

34



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO
FACULTAD DE INGENIERIA



**EL CALORIDUCTO:
UN DISPOSITIVO NOVEDOSO
PARA TRANSMITIR CALOR
EFICIENTEMENTE**

**FAC. DI. INGENIERIA
BIBLIOTECAS**

JAIME CERVANTES DE GORTARI

G.-603827

PREFACIO

Entre las disciplinas básicas de la ingeniería que se ocupan directamente del estudio de los procesos de transformación de las materias primas y del mejor aprovechamiento de los recursos energéticos, está la Transferencia de Calor. En ellas se plantean desde los principios generales de conservación de la materia y la energía, teniendo en cuenta los diversos mecanismos de transporte que la naturaleza ofrece y las propiedades físicas de las sustancias que intervienen, hasta el diseño y la operación de los equipos térmicos que permiten llevar a cabo aquellas transformaciones de una manera económica y segura.

La Transferencia de Calor constituye un área del conocimiento cuya evolución incide en los cambios tecnológicos que el desarrollo industrial va requiriendo y a la vez se retroalimenta de ellos. Un ejemplo notable de esta interacción es el Caloriducto que se describe en la presente monografía. Se trata de un dispositivo novedoso que transmite el calor con mayor eficacia que los sistemas convencionales. Las investigaciones de diversos aspectos de los procesos internos que intervienen en su funcionamiento y las numerosas aplicaciones que su empleo permite en la práctica, han contribuido de manera significativa al avance de la disciplina.

El aprendizaje de la Transformación de Calor, como parte de la formación del ingeniero mecánico, debe incorporar los avances tecnológicos que se van logrando como es el caso del Caloriducto. Para tal efecto es necesario disponer en forma clara y completa de la información existente acerca de este dispositivo. Por esta razón se consideró conveniente incluir en la colección de Apuntes que edita la Facultad de Ingeniería, esta monografía donde se presentan los aspectos más relevantes del caloriducto: el principio de funcionamiento; la teoría básica; las consideraciones generales respecto a su diseño, construcción y pruebas; y algunas de sus múltiples aplicaciones. Se busca llenar así el hueco que generalmente dejan sobre el tema los libros de texto al alcance de los estudiantes de las asignaturas de Transferencia de Calor que se imparten en la Facultad de Ingeniería.

El material que aquí se presenta apareció publicado íntegramente como un artículo extenso en la Revista de la Academia Nacional de Ingeniería (2, 2, 1983) por lo que se agradece a los editores de dicha Revista el permitir su reproducción como Apuntes de la Facultad de Ingeniería.

Jaime Cervantes de Gortari.

CONTENIDO

1. INTRODUCCION	1
Descripción de un Caloriducto	2
2. TEORIA BASICA DE CALORIDUCTO	6
Balance de presiones	7
Presión Capilar	9
Flujo de la Sustancia de Trabajo	13
Transmisión de Calor	21
Coeficiente Global de Transferencia de Calor	22
Limitaciones en la Operación de un Caloriducto	24
3. CONSIDERACIONES GENERALES SOBRE EL DISEÑO, CONSTRUCCION Y PRUEBA DE CALORIDUCTOS	29
Diseño	29
Construcción	36
Pruebas	38
4. APLICACIONES	43
Areas Generales de Aplicación	43
Areas típicas	44
Nomenclatura	52
Bibliografía	54

EL CALORIDUCTO: UN NOVEDOSO DISPOSITIVO PARA TRANSMITIR CALOR EFICIENTEMENTE.

Summary

This monograph describes, in a concise but as clear as possible way, the most relevant aspects about a recently developed device that allows heat transmission by means of a more efficient mechanism than the conventional conductive-convective systems. The principle of operation, the basic theory, the design, construction and testing, and some of the applications of the heat pipe are then presented.

Resumen

En este trabajo se ha recopilado la información disponible en varias fuentes, buscando presentarla de manera resumida pero a la vez con claridad, acerca de un novedoso dispositivo que permite transmitir calor con mayor eficacia que los sistemas conductivos-convectivos convencionales. Se presentan así los aspectos más relevantes del caloriducto: el principio de funcionamiento; la teoría básica; las consideraciones generales respecto a su diseño, construcción y pruebas; y algunas de sus múltiples aplicaciones.

1. INTRODUCCION

El caloriducto¹ es un dispositivo de alta conductancia térmica que permite transmitir calor con rapidez entre dos regiones utilizando un

¹ Del latín *calor*, calor y *ductus*, conducción; también denominado tubo cajorífero, es decir, tubo que conduce el calor; termóforo, del griego *θερμη*, calor y *φορος*, que lleva; etc.

gradiente de temperaturas reducido. Fue inventado originalmente por R.S. Gaugler en 1942 [11] y en forma independiente por G.M. Grover en 1964 [12]. Desde entonces ha tenido un desarrollo vertiginoso llegándose a aplicar en numerosas situaciones donde ofrece una alternativa eficaz para transmitir calor.

