}$$

$$J = (0.0045) (0.54) \left(\frac{2.5}{1.5}\right)^{0.5} [(176 + 460) / (300 + 460)]^{0.25}$$

$$J = 3.00 \times 10^{-3}$$

i) Coeficiente Individual de Transferencia.

$$hc = J C_p G_g (k_b / C_p \mu_b)^{0.67}$$

$$hc = 3.00 \times 10^{-3} \times (0.26) (9800) (1/0.726)^{0.67}$$

$$= 9.17 \text{ BTU/hr pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

j) Eficiencia de Aletas

$$X = \frac{\tanh mb}{mb}$$

$$b = hf + (tf/2)$$

$$b = 0.5 + (0.05/2)$$

$$b = 0.525$$

$$m = \left[\frac{hc}{6 kf tf} \right]^{1/2}$$

$$m = \left[\frac{9.17}{6 (21) (0.05)} \right]^{1/2}$$

$$m = 1.2$$

$$X = \frac{\tanh (1.2) (0.525)}{(1.2) (0.525)} = 0.89$$

$$Y = x (0.7 + 0.3 x)$$

$$Y = 0.89 (0.7 + 0.3 (0.89))$$

$$= 0.86$$

$$E = y (0.45 \ln \frac{df}{do} (Y - 1) + 1)$$

$$E = 0.86 \left[(0.45 \ln \frac{2.5}{1.5} (0.86 - 1)) + 1 \right]$$

$$= 0.83$$

k) Coeficiente Corregido

$$h_{oc} = h_o \left(\frac{E A_f + A_o}{A_f + A_o} \right)$$

$$= 9.17 \frac{(0.83 (3.1416) + 0.275)}{3.1416 + 0.275}$$

$$= 7.7 \text{ BTU/hr pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

l) Cálculo de Coeficiente Global Referido a Area Extendida

$$U = \frac{1}{1/h_{oc} + 1/h_i + r \frac{do}{A_f}}$$

$$U = \frac{1}{1/7.7 + 1/2114 + 0.001 (11.423)} = 7.05 \text{ BTU/hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

m) Coeficiente Referido a Superficie Lisa

$$U = U_{ext.} * \frac{A_{Ext.}}{A_{Lisa}}$$

$$U = 7.05 * \frac{3.1416}{0.275} = 80.5 \text{ BTU/hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$A = \frac{11.256 * 10^6}{80.5 * 342} = 408 \text{ ft}^2$$

$$\begin{aligned} A_{\text{Sup.}} &= 418 \text{ Pies}^2 \\ A_{\text{Calc.}} &= 408 \text{ Pies}^2 \end{aligned} \quad \therefore \text{ Es correcto}$$

III.3.7.3 Cálculo de Caída de Presión.

a) $Re = 68843 \quad C_2 = 0.12 \quad \text{Gf. III.1}$

$$\frac{ht}{sf} = \frac{0.5}{\frac{1}{6} - 0.05} = 4.28$$

$$\frac{Pt}{do} = \frac{2.75}{1.5} = 1.83$$

$$C_4 = 1.14 \quad \text{de Gf. III.4}$$

b) Factor de Fricción.

$$f = C_2 C_4 (df/do)^{0.5}$$

$$f = 0.12 * 1.14 (2.5/1.5)^{0.5}$$

$$f = 0.177$$

c) Término de Pérdida de Aceleración.

$$a = \frac{(1 + \beta^2)}{4 Nr} \rho g \left(\frac{1}{\rho_2} - \frac{1}{\rho_1} \right)$$

$$\beta = \frac{A_m}{A_d}$$

$$A_d = L \times A = (5) (6.9) = 34.5 \text{ Pies}^2$$

$$A_m = NFA = 11.87 \text{ Pies}^2$$

$$f = \frac{11.87}{34.5} = 0.344$$

$$a = \frac{(1 + 0.344^2)}{4(7)} \cdot 0.03628 \left(\frac{1}{0.0436} - \frac{1}{0.0313} \right)$$

$$a = -0.013$$

$$d) \Delta P = \frac{(f + a) G g^2 N_r}{\rho b \cdot 1.083 \times 10^9} \quad N_r = \text{Num. de hileras}$$

$$\Delta P = \frac{(0.206 - 0.013) (9800)^2 (7)}{(0.03628)(1.083 \times 10^9)} = 3.3 \text{ Pulg. H}_2\text{O}$$

Es correcto.

Zona de Condensación.

III.3.8 Suposición de Coeficiente.

$$\begin{aligned} \text{Coef. de Condensación: } & 1500 \text{ BTU/hr Pie}^2\text{°F} \\ \text{Coef. Convectivo: } & 400 \text{ BTU/hr Pie}^2\text{°F} \end{aligned} \quad U = \frac{1}{1/1500 + 1/240} = 207$$

III.3.9 Area Supuesta

$$A_s = \frac{Q}{U \text{ LMTD}}$$

$$A_s = \frac{11.256 \times 10^6}{207 \cdot 123} = 442 \text{ Pies}^2$$

III.3.10 Longitud de Tubos

$$N_t = 180$$

$$L = \frac{A \text{ Transf.}}{\frac{\text{Area}}{\text{Tubo}} * Nt}$$

$$L = \frac{442}{0.3927 * 217} = 5.2 \text{ Pies}$$

III.3.11 Cálculo de Coeficiente Lado E, de Proceso Siguiendo la Metodología para el Diseño Considerando Convección Natural.

Agua

Vapor del Tubo de Calor

$$T1 = 167 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$T = 300 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$T2 = 185 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$W = 625 \text{ } 357 \text{ lb/hr}$$

$$Qt = 11.256 \times 10^6 \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

$$\frac{\Delta t}{do} = \frac{300 - 185}{1.5} = 76.7$$

$$tf = \frac{300 + 185}{2} = 242.5^\circ\text{F} \quad \text{Fig. III.6} \quad \text{L.R.} = 0.6$$

$$LR = 0.6$$

$$\text{Gf. III.6} \quad hc = 290 \text{ BTU/hr Pie}^2\text{ } ^\circ\text{F}$$

$$\frac{\Delta t}{do} = 76.6$$

III.3.12 Coeficiente de Condensación.

$$hm = 0.943 \left(\frac{kf^3 \rho f^2}{L \mu f} \lambda g \sin \alpha \right)^{1/4}$$

$$T = 300 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$k_f = 0.41 \text{ BTU/hr Pie}^2\text{°F/Pie}$$

$$\rho_f = 60.0 \text{ lb/Pie}^3$$

$$\mu_f = 0.22 \text{ C. P.}$$

$$\lambda = 910. \text{ BTU/lb.}$$

$$\Delta t_f = (T_v - t_w)$$

$$t_w = (T_1 + t_1)/2$$

$$= (300 + 167)/2 = 233.5^\circ\text{F.}$$

$$\Delta t_f = (300 - 233.5) = 66.5^\circ\text{F.}$$

$$h_m = 0.943 \left[\frac{(0.41)^3 (60.0)^2 (910) * 4.17 \times 10^8 \text{ sen } 30^\circ}{(5) (0.22) (66.5)} \right]^{1/4}$$

$$= 845 \text{ BTU/hr Pie}^2\text{°F.}$$

III.3.13 Cálculo de Coeficiente Global

$$U = \frac{1}{1/290 + 1/845 + 0.0005} = 195 \text{ BTU/hr Pie}^2\text{°F}$$

$$A = \frac{Q}{U \times \text{LMTD}}$$

$$A = \frac{11.256 \times 10^6}{195 \times 123} = 469 \text{ Pies}^2 \quad \text{Vs. } 442 \text{ Pies}^2$$

Considerando el área requerida (469 Pies²), calcular la longitud de los tubos.