En la presente monografía, primeramente se ofrece, dentro de este capítulo introductorio, una descripción general del funcionamiento y de las partes que componen un caloriducto. En el capítulo 2 se presenta una teoría simplificada que puede servir para estudios analíticos más elaborados. Posteriormente, en el capítulo 3, se resumen algunas consideraciones acerca del diseño, la construcción y las pruebas relacionadas con la operación de un caloriducto. Finalmente, en el capítulo 4, se indican algunas de las numerosas aplicaciones susceptibles de este novedoso dispositivo. En la bibliografía que aparece al final del presente trabajo, se enlistan los tratados y referencias que sirvieron para la elaboración del mismo y que son recomendables para un estudio más detallado acerca del caloriducto.

Descripción de un Caloriducto

En su forma más simple, un caloriducto consiste en un recipiente de forma cilíndrica cerrado herméticamente, Fig. 1. Lleva alojada cerca de su pared interior una estructura porosa la cual se satura de la fase líquida de una sustancia de trabajo, mientras que la parte central del recipiente contiene a la fase vapor de la misma sustancia. Aplicando calor externamente en la zona del evaporador, el líquido se evapora incrementando la presión del vapor en esa región. La diferencia de presión resultante entre el evaporador y la zona del condensador, ocasiona que el vapor se desplace a lo largo del recipiente; al llegar al condensador cambia a la fase líquida, liberando su calor latente de vaporización, mismo que se transmite hacia el exterior a través de la pared del ducto en esa región. Al entrar en contacto la intercara vapor-líquido con la estructura porosa, se origina una diferencia de presión capilar que permite bombear el líquido a través de la estructura porosa, del condensador hacia el evaporador. El proceso descrito se efectúa de manera continua mientras no se interrumpa el paso del vapor o del líquido, transportando calor en forma latente generalmente en cantidad varios órdenes de magnitud mayor que el calor sensible transmitido en sistemas convectivos-conductivos convencionales. Por ejemplo, un caloriducto que trabaja con agua como sustancia de trabajo a 200°C puede transmitir axialmente 0,67 kW/cm², comparado con una barra de cobre de 8 cm de longitud con una diferencia de temperaturas

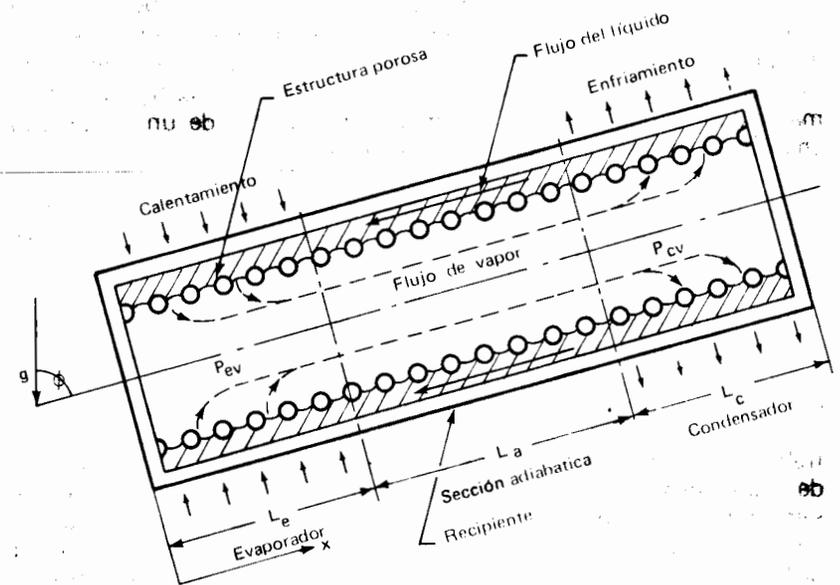


FIG. 1. PARTES CONSTITUTIVAS DE UN CALORIDUCTO

de 100°C que transmite 0.046 kW/cm², Holman [14]. En la Tabla 1, tomada de esta referencia, se indican algunas características de operación de diversos caloriductos.

Sustancia de trabajo	Material del recipiente	Rango de operación, °C	Flujo de calor medido, kW/cm ²
N ₂ , líquido	Acero Inoxidable	- 220 a - 80	0.067 - 163°C
NH ₃ , líquido	Níquel, aluminio, acero inoxidable	- 70 a 60	0.295
CH ₃ OH	Cobre, níquel, acero	- 45 a 120	0.45 100°C
H ₂ O	Cobre, níquel	5 a 230	0.67 200°C
Hg-Mg	Acero inoxidable	190 a 550	25.1 360°C
Na	Níquel, acero inoxidable	500 a 900	9.3 850°C
Ag	Tántalo-tungsteno	1 500 a 2 000	4.1

TABLA 1. CARACTERISTICAS DE OPERACION DE DIVERSOS CALORIDUCTOS

(Tomadas de Holman [14], original de Dutcher y Burke [8]).

Además de su característica principal de poseer una conductancia térmica muy grande, constituyéndose en una especie de super-conductor térmico, el caloriducto es en general, estructuralmente simple, insensible al campo gravitacional si dispone de suficiente presión capilar, silencioso, sin partes móviles, se puede construir de diversas configuraciones y materiales, y puede operar a temperaturas dentro de un rango muy amplio, dependiendo de la sustancia de trabajo.

Se acostumbra clasificar a los caloriductos de acuerdo con el nivel de temperatura en que pueden funcionar. Así, se reconocen generalmente tres categorías: criogénicos, de temperaturas moderadas y de metales líquidos. En la Fig. 2, del tratado escrito por Chi [3], se indican esquemáticamente estos rangos. De acuerdo con el mismo autor, la diferencia principal entre estas categorías, para una misma geometría (además del rango de temperaturas), consiste en la máxima cantidad de calor que pueden transmitir y en la caída de temperatura a lo largo del caloriducto. Así por ejemplo, un dispositivo de esta naturaleza que trabaje con sodio líquido tiene una capacidad máxima de transmisión de calor mayor en tres órdenes de magnitud que un caloriducto semejante que funcione con nitrógeno como sustancia de trabajo, mientras que este último, desarrolla una caída de temperatura dos órdenes de magnitud menor que la desarrollada por el primero para la misma transmisión de calor. Estas diferencias dependen en buena medida de las propiedades de la sustancia de trabajo de tal manera que: una tensión superficial grande corresponde a una capacidad de bombeo capilar grande; un calor latente de vaporización grande implica una mejor eficiencia de transporte de calor; y una conductividad térmica grande permite obtener gradientes de temperatura menores.

La estructura porosa de un caloriducto es un elemento esencial para su operación. Su función se puede dividir en tres partes: ofrecer una configuración capilar en la región donde se encuentra la intercara vapor-líquido para desarrollar la presión capilar de bombeo; permitir el paso del líquido a su regreso del condensador; y constituirse en una trayectoria adecuada para la conducción de calor desde la pared interna del recipiente hasta la intercara vapor-líquido en el evaporador, y el proceso inverso en el condensador. Existen numerosas configuraciones para la estructura porosa que serán examinadas en el capítulo 3.

Tal como indica Tien [23], el caloriducto posee una potencialidad enorme en sus aplicaciones, de las cuales se describen algunas en el capítulo 4. Se han utilizado caloriductos para el control térmico de

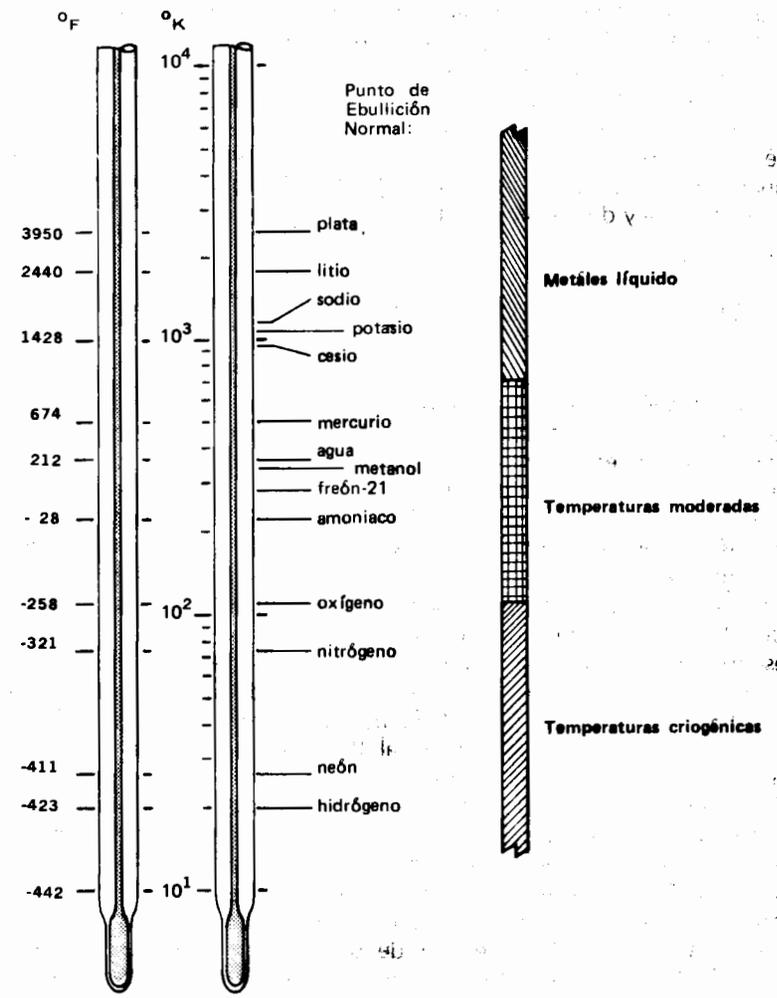


FIG. 2. CLASIFICACION DE LOS CALORIDUCTOS DE ACUERDO A SU TEMPERATURA DE OPERACION (CHI [3]).

vehículos espaciales, para el enfriamiento de componentes electrónicos y en numerosos equipos térmicos industriales. En los últimos diez años se ha logrado un avance considerable en diversos aspectos relacionados con estos dispositivos entre los cuales se pueden incluir: variadas y complejas configuraciones; prototipos que funcionan tanto pasivamente adaptándose al nivel de temperatura que se les imponga mediante la carga externa de calor, como aquellos de conductancia térmica variable que mantienen su temperatura constante; modelos analíticos aceptables de cierto grado de complejidad; técnicas de manufactura y de operación, etc.