$$L = 6. \text{ Pies}$$

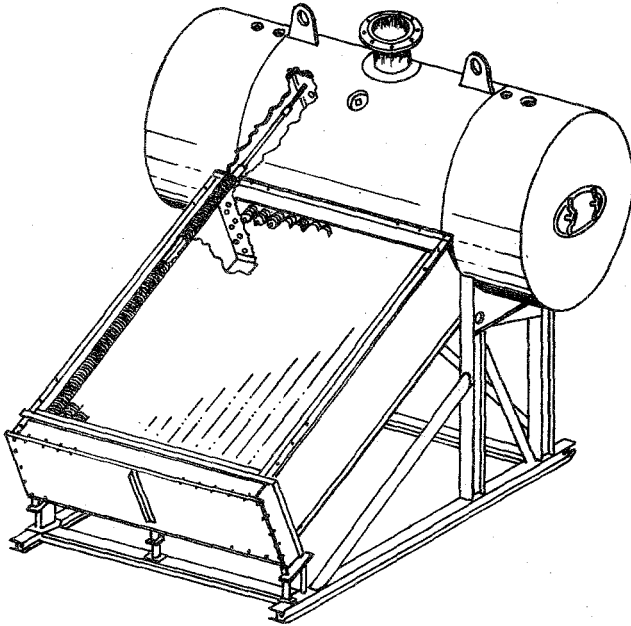


FIG. III.2. RECUPERADOR DE CALOR TIPO TUBOS DE CALOR.

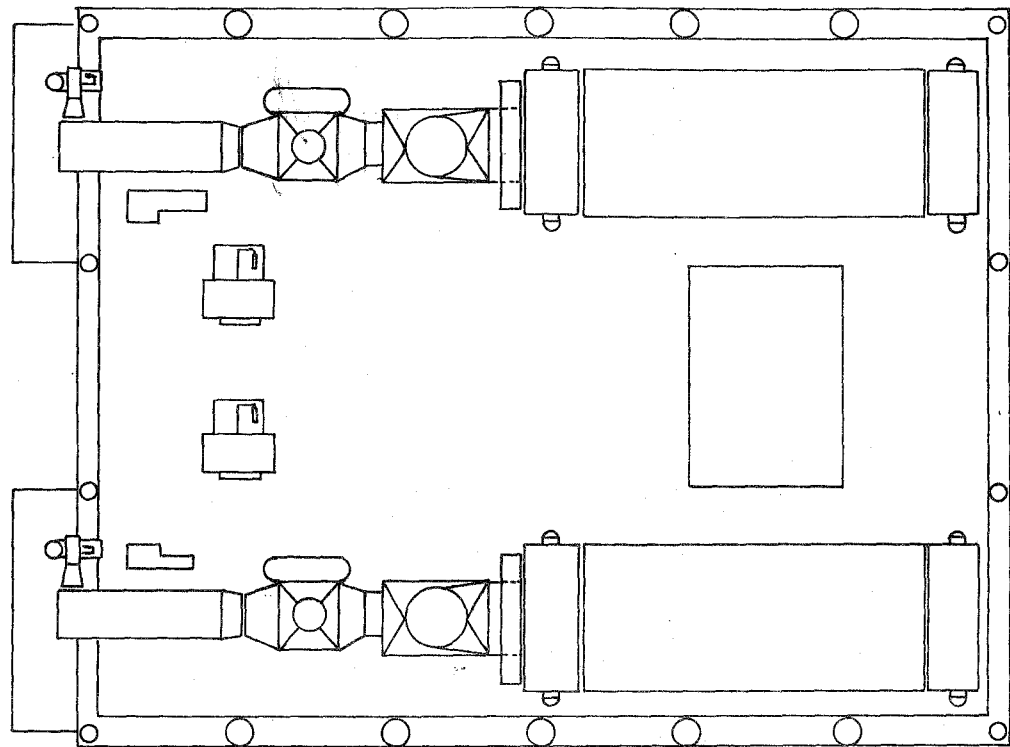


FIG. III.3 a VISTA EN PLANTA DEL ACOPLAMIENTO DE DUCTOS DE ESCAPE
Y RECUPERADOR DE CALOR

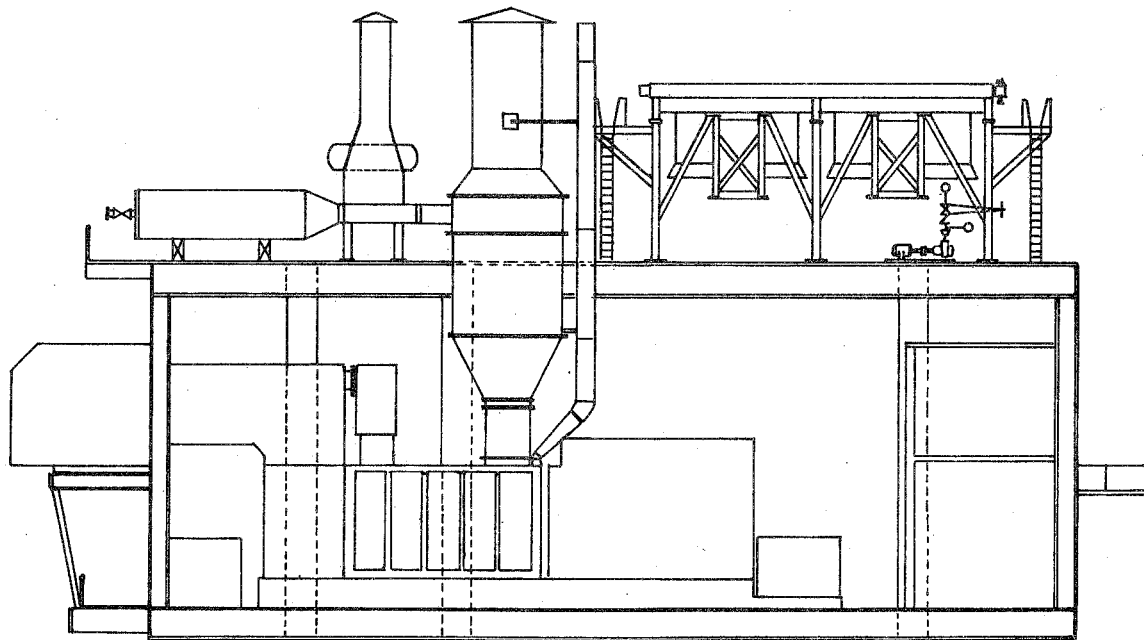


FIG. III.3 b VISTA LATERAL DEL ACOPLAMIENTO DE DUCTOS DE ESCAPE Y RECUPERADOR DE CALOR.

IV. USOS Y JUSTIFICACION DE RECUPERADORES

IV.1 GENERALIDADES

Como se había puntualizado anteriormente existen varias razones para la recuperación de calor que se pueden resumir de la siguiente manera.

- La primera es la económica. Puesto que el costo de los combustibles aumenta continuamente, la reutilización de calor es una manera eficaz de reducir los costos de operación de una planta, ya que esto redundará en un consumo menor de combustible.

- La segunda: Es la disponibilidad de energía.

La escasez de combustibles puede provocar interrupciones en el suministro de los mismos, y en la operación de la planta misma.

- La tercera. Es la conservación de fuentes naturales de recursos energéticos. La reutilización de calor permitirá prolongar el tiempo de agotamiento de estos recursos.

Ahora bien la economía en la recuperación de calor depende de los siguientes factores.

- La inversión en equipo necesario para la recuperación de calor debe pagarse en un corto tiempo a partir de los ahorros de combustible generados por dicha inversión.
- El calor recuperado debe tener aplicación dentro de la planta misma, su calidad debe ser la necesaria para su uso.

El calor que se desperdicia en una planta puede categorizarse de acuerdo a los siguientes rangos de temperaturas:

- a). Temperaturas altas (arriba de 1200° F).
- b). Temperaturas medias (de 450° F a 1200° F).
- c). Temperaturas bajas (abajo de 450° F).

En las tablas IV.1 (a), (b), se muestran las principales fuentes de desecho de calor a niveles altos y medios de temperaturas.

(a) Temperaturas Altas

Fuente	Gases de Combustión Temperatura (°F)
Hornos Refinadores de Niquel	2500. - 3000.
Hornos Refinadores de Aluminio	1200 - 1400.
Hornos Refinadores de Zinc.	1400 - 2000.
Hornos Refinadores de Cobre	1400 - 1500.
Hornos de Calentamiento de Acero.	1700 - 1900.
Hornos Revertidores de Cobre.	1650 - 2000.
Hornos de Cemento.	1150 - 1300.
Hornos para Vidrio.	1800 - 2800.
Plantas de Hidrógeno.	1200 - 1800.
Incinerador de Sólidos.	1200 - 1800.
Incinerador de Gas.	1200 - 2600.

(b) Temperaturas Medias

Fuente	Temperatura (°F)
Caldera de vapor.	450 - 900.
Turbinas de gas	700 1000.
Maquinas reciprocantes.	600 - 1100.
Hornos de Tratamiento.	800 - 1200.
Cracking Catalítico.	800 - 1200.

TABLA IV.1

IV.1.1 Sistema Alternativo.

Para realizar el análisis económico es necesario predimensionar un sistema alternativo que cumpla con los requerimientos de calentamiento.

Para este sistema se considera una caldera como sistema viable para cumplir con los requerimientos de calentamiento.

Predimensionamiento de Caldera.

- Características del Vapor de Calentamiento.

P = 5 psig

T = 228 °F

HV = 1156.3 BTU/Lb.

HI = 196.3 BTU/Lb.

Flujo= 11 780.0 lb/hr. de vapor.

- Capacidad de la Caldera.

1 c.c = Capacidad de producir 34.5 lb/hr de vapor desde y hasta 212°F.

Factor de Evaporación.

$$Fe = \frac{\text{Evaporación equivalente}}{\text{Evaporación real}}$$

Condiciones de Agua de Alimentación.

$$T = 140^{\circ}\text{F}$$

$$P = 90 \text{ psig}$$

$$Fe = 1.112$$

Evaporación = Evap. Eq. x Fac. de Evaporación.
Real.

$$= 11\,780 \times 1.112 = 13\,100.0 \text{ lb/hr.}$$

$$\text{C.c. nominales} = \frac{13\,100.0 \text{ lb/hr}}{34.5 \text{ lb/hr}} = 380.0 \approx 400 \text{ C.C.}$$

En plataforma se instalarán tres plantas potabilizadoras de las cuales dos estarán operando y la otra se tendrá de relevo. Cuya capacidad es de 8 332 Gal/Día por planta potabilizadora.

Agua de Reposición.

El agua de reposición será 5% del flujo de vapor 589 lb/hr. el cual tendrá que ser proporcionado por la potabilizadora. Incrementando así la capacidad a un 10% para c/u, las cua--

les inicialmente trabajaban a un 80% de la capacidad nominal requiriéndose que operen al 90%.

Requerimientos para la Operación de la Caldera.

- a. Consumo de combustible.
- b. Tratamiento del agua de alimentación.
- c. Mantenimiento.

- a. Consumo de Combustible.

El combustible más viable para la caldera sería gas natural que se trata en las instalaciones mismas.

Características de Gas

LHV= 20 552 BTU/lb (1364.65 BTU/SCF)

Requerimientos

$$\frac{QT \text{ BTU/hr}}{LHV \text{ BTU/SCF}} \cdot \frac{1 \text{ hr.}}{60 \text{ Min}} = \text{SCFM}$$

$$\frac{11.256 \times 10^6}{1364.65 \times 60} = 137.5 \text{ SCFM @ } 60^\circ\text{F,}$$

14.7 lb/Pulg² ABS.

Al consumo de combustible se deberá de considerar el consumo de potencia requerido por el ventilador, cuya capacidad se tiene que para una caldera de 400 C.C. será de 15 H.P.

b. Tratamiento de Agua de Alimentación.

El tratamiento del agua de alimentación a caldera, dependerá de la fuente de suministro.

Dado que el equipo quedará instalado en una plataforma marina, se propondrá lo siguiente:

El agua para arrancar la caldera, será transportada desde tierra con la calidad de agua potable.

CALIDAD	AGUA CALDERA	AGUA POTABLE	AGUA DE POTABILIZADORA
Sólidos Suspendidos.	5 p.p.m	5 p.p.m	5 p.p.m.
Sólidos Totales Disueltos.	4 p.p.m.	500 p.p.m.	4 p.p.m.
Dureza Total Como Ca CO ₃	10 p.p.m.	100 p.p.m.	>50 p.p.m.
p.H	7.0 - 8.5	7.- 8.5	7. - 8.5

Posteriormente el agua de reposición se tomará una línea de destilado obtenido en las plantas potabilizadoras, como ya se había mencionado en puntos anteriores.

En el caso de tenerse agua potable para el arranque, este circuito solo operará un día, ya que se estará purgando la caldera a razón de 5% del flujo manejado por hora, y con ello se eliminará del circuito el alto contenido de sales prohibitivo para el funcionamiento de la caldera.

El tratamiento que se realiza para el agua de alimentación a la planta potabilizadora, es el siguiente:

Filtración, hipocloración y adición de inhibidores de corrosión.

Debido a lo anteriormente expuesto se observa que el sistema de tratamiento de agua para alimentación a la caldera no será necesario de implementarlo.

C. Mantenimiento

Es necesario considerar un programa de mantenimiento semestral para la caldera, el cual consistirá en los siguientes puntos.

- a) Limpieza de haz de tubos, esterna e interna.
- b) Revisión de quemador
- c) Revisión de ventilador
- d) Revisión de bombas de suministro de agua
- e) Revisión de líneas y calibración de instrumentos.

IV. 2 ESTIMACION DE COSTOS

La estimación de costos se realizará considerando los siguientes puntos:

- _ Costos de Equipo.
- Costos de Operación
- Costos de Mantenimiento

IV.2.1 COSTOS DE EQUIPO

Recuperador.

El costo del recuperador se estimará en base a la cotización comercial del fabricante Q-Dot de 1984, y se actualizará el precio a finales de 1987, de acuerdo al índice de costos de equipo.

Costo del recuperador	87 000.00 U.S.D11s.	(1984)
Indice (1984)	780.4	(Marshall y Smith)
Indice (1897)	832.5	(" ")

Por lo que el costo del recuperador será de acuerdo a lo siguiente:

$$87\ 000.00\ D11s.*\ \frac{832.5}{780.4} = 92\ 808.00\ D11s.$$

Caldera

Costo Unitario: 400 U.S. Dlls./ $\frac{1b}{hr}$ (Precios de 1968)

Exponente: 0.5

Factor Lineal: 120

$$\begin{aligned} \text{Costo de Caldera} &= \text{Costo Unitario} * \text{Factor Lineal} * \frac{\text{Indice 1987}}{\text{Indice 1968}} \\ &= 400 * 120 * \frac{832.5}{273.1} \\ &= 146\,320.0 \text{ U.S. Dlls. (1987)} \end{aligned}$$

IV.2.2 COSTOS DE OPERACION

Recuperador.

Una de las virtudes de los recuperadores es que no se consideran los costos de operación, debido a que estos son mínimos.

Caldera

Costo de Combustible.