2. TEORIA BASICA DEL CALORIDUCTO

El análisis teórico para modelar y predecir el comportamiento de un caloriducto, constituye un magnífico ejercicio en el manejo de los conceptos y ecuaciones fundamentales de mecánica de fluidos y transferencia de calor. En efecto, teniendo en cuenta la importancia que representa la circulación de la sustancia de trabajo dentro del ducto, la cual deberá ser máxima con objeto de lograr el máximo transporte de energía a través del caloriducto, cabe señalar que esa circulación se ve afectada por numerosos factores relacionados con las propiedades de los materiales involucrados y con las diversas características de los escurrimientos que la componen. Así, los efectos viscosos que predominan en el flujo del líquido a través de la estructura porosa y la resistencia al flujo presentada por ésta, los efectos inerciales y de compresibilidad que caracterizan al flujo del vapor en la parte central del ducto, la transmisión de calor por conducción a través de la estructura porosa y de las paredes del ducto y los fenómenos de evaporación y condensación en la intercara vapor-líquido, dan lugar a numerosos e interesantes efectos, algunos de ellos no estudiados suficientemente hasta ahora, que se traducen en limitaciones para la operación de un caloriducto. Entre ellas se puede mencionar, desde luego, a la capacidad máxima de bombeo que tiene una estructura porosa para un conjunto de características específicas del sistema. Asimismo, la posibilidad de alcanzar velocidades sónicas en el flujo de vapor (ahogamiento), o bien de presentarse el fenómeno de ebullición dentro de la estructura porosa bajo determinadas condiciones, limitan de manera significativa, el funcionamiento de un caloriducto. Más adelante se examinarán con detalle estos efectos.

Resulta fácil concluir, de acuerdo con todo lo anterior, que el análisis teórico del dispositivo que nos ocupa puede llegar a ser enormemente complicado. Es necesario, por lo tanto, para un análisis de esta naturaleza, establecer simplificaciones adecuadas que permitan obtener resultados de clara interpretación y de interés práctico. En lo que sigue se presentan los aspectos más relevantes de la teoría básica de los caloriductos elaborada en sus orígenes por Cotter [4] y completada por otros investigadores. La teoría se refiere a un caloriducto sencillo de sección transversal circular cuya operación se supone en estado permanente. Posteriormente se harán algunos comentarios respecto al proceso de arranque de un caloriducto.

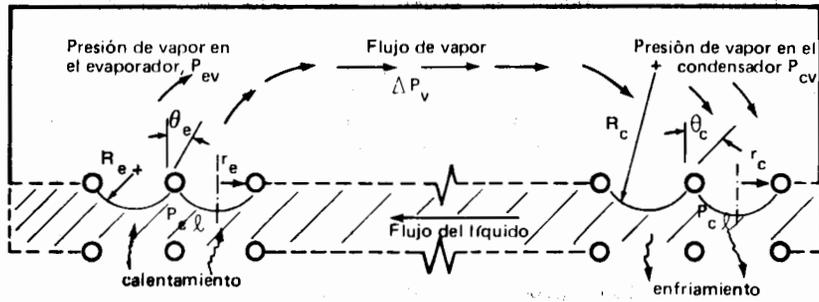
Balance de Presiones

Durante la operación en estado permanente de un caloriducto, la sustancia de trabajo en forma de vapor fluye continuamente a lo largo de la parte central del ducto desde el evaporador hasta el condensador y regresa en forma de líquido a través de la estructura porosa periférica desde el condensador hasta el evaporador, Fig. 3. Existe por lo tanto, un gradiente de presión a lo largo del ducto para el vapor y otro gradiente de presión para el líquido. Asimismo, se presenta una diferencia de presión entre el líquido y el vapor a todo lo largo del ducto, la cual es ocasionada por la presencia de la estructura porosa en la intercara vapor-líquido.

De este modo, para que un caloriducto funcione, la diferencia de presión Δp_c originada por el efecto capilar en la intercara vapor-líquido que viene a jugar el papel de presión de bombeo para todo el sistema, debe resultar mayor o igual que la suma de la diferencia de presión en el líquido, Δp_l , y la diferencia de presión en el vapor, Δp_v , a lo largo del conducto, es decir,

$$\Delta p_c \geq \Delta p_l + \Delta p_v + \Delta p_g \quad (1)$$

donde se ha incluido además al término Δp_g que representa el efecto de las fuerzas de cuerpo, esencialmente el peso del líquido. En este sentido, el término Δp_g puede ser positivo, negativo o cero dependiendo de si el líquido fluye en la misma dirección, en dirección contraria, u horizontalmente con respecto a su peso, es decir, dependiendo de la posición del ducto respecto a la horizontal. En la Fig. 4 se indica la distribución de las presiones a lo largo del caloriducto.



Diferencia de presión en un menisco

$$p_v - p_l = \frac{2\sigma \cos \theta}{r}$$

Ecuación de Laplace-Young

$$p_v - p_l = \sigma \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right)$$

Estructura porosa

$$(p_v - p_l)_{\max} = \frac{2\sigma}{r_c}$$

Evaporador

$$(p_v - p_l)_e = \frac{2\sigma}{R_e}$$

Condensador

$$(p_v - p_l)_c = \frac{2\sigma}{R_c}$$

Presión capilar en un caloriducto

$$\Delta p_c = 2\sigma \left(\frac{1}{R_e} - \frac{1}{R_c} \right)$$

FIG. 3 DIAGRAMA DE UN CALORIDUCTO EN OPERACION PERMANENTE

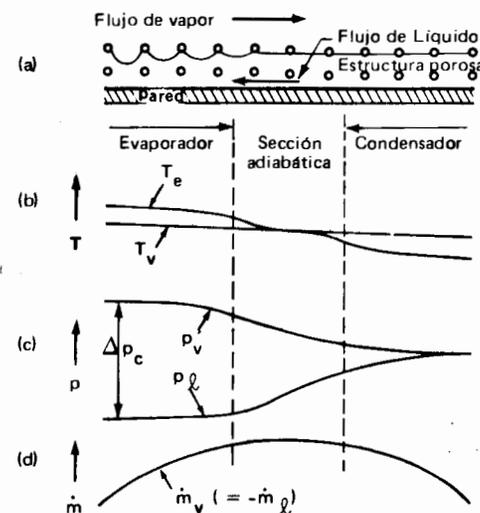


FIG. 4. DISTRIBUCION DE PRESIONES, TEMPERATURAS Y FLUJO DE MASA AXIAL A LO LARGO DE UN CALORIDUCTO.

Presión Capilar

La característica distintiva de un caloriducto respecto a otros dispositivos de transmisión de calor en los cuales se tenga procesos de evaporación y condensación, es, indudablemente, el efecto de bombeo ocasionado por la tensión superficial en la estructura capilar. Conviene entonces revisar algunos aspectos relacionados con este fenómeno.

Como se sabe, las fuerzas intermoleculares de atracción en un líquido dan lugar a que las moléculas que se encuentran precisamente en la superficie libre del líquido, acumulen cierta energía como resultado del trabajo requerido para mantenerlas en esa posición equilibrando así, la atracción ejercida por las moléculas que se encuentran debajo. El resultado global es que la superficie libre tiende a ocupar la mínima extensión, comportándose como si estuviera en un estado de tensión. Esta *tensión superficial*, que se define como la fuerza que actúa perpendicularmente a cualquier elemento de longitud en la superficie, tiene dimensiones FL^{-1} y se acostumbra representar con σ . La tensión superficial da lugar a efectos como la tendencia de las gotas de un líquido a tomar la forma esférica, en ausencia de otras fuerzas.

De manera semejante a lo anterior, existe la *tensión interfacial* en la superficie intercara de un líquido y un sólido, o bien, de dos líquidos. Debido a la misma naturaleza de las fuerzas intermoleculares, una gota de algún líquido sobre una superficie sólida puede tomar cualquiera de las tres formas que se indican en la Fig. 5, si bien es necesario tomar en cuenta la presencia del vapor o gas circundante. En efecto, dependiendo de las magnitudes relativas de las tensiones interfaciales σ_{sv} , σ_{sl} y σ_{lv} , el ángulo de contacto θ de la gota puede tomar valores entre 0 y π . En el primer extremo, cuando $\theta = 0$, se dice que el líquido moja completamente al sólido (es decir se extiende indefinidamente sobre la superficie sólida), mientras que en el segundo extremo, cuando $\theta = \pi$, se dice que el líquido no moja al sólido. En la práctica se acepta que el líquido no moja al sólido si $\theta > \pi/2$.