El costo de gas combustible hasta finales de 1987 fué de 5.3 dólares por 1000 pies cúbicos estandar, por lo que el costo será el siguiente:

$$\begin{array}{rcl} \text{Consumo} & * & \frac{\text{Costo}}{1000 \text{ SCF}} = \text{Costo Anual de Gas} \\ \text{Anual} & & \text{Combustible} \\ \\ 71.28 \text{ MM SCF} & * & \frac{5.3}{1000 \text{ SCF}} = 377\,784.00 \text{ Dlls. Anuales} \\ \text{Anuales} & & \end{array}$$

Costos de Energía

$$15 \text{ H.P.} * 0.745 = 11.175 \text{ Kilowatts.}$$

$$11.175 \text{ Kilowatts} * 56.86 = 635.5 \frac{\text{BTU}}{\text{min}} * \frac{60 \text{ min.}}{1 \text{ hr.}}$$

$$= 38 \ 124.0 \text{ BTU/ hr.}$$

$$\frac{38 \ 124 \text{ BTU/hr}}{1 \ 364.65 \text{ BTU/SCF}} * \frac{24 \text{ hr.}}{\text{día}} * \frac{360 \text{ días}}{\text{año}} = 241 \ 400 \text{ SCF anuales}$$

IV.2.3 COSTOS DE MANTENIMIENTO

Recuperador.

El mantenimiento en el recuperador es mínimo ya que podrá realizarse una limpieza química para el haz de tubos externamente en la sección de condensación, la cual pudiera efectuarse cada año aproximadamente. Por lo que el costo de esto se estimará como un porcentaje del 3% del costo total del equipo.

Caldera

El costo se estimo de acuerdo a los puntos considerados en el párrafo de mantenimiento, dandose un porcentaje del costo total de la caldera, estimandose en un 5%, ya que el mantenimiento es más crítico en este sistema.

TABLA COMPARATIVA DE COSTOS EN DOLARES A 1987.

COSTOS	RECUPERADOR	CALDERA
Equipo	92 808.00	146 320.00
Operación Anual	-	379 063.00
Mantenimiento Anual	2 784.00	7 316.00
T O T A L	95 592.00	532 699.00

IV.3 ANALISIS DE LOS SISTEMAS

De los dos sistemas descritos en el punto anterior, se pueden apreciar una serie de ventajas y desventajas que a continuación se describen para cada uno de ellos.

RECUPERADOR

CALDERA

VENTAJAS

- No requiere combustible para su funcionamiento.
- Mínimo mantenimiento.
- Aprovecha corrientes residuales, por lo que se tiene un ahorro de energía.
- No requiere control de calidad en el agua de la alimentación.

- Mayor eficiencia en la transferencia de calor.

DESVENTAJAS

- La tecnología para sus diseño es propiedad de los fabricantes y no se dispone de ella.
- No es muy conocido
- No se tiene mercado nacional.

- Consumo de combustible
- Mayor costo de mantenimiento.
- Requiere mayor aislamiento en las líneas de vapor

IV.4. USOS DE RECUPERADORES TIPO TUBOS DE CALOR

La justificación del uso de los recuperadores, como se analiza en el punto anterior, es el aprovechamiento de la energía, -- abatiendo los costos de operación, por lo que a continuación mencionaremos, las aplicaciones que pueden tener, aunque hasta la fecha muchas de estas aplicaciones no han sido explotadas comercialmente. Por lo que este dispositivo de recuperación promete a corto plazo, el surgimiento de una nueva área de ingeniería a nivel nacional, en investigación y diseño-comercialización.

Areas de Aplicación.

Sistemas Eléctricos.

-) Control de temperatura en equipos electrónicos.
-) Convertidores termoionicos y termoeléctricos.
-) Dispositivos de enfriamiento electrónico.
-) Enfriamiento de máquinas eléctricas.
-) Enfriamiento de transformadores.

Sistemas Nucleares.

-) Sistemas de enfriamiento en reactores nucleares.
-) Enfriamiento de combustible nuclear en embarques.

Sistemas Mecánicos.

-) Fuentes de potencia.
-) Enfriamiento de radiadores.
-) Aire acondicionado y refrigeración.
-) Enfriamiento de hojas de turbina.

Plantas de Proceso

-) Enfriamiento de reactores.
-) Controladores térmicos para evitar puntos de alta temperatura; en sistemas de secado.
-) Sistemas Criogénicos.
-) Intercambiadores de calor.
-) Recuperadores de Calor en Equipos de Combustión.
-) Remoción de calor de reacción de masas de alta viscosidad y poca transmitancia térmica (V. GR. Polímeros y Resinas).

Aplicaciones Aeroespaciales.

-) Control de temperatura en satélites.
-) Sistemas de potencia espacial.

Medicina

-) Criocirugía.

) Congelamiento de tumores de la piel.

IV.4.1 Homogenizador de Temperatura.

Examinando la forma del funcionamiento del tubo de calor, se observa que si este es alimentado por una fuente de calor no homogénea, (es decir, presentando diferencias locales de intensidad) actuará como una fuente de calor homogénea. En los puntos donde la adición de calor es elevada, se evapora un poco más de líquido que en los puntos donde la adición es menor. Para este tipo de usos se emplea más a menudo la construcción de tubos tipo anular, (ver capítulo I) por otro lado la diferencia de temperatura entre la zona de vaporización y la zona de condensación son mínimas, por lo que el tubo de calor es prácticamente isotérmico.

IV.4.2 Control de Temperatura en Satélites Espaciales.

Una de las primeras aplicaciones técnicas del tubo de calor es presumiblemente la homogeneización de la temperatura de la coraza exterior de los satélites. Ciertos proyectos de la N.A.S.A., recurren a estos dispositivos para compensar las diferencias de temperatura entre la cara soleada y la cara a la sombra. Ya que como se ha podido comprobar el tubo de calor funciona exactamente igual en un campo gravitacional que en ausen-

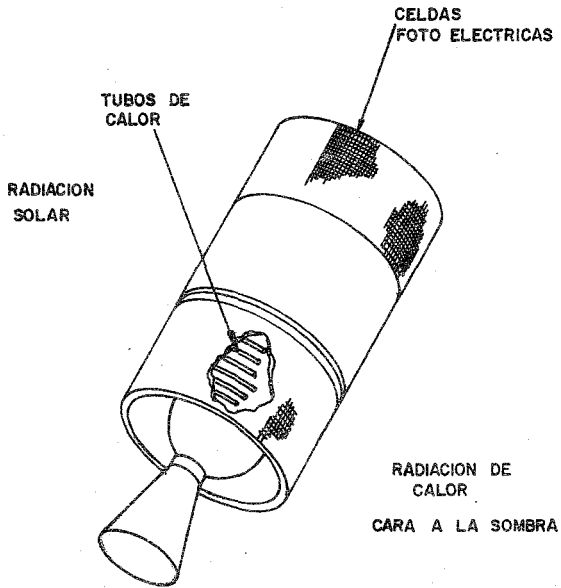


FIG. IV. | HOMOGENEIZADOR DE TEMPERATURA EN
SATELITES ESPACIALES.

cia de él.

En el desarrollo de los satélites la radiación solar engendra diferencias de temperatura nefastas para el funcionamiento de las celdas foto-eléctricas que contiene. La acción de los tubos de calor circulares insertados en la cubierta convierten estas diferencias de temperatura a unas décimas de grado.

IV.4.3 Utilización de un Tubo de Calor como Sistema de Transformación de Densidad de Flux de Calor en un Reactor Nuclear.

El calor producido en el corazón de un reactor termo-ionico es recolectado por el tubo de calor, que transforma la densidad de flux térmico débil en una densidad elevada. Este calor es transportado hacia el sistema de transformación de energía dispuesto sobre las cuatro caras laterales y constituida por los convertidores termoionicos. Como el tubo de calor asegura la homogeneización de la temperatura, ya que el aporte de calor en el corazón es heterogéneo, todos los tubos de calor y convertidores funcionan a una temperatura uniforme.

IV.4.4 Recuperador de Calor en Equipos de Combustión.

Aquí es donde los recuperadores de calor encuentran mayor -- aplicación, ya que debido al crecimiento industrial y dado que - en la gran mayoría existen equipos de combustión, ya sea calde-- ras, hornos, etc., así como también generadores eléctricos.

Los gases a la salida de estos equipos van en rangos de --- 400°F hasta 1000°F dependiendo de la eficiencia y del equipo que se trate.

Considerando el potencial térmico que ofrecen estos gases ya sea para generación de vapor o cubrir demandas de calentamiento en alguna corriente del proceso, (como es el propósito de este - trabajo) ó simplemente para el precalentamiento del aire requerido para la combustión, aumentando así la eficiencia.

En los siguientes diagramas se ejemplifican varios de estos sistemas.

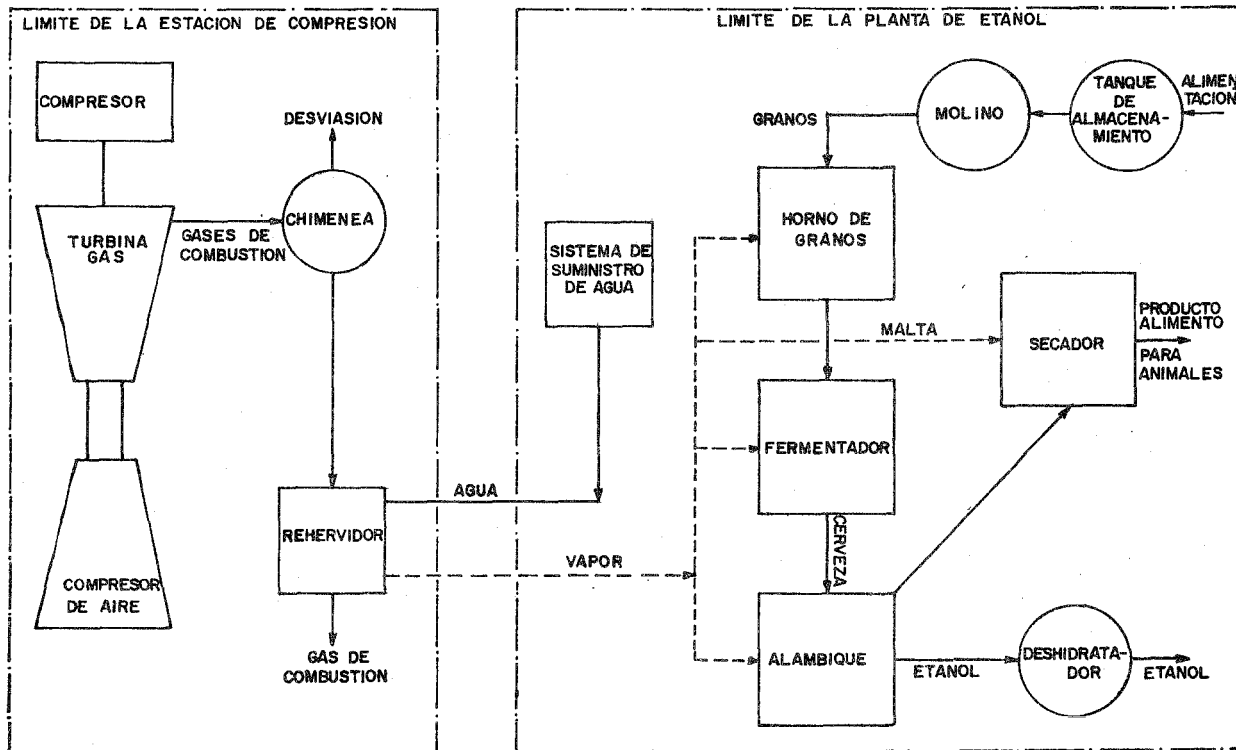


FIG. IV.2. UTILIZACION DEL CALOR DE DESPERDICIO DE UNA ESTACION DE COMPRESION, EN UNA PLANTA DE PRODUCCION DE ETANOL.

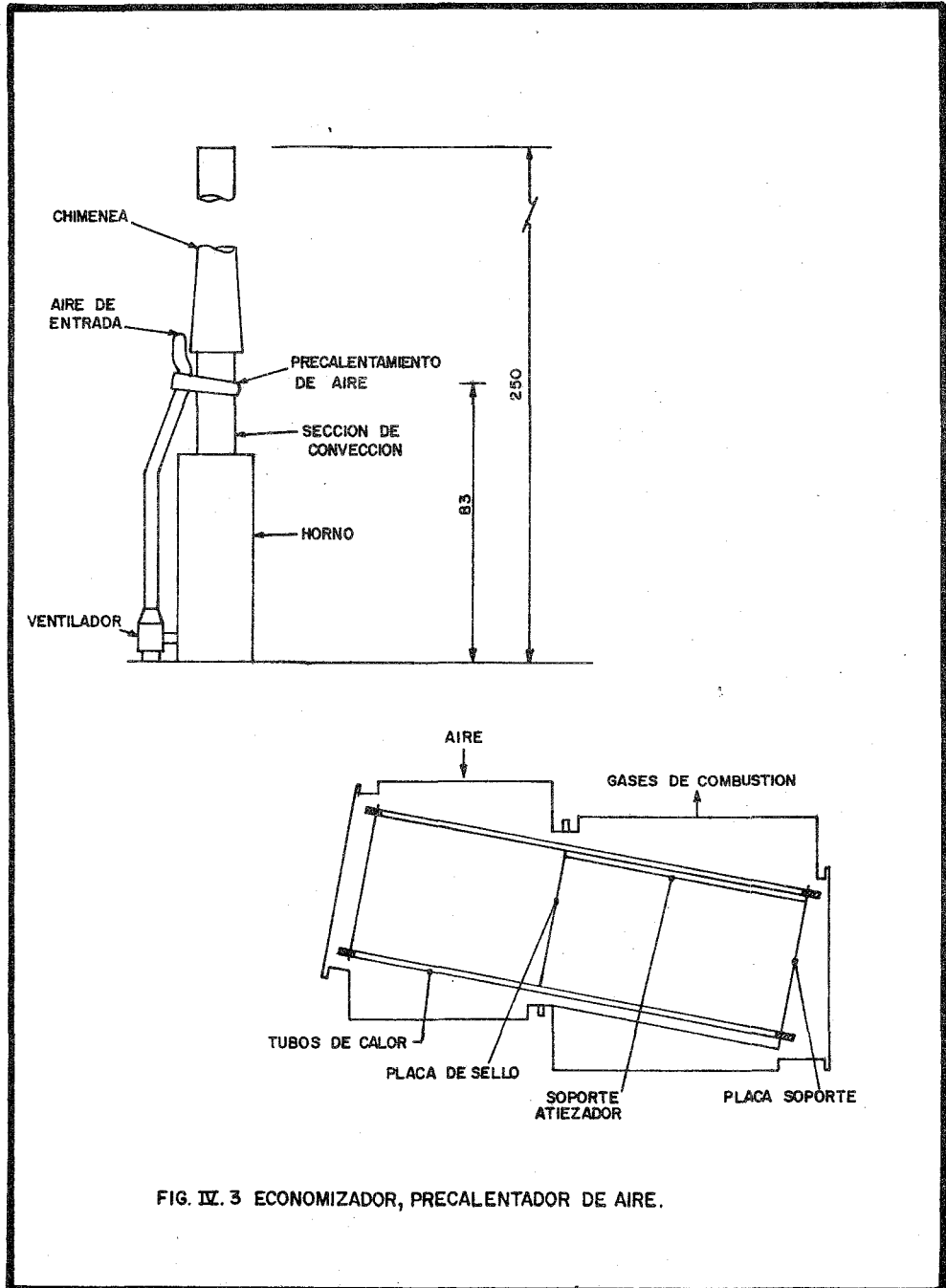


FIG. IV. 3 ECONOMIZADOR, PRECALENTADOR DE AIRE.