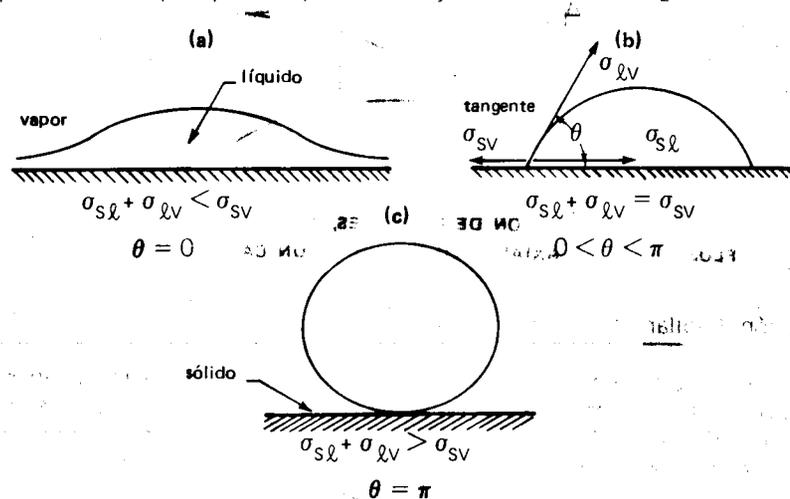


FIG. 5. GOTAS EN CONTACTO CON UN SÓLIDO Y EN PRESENCIA DE VAPOR:
(a) Superficie mojada totalmente; (b) Superficie mojada parcialmente; (c) Superficie no mojada.

Como resultado del comportamiento descrito se presenta el conocido efecto de *capilaridad*, de la mayor importancia para el presente estudio. Se trata de la elevación que sufre un líquido a través de un tubo capilar, como se indica en la Fig. 6, al alcanzarse el equilibrio entre las fuerzas que actúan sobre el líquido. Para que esta elevación se efectúe es necesario que el líquido moje las paredes internas del tubo capilar. Si se considera por un lado, el balance entre la fuerza originada por la tensión superficial y el peso de la columna h del líquido dentro del tubo, y por otro lado, la diferencia de presiones entre el vapor y el líquido en la superficie del menisco, dicha diferencia queda dada por

$$p_v - p_l = \frac{2\sigma \cos\theta}{r} \quad (2)$$

En el caso más general de un elemento de superficie caracterizado por dos radios de curvatura R_1 y R_2 (véase por ejemplo, Prandtl [19]), se obtiene la llamada ecuación de Laplace-Young:

$$p_v - p_l = \sigma \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right) \quad (3)$$

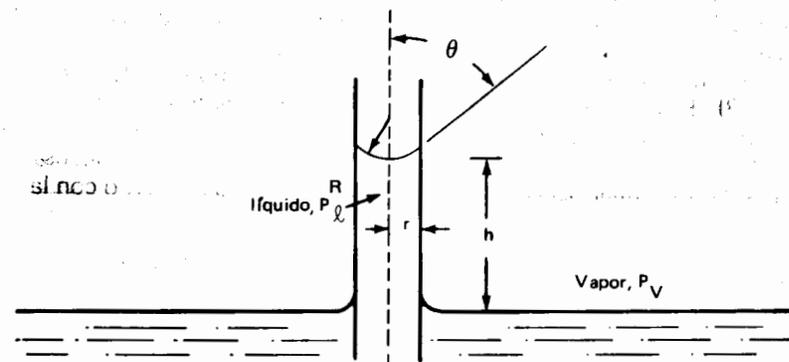


FIG. 6 EFECTO DE CAPILARIDAD

Para el análisis y las aplicaciones de los caloriductos, resulta importante poder determinar el máximo valor del paréntesis en la Ec. 3 con objeto de lograr la mayor presión capilar. Este valor máximo depende de las características de la estructura porosa y es práctica común (Chi [3]) utilizar en lugar de la Ec. 3, la siguiente expresión para la máxima presión capilar:

$$(p_v - p_l)_{\max} = \frac{2\sigma}{r_c} \quad (4)$$

donde r_c constituye un radio capilar equivalente, cuyo valor se puede obtener teóricamente para estructuras capilares de geometría sencilla. En casos más complejos, el valor de r_c se debe determinar

experimentalmente. En la bibliografía que se enlista al final de la presente monografía, se pueden obtener valores para el radio capilar.

Obsérvese que la Ec. 4, se refiere a la máxima presión capilar y corresponde a valor mínimo del radio capilar que se puede tener para una estructura dada. En general esta condición óptima no se logra en la operación normal de un caloriducto pues al acercarse a ella implica acercarse también a un posible secado parcial de la estructura porosa y el consiguiente paro parcial o total del dispositivo.

Durante la operación en estado permanente del caloriducto, la distribución de la presión capilar toma la forma que se indica en el corte longitudinal de la Fig. 4. En estas condiciones, la tendencia general es que los meniscos en el evaporador tengan un radio de curvatura R_e menor que el correspondiente radio de curvatura R_c de los meniscos en el condensador, suponiendo el mismo tamaño de poro en la estructura (Fig. 3). Este efecto se debe al flujo de masa durante la evaporación y durante la condensación, respectivamente. Las diferencias de presión entre el vapor y el líquido en el evaporador y en el condensador, suponiendo capilaridades circulares, quedan dadas de acuerdo con la Ec. 3, por

$$(p_v - p_l)_e = \frac{2\sigma}{R_e} \quad (5)$$

$$(p_v - p_l)_c = \frac{2\sigma}{R_c} \quad (6)$$

respectivamente, suponiendo que el coeficiente de tensión superficial sea el mismo en ambos casos.