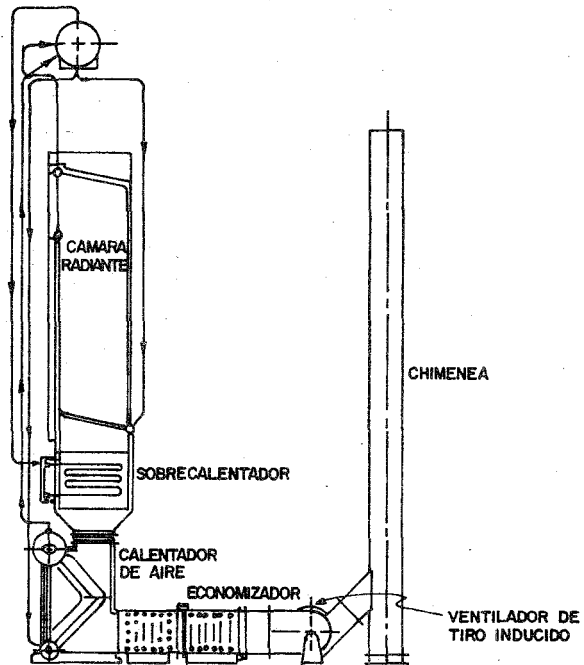


FIG. IV.4 SISTEMA DE RECUPERACION DE CALOR.

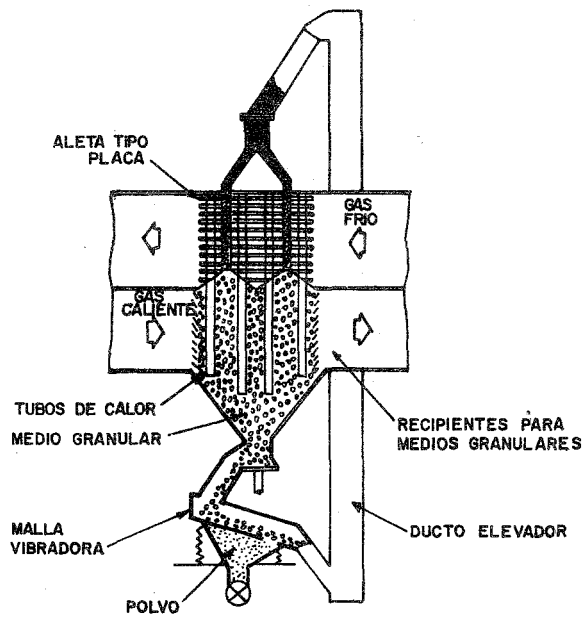


FIG. IV. 5 MOVIMIENTO DE LECHOS GRANULARES.

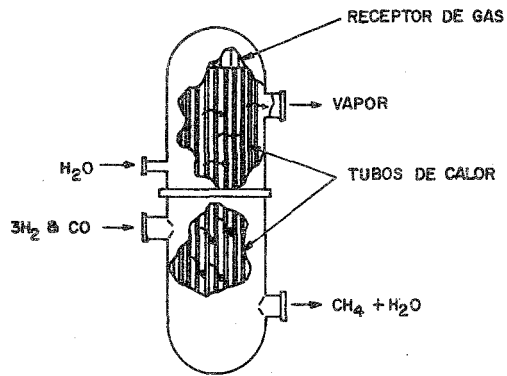


FIG. IV. 6 TUBOS DE CALOR, PARA EL CONTROL DE TEMPERATURA Y RECUPERACION DE CALOR EN LA REACCION DE METANACION.

IV.4.5 Controlador Térmico en Reactores Químicos.

Este dispositivo es empleado en reactores químicos para el control de la temperatura ya que las reacciones químicas son por lo general endotérmicas ó exotérmicas, por tanto se requiere un dispositivo moderador de temperatura. Un ejemplo de esto es en la reacción de metanación. Esto se ejemplifica en la fig. IV.6

En la cámara inferior el hidrógeno reacciona con monóxido de carbono para producir metano. La reacción es extremadamente exotérmica, por lo que resulta, una gran cantidad de calor desprendida.

Este calor es transferido via tubos de calor en la cámara superior, donde se genera vapor de agua. Esta corriente puede ser a su vez empleada para generación de potencia ó cubrir con alguna demanda de calentamiento.

Otro arreglo del reactor en la reacción de metanación es el que se muestra en la Figura IV.7, cuyas principales funciones son:

- 1) Enfriamiento de regulación de temperatura del catalizador.
- 2) Precaentamiento de las corrientes de entrada.
- 3) Recuperación del calor de reacción en un vaporizador.

Los tubos de calor son soportados en un extremo por un espejo como se aprecia del lado derecho del equipo.

En el otro extremo existe un soporte que proporciona una interfase con la sección del vaporizador.

El proceso se desarrolla de la siguiente manera: En la corriente de gas es alimentado una mezcla de H_2/CO en relación estequiométrica, donde es precalentada en esta zona, posteriormente, viaja a través del haz de tubos en flujo cruzado mediante la disposición de las mamparas, pasando a través de la zona de reacción, que se lleva a cabo gracias al catalizador. Los tubos de calor se encuentran recubiertos de catalizador, cumpliéndose así la finalidad de controlar la temperatura del catalizador.

La reacción como se ha mencionado anteriormente es exotérmica, por lo que el tubo de calor disipa el calor generado a través del fluido de trabajo, por lo que del otro extremo tenemos un generador de vapor.

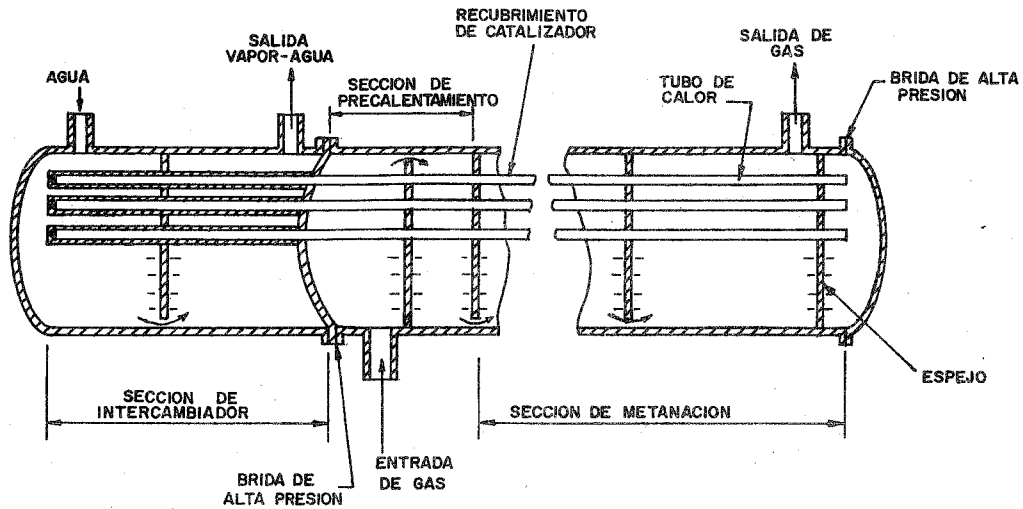


FIG. IV. 7 REPRESENTACION DE UN REACTOR DE METANACION.

IV.4.6 Control de Temperatura en la Combustión y Disminución de Emisiones Contaminantes.

La mayoría de los sistemas que operan con combustibles a base del petróleo, generan gases contaminantes como son: CO y NO_x . Las cantidades o concentraciones de estos contaminantes, dependen de muchos factores como puede ser; geometría de la cámara de combustión, relación combustible-aire, niveles de mezcla, presión y temperatura, entre otros. La variable que influye, significativamente para la formación de estos contaminantes es la temperatura.