De este modo, la diferencia de presión capilar neta disponible para bombear el líquido a través de la estructura porosa, desde el condensador hasta el evaporador, se obtiene al restar la Ec. 6 de la Ec. 5,

$$\Delta p_c = 2\sigma \left(\frac{1}{R_e} - \frac{1}{R_c} \right) \quad (7)$$

expresión que alcanza su valor máximo (Ec. 4) cuando $R_e = r_c$ y $R_c \rightarrow \infty$ correspondiendo este último al caso en que se tenga exceso de líquido en el condensador.

Obérvase finalmente, que cuando el flujo de vapor aumenta como resultado del incremento en la transmisión de calor en el evaporador, la tendencia natural a disminuir R_e y aumentar R_c se traduce a un ajuste automático de la diferencia de presión capilar de tal manera de satisfacer el requisito de flujo establecido por el calentamiento. En otras palabras, un caloriducto una vez en operación constituye un dispositivo autorregulable mientras no se excedan los límites comentados al principio de este capítulo.

Flujo de la Sustancia de Trabajo

Para modelar el flujo de la sustancia de trabajo en un caloriducto, o más específicamente, para expresar las diferencias de presión en el líquido y en el vapor que se incluyen en la Ec. 1, la teoría generalmente aceptada se basa esencialmente en los resultados de Cotter [4] y Busse [2]. Se trata de representar en forma aproximada, los términos que aparecen en la ecuación de Navier-Stokes teniendo en cuenta ciertas simplificaciones. Dada la naturaleza diferente del flujo de vapor en el interior del conducto y el flujo de líquido en la estructura porosa, conviene revisar cada uno por separado.

Flujo de Líquido en la Estructura Porosa

Suponiendo que el movimiento del líquido constituye un flujo lento unidimensional a través de un medio poroso, es posible despreciar el término de las fuerzas de inercia al compararlo con los demás términos en la ecuación del movimiento. De esta manera, como estableció Cotter [4], el gradiente de presión se puede escribir aproximadamente como:

$$\left(\frac{dp}{dx}\right)_\ell = -\rho_\ell g \cos \phi - \frac{b\mu_\ell V_\ell}{\epsilon r} \quad (8)$$

donde r es el radio del poro, V_ℓ es la velocidad media del escurrimiento (es decir, el gasto volumétrico dividido entre el área transversal de la estructura porosa) y ϵ es la porosidad del medio, definida como la fracción de éste último ocupada por el líquido. Se incluye además en la Ec. 8, al parámetro de corrección b para tomar en cuenta la tortuosidad del líquido a través del medio poroso.

La Ec. 8, que constituye una forma de la ley de Darcy, es sin embargo, poco conveniente dadas las dificultades en determinar b ,

ϵ y r . Se prefiere emplear en su lugar la siguiente expresión*:

$$\left(\frac{dp}{dx} \right)_l = - \frac{\mu_l}{\rho_l A_l K} \dot{m} \quad (9)$$

donde \dot{m} es el gasto másico del líquido y K es la *permeabilidad* de la estructura porosa, la cual se ha intentado relacionar con los parámetros b , ϵ y r obteniéndose resultados poco satisfactorios. (Scheidegger [20]); no obstante, el uso de la permeabilidad, que incluye el efecto de fricción entre el líquido y la estructura, representa una enorme ventaja debido a su directa determinación para una estructura dada, pudiéndose calcular en el caso de configuraciones sencillas.

Para integrar la expresión 9 con objeto de obtener la caída de presión Δp_l en el líquido a lo largo del conducto, es necesario tener en cuenta que el gasto \dot{m} es variable con respecto a la coordenada longitudinal x . Esto se debe a que a lo largo del evaporador se va perdiendo parte del líquido, mientras que en el condensador se tiene la correspondiente recuperación; en la parte central adiabática del caloriducto el gasto del líquido no cambia al no presentarse evaporación ni condensación. La forma más sencilla de tomar en cuenta el efecto mencionado es suponiendo que tanto el gasto \dot{m}_e de evaporación, que se pierde en el evaporador, como el gasto \dot{m}_c que se recupera en el condensador, varían *linealmente* con respecto a x , es decir, Fig. 7

$$\dot{m}_e = \frac{\dot{m}_l}{L_e} x \quad (10)$$

$$\dot{m}_c = \frac{\dot{m}_l}{L_c} (L-x) \quad (11)$$

donde L_e , L_c y L son las longitudes del evaporador, del condensador y total del caloriducto, respectivamente, y \dot{m}_l es el gasto constante en el tramo adiabático.

De este modo, aceptando que las propiedades del fluido no cambien significativamente a lo largo del ducto por tenerse una temperatura casi uniforme, se obtiene para Δp_l :

* En la Ec. 9 se ha omitido el término de las fuerzas de cuerpo por conveniencia; en todo caso, dicho término ya está incluido en la Ec. 1.