Los efectos de la temperatura para c/u de estos gases contaminantes son contrarios, esto es; a bajas temperaturas se tiene la formación de CO, y con altas temperaturas se forma el NO_x , -- por lo que la temperatura debe de controlarse a un nivel determinado para prevenir lo anterior.

El uso de los tubos de calor para controlar la formación de NO_x en los gases de combustión, se investigó y se obtuvo que se reducirá en gran cantidad dichas emisiones, que si no se hubiere adaptado el dispositivo.

La Figura IV.8, muestra el caso de estudio, basicamente consiste de un quemador con una cámara de premezclado y un tubo de

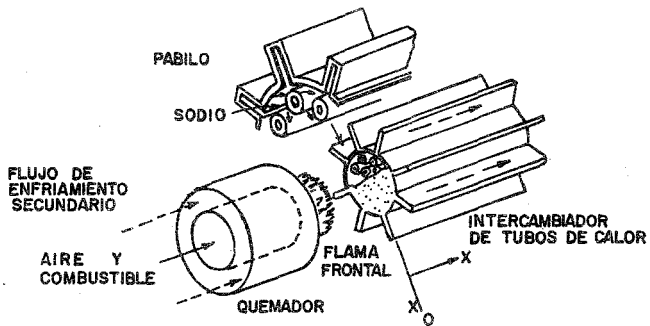


FIG. IV. 8 CONTROLADOR DE TEMPERATURA EN LA REACCION DE COMBUSTION

calor cuyo arreglo es el siguiente:

En el interior del tubo de calor se encuentran varios tubos de diámetro pequeño, estos tubos se encuentran recubiertos por el fluido de trabajo, (en este caso se empleó sodio), en la parte interior de la coraza y a lo largo de las aletas del tubo se encuentra el pabito.

Su funcionamiento se realiza de la siguiente manera: Los gases producidos por la combustión pasan a través de los tubos interiores, el calor es transferido radialmente por medio del fluido de trabajo que lo transfiere hacia la superficie externa de la coraza y aletas, por donde fluye aire, que se utilizará posteriormente para la combustión en el quemador.

Este dispositivo ofrece potencialmente la resolución del problema de la contaminación vehicular.

IV.4.7 Sistemas de Calefacción.

En algunos casos los niveles de temperatura para la recuperación son muy bajos que no es posible encontrar un uso dentro del mismo proceso. Se puede adaptar a otra área como es la calefacción, donde no se requieren altas temperaturas ni altos niveles de calentamiento.

Si la corriente de desecho contiene, gases con olores desagradables o contaminantes, se deberá tomar medidas especiales para poder utilizarlo, por lo que el empleo de los tubos de calor ofrece esta facilidad ya que el aire a calentar se encuentra perfectamente separado de la corriente calefactora.

IV.4.8 Diodos Térmicos.

Un tubo de calor como diodo térmico opera de la manera convencional del tubo de calor con la condición de que se tenga una alta conductancia en una dirección y una muy baja conductancia en el sentido contrario.

Un dibujo de diodo térmico es como el que se muestra en la --
Fig. IV.9

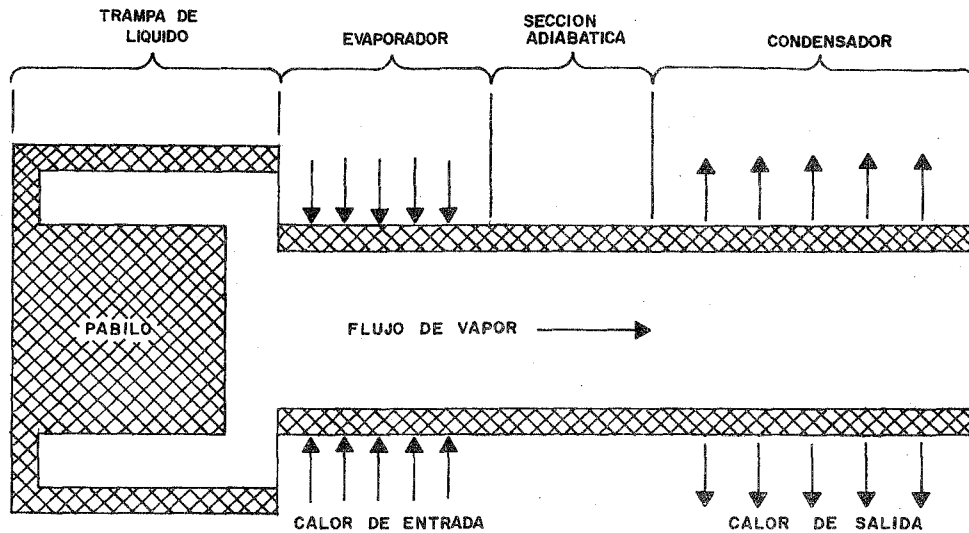


FIG. IV. 9 DIODO TERMICO, CON LIQUIDO ENTRAMPADO.

CONCLUSIONES

Como se analizó, el empleo de dispositivos de ahorro de energéticos, mediante el uso de sistemas de recuperación de calor, es una necesidad y además, es una medida atractiva para, disminuir los costos de operación de una planta de proceso, aún en regiones en las que se tenga disponibilidad de energéticos.

El uso de tubos de calor además, de ser un dispositivo de ahorro de energéticos, es un dispositivo versátil, ya que se puede emplear en un amplio rango de aplicaciones.

Podemos concluir también que aunque el sistema presenta varios atractivos, se tienen limitaciones, esto es:

No se tiene mucha difusión de este dispositivo a nivel nacional, por lo que la información con la que se dispone es escasa.

Este trabajo puede complementarse con la investigación de laboratorio, en la medición de parámetros para la obtención de coeficientes de película, para cada una de las estructuras empleadas, ya que como menciona en los capítulos antecedentes, la influencia de varios factores como son; temperatura, presión, textura de la superficie, entre otros. Se encuentran conjugados en este dispositivo.

BIBLIOGRAFIA

- [1] J. Scullon. "The Heat Pipe.- A Survey" .- An A.S.M.E. Publication. Junio 1, 1977.
- [2] Hemisphere Publishing Corporation 1983. Capitulo 3
- [3] Engineering Sciences Data Unit, 1980. Vol. 3
- [4] C.C. Silverstein. "Heat Pipe, Heat Gas turbine Regenerators". An A.S.M.E. Publication. Octubre 1, 1969
- [5] T.H. Sun and R.C. Prager. "Analysis and Applications of the Heat Pipe Heat Exchanger". Society of Automotive Engineer, 1978.
- [6] A. Basiulis and M. Plost. "Waste Heat Utilization Through the Use of Heat Pipes". An A.S.M.E Publication. Agosto 1 1976.
- [7] Feldman, K. Thomas and Whiting, Glen H. "The Heat Pipe" Mechanical Engineering. Febrero, 1967.
- [8] Parker, Jerald D. "Heat Pipes Gain Use in Heat Transfer". The Oil and Gas Journal. Septiembre 5, 1977.
- [9] J.O. Amode and K.T. Feldman. "Preliminary Analysis of Heat Pipe Heat Exchangers for Heat Recovery". An A.S.M.E. Publication. Agosto 1, 1976.