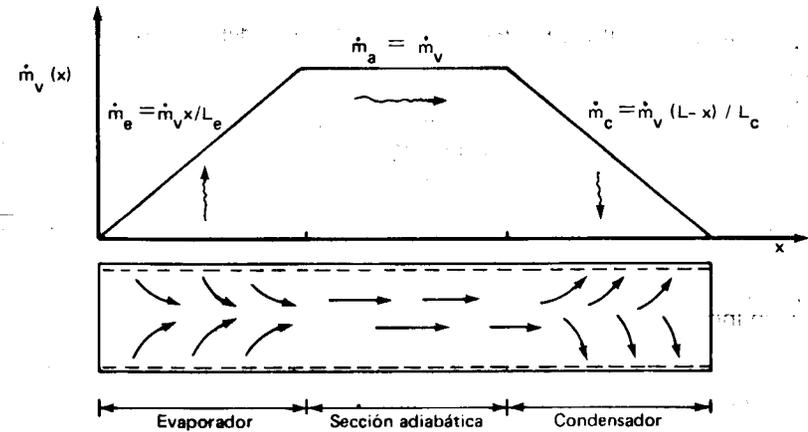


FIG. 7 VARIACION EN EL GASTO DEL LIQUIDO

$$\Delta p_l = \frac{\mu_l \dot{m}_l}{\rho_l A_l K} \left(\frac{L_e}{2} + L_a + \frac{L_c}{2} \right) \quad (12)$$

donde L_a corresponde al tramo adiabático del ducto. La Ec. 12 es válida para una estructura porosa homogénea de permeabilidad K . En aquellos casos cuya estructura porosa tenga una configuración diferente a la homogénea, la expresión resultante para la diferencia de presión Δp_l es un poco diferente; se puede utilizar sin embargo, la misma Ec. 12 si se define una permeabilidad equivalente para la configuración de interés. Chi [3] presenta una tabla de fórmulas para la permeabilidad de varias configuraciones comunes de estructura porosa.

Flujo de Vapor en la parte Central del Ducto

La representación matemática del flujo de vapor en la parte central del ducto es sustancialmente más complicada que la del escurrimiento anteriormente examinado. A esto contribuye, en primer lugar, la posibilidad de tener tanto un régimen de flujo donde predominen las fuerzas viscosas, como uno donde las fuerzas de inercia resulten más importantes. Puede ser necesario tomar en cuenta los dos efectos simultáneamente. De esta manera, el flujo de vapor puede ser laminar o turbulento; además la compresibilidad del fluido puede llegar a jugar

un papel importante. Por otro lado, la incorporación del flujo de vapor del líquido evaporado en el evaporador y la correspondiente pérdida durante la condensación, aspectos que en el caso de un caloriducto, no están suficientemente estudiados, dificultan adicionalmente cualquier modelado que se haga de este escurrimiento.

La teoría generalmente aceptada en la actualidad se basa en las consideraciones de Busse [2], quien señala la conveniencia de analizar el flujo de vapor bajo dos condiciones diferentes: el régimen viscoso y el régimen inercial.

En el primer caso se puede suponer que el flujo de vapor en estado permanente es esencialmente incompresible y siendo despreciables las fuerzas de inercia, podemos utilizar, de manera parecida al escurrimiento del líquido, la solución de Hagen-Poiseuille de las ecuaciones de movimiento. Esto nos lleva a poder expresar el gradiente de presión como

$$\left(\frac{dp}{dx} \right)_v = - \frac{8\mu_v \dot{m}}{\rho_v \pi r_v^4} \quad (13)$$

donde r_v es el radio del volumen cilíndrico ocupado por el vapor. En la Ec. 13 el gasto másico de vapor resulta también variable con la coordenada longitudinal x y para integrar dicha expresión es necesario tener en cuenta la masa de vapor que se incorpora al flujo en el evaporador y la correspondiente masa que se pierde en el condensador. Al igual que en el flujo de líquido, suponiendo una relación lineal de estas masas con respecto a x (ver Fig. 7), se obtiene al integrar la Ec. 13,

$$\Delta p_v = \frac{8\mu_r \dot{m}_v}{\rho_v \pi r_v^4} \left(\frac{L_e}{2} + L_a + \frac{L_c}{2} \right) \quad (14)$$

La Ec. 14 se basa esencialmente en suponer flujo laminar completamente desarrollado a lo largo de un conducto circular (flujo de Hagen-Poiseuille), lo cual resulta válido para el segmento adiabático de un caloriducto. En el evaporador y en el condensador, la incorporación y la eliminación de vapor del flujo, respectivamente, tienden a modificar el perfil parabólico y los efectos de la fricción entre el vapor y la estructura porosa característicos del modelo propuesto. Los estudios efectuados hasta ahora, permiten señalar los siguientes aspectos:

- la inyección de vapor a través de la estructura porosa en el evaporador tiende a acelerar el flujo de vapor y paralelamente, a incrementar la fricción