- [10] L.L. Vasil'yev and S.V. Konev.- "Heat Pipe. A Survey Heat Transfer". Soviet Reserch. Vol. 3 Nov.- Dec. 1971.
- [11] Kern, Donald Q.- "Transferencia de Calor" Editorial Mc.Graw-Hill. 1959
- [12] Mc Adams, Williams H.- "Heat Transmission". Editorial Mc Graw-Hill. 3a. Edición.
- [13] E. Ludwig, Ernest. "Applied Process Design for Chemical and Petrochemical Plants". Gulf Publishing Company. 1979.
- [14] Fair, James R. "What you Need to Design Thermosiphon Reboilers". Petroleum Refiner. Febrero, 1960.
- [15] Fair, James R. and Klip, Abraham.- "Thermal Design of Horizontal Reboilers". Chem. Eng. Progress. Marzo, 1983.
- [16] Westwater, J.W. - "Nucleate Pool Boiling". Petrochemical Engineer. Agosto, 1961.
- [17] Weirman, Chris.- "Correlation Ease The Selection of Finned Tubes". Oil and Gas Journal. Septiembre 6,1976.
- [18] ESCOA Fintube Corporation.- "Steel Horizons". Vol. 37 Num. 2, 1975.
- [19] Ranken, William A.- "The Potential of the Heat Pipe in Coal Gasification Processes". Los Alamos Scientific Laboratory, Report.

- [20] Hammond, Dean C. and Mattavi, James N.- "A Heat Pipe Controlled-Temperature Combustor for Low Nitric Oxide Emissions". Society of Automotive Engineers. Junio 7 10. 1976.
- [21] Reay, D.A.- "Heat-Pipe Heat Exchangers". Institution of Chemical Engineers. April, 1981.
- [22] Mujumdar, A.S. and Jog, V.- "The Heat Pipes- Applications" I.E. Journal-Chem. Vol. 57, Feb, 1977.
- [23] K.M. Guthrie, and W.R. Grace & Co.- "Data and Techniques for Preliminary Capital Cost Estimating". Chem. Eng., March 24, 1969.
- [24] Gettings, M.- "New Developments in Energy Management, Heat Recovery and Recuperation". Metallurgia, Oct. 1982.
- [25] Cleaver, Brooks. "Manual de Calderas Selmec" SELMEC. S.A.
- [26] Costello, C.P. and W.J. Frea "Capillary Wicking and Surface Deposits in the Attainment of High Pool Boiling Burn out Heat Fluxes"
- [27] Ferrel, J.K. and H.R. Johnson, "The Mechanism of the Transfer in the Evaporator Zone of the Heat Pipe" A.S.M.E. Space Technology and Heat Transfer Conference, Los Angeles Calif., Jun 21-24, 1970.
- [28] Piver, W.T. and J.K. Ferrel. "Vaporization Heat Transfer from Wick Covered Heated Surfaces". Ph. D. Thesis, North Carolina State University, Raleigh. N.C. 1972.

- [29] Marto, P. and W.L. Mosteller. "The Effect of Nucleate Boiling on Heat Pipe Operation". Thesis, Naval Post Graduate School, Monterey Calif. April, 1964.
- [30] Corman, J.C. and C.E. Walmet. "Vaporization from Capillary Wick Structures" A.S.M.E. - A.I.Ch.E. Heat Transfer Conference, Tulsa, Okla., Aug., 15-18, 1971.
- [31] Abhat, A. y R.A. Segan. "Boiling and Evaporation from Heat Pipe Wicks and Water and Acetone". A.S.M.E. Journal of Heat Transfer, Aug., 1974.
- [32] Allingham, W.D. y J.A. Mc Entire. "Determination of Boiling Film Coefficient for a Heated Horizontal Tube in Water - Saturated Wick Material". Journal of Heat Transfer Vol. 83 pag. 71-76, 1961.

INDICE DE FIGURAS

		página
I.1	SECCION TRANSVERSAL DE UN TUBO DE CALOR	5
I.2	ESTRUCTURAS DE PABILOS EN TUBOS DE CALOR	11
I.3	TUBO DE CALOR MOSTRANDO JUNTA DE EXPANCIION PARA ALTAS TEMPERATURAS	17
I.4	TIPOS MAS COMUNES DE ALETAS UTILIZADAS EN TUBOS DE CALOR	19
I.5	ALETAS TENSIONADAS TIPO "I" , ENROLLADS TIPO "L"	20
II.1	TIPOS DE FLUJOS	25
II.2	PERFIL DE TEMPERATURA	26
II.3	MODELO DE SITIOS DE NUCLEACION DENTRO DE MICRO AS- PERESAS DE UNA SUPERFICIE REAL	35
II.4	PATRONES DE FLUJO Y MECANISMOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR	43
II.5	PELICULA DE CONDENSADO EN SUPERFICIE VERTICAL	53
II.6	PELICULA EN UNA SUPERFICE INCLINADA	58
III.A	SISTEMA DE TURBOGENERACION DE ENERGIA ELECTRICA	73
III.B	CIRCUITO DE AGUA DE CALENTAMIENTO	74
III.1	METODOLOGIA DE CALCULO, DIAGRAMA DE BLOQUES	75
III.2	RECUPERADOR TIPO TUBOS DE CALOR	113
III.3.a	VISTA EN PLANTA DEL ACOPLAMIENTO DE DUCTOS DE ESCAPE Y RECUPERADOR DE CALOR	114
III.3.b	VISTA LATERAL DEL ACOPLAMEITNO DE DUCTOS DE ESCAPE Y RECUPERADOR DE CALOR	115
IV.1	HOMOGENEIZADOR DE TEMPERATURA EN SATELITES ESPACIALES	133

IV.2	UTILIZACION DEL CALOR DE DESPERDICIO DE UNA ESTACION DE COMPRESION EN UNA PLANTA DE PRODUCCION DE ETANOL	136
IV.3	ECONOMIZADOR, PRECALENTADOR DE AIRE	137
IV.4	SISTEMA DE RECUPERACION DE CALOR	138
IV.5	MOVIMIENTO DE LECHOS GRANULARES	139
IV.6	TUBOS DE CALOR, PARA EL CONTROL DE TEMPERATURA Y RECU- PERACION DE CALOR EN LA REACCION DE METANACION	140
IV.7	REPRESENTACION DE UN REACTOR DE METANACION	143
IV.8	CONTROLADOR DE TEMPERATURA EN LA REACCION DE COMBUSTION	145
IV.9	DIODO TERMICO CON LIQUIDO ENTRAMPADO	148

INDICE DE GRAFICAS

	página	
I.1	CONDUCTIVIDADES TERMICAS DE MATERIALES	22
II.1	CURVA DE EBULLICION	28
II.2	EBULLICION NUCLEADA DE N-PENTANO.	32
II.3	EFFECTOS DE LA PRESION PARA EBULLICION DE AGUA EN UN ALAMBRE HORIZONTAL DE 0.024 IN. DE PLATINO	33
II.4	INFLUENCIA DE LA TEXTURA	36
II.6	EFFECTO DEL INCREMENTO DE VELOCIDAD PARA AGUA EN EBULLI- CION A 212 °F CON UNA VELOCIDAD DE 3 PIES/SEG., COMPA- RADOS CON DATOS PARA AGUA EN EBULLICION SIN AGITACION	41
II.7	COMPARACION DE COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR PARA AGUA CUBRIENDO SUPERFICIES Y PARA AGUA EN EBULLI- CION TIPO ALBERCA	64
III.1	CONSTANTES PARA EL CALCULO DE NUMERO DE REYNOLDS Y COE- FICIENTES DE PELICULA	92
III.2,3	FACTOR DE CORRECCION DEL COEFICIENTE DE PELICULA	93, 94
III.4	FACTOR DE CORRECCION PARA CAIDA DE PRESION	95, 96
III.5	FACTOR DE CORRECCION PARA CAIDA DE PRESION	97
III.6	CONVECCION LIBRE FUERA DE TUBOS	98

INDICE DE TABLAS

		página
I.1	FLUIDOS DE TRABAJO	7
I.2	MATERIALES	14
II.1	ESPELOR DE INCRUSTACION NECESARIO PAR REDUCIR EL COE- FICIENTE	39
II.2	EFEETO DE LAS INCRUESTACIONES EN EL COEFICIENTE GLOBAL	39
III.1	COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR	90
IV.1 a,b	RANGOS DE TEMPERATURA EN GASES DE ESCAPE	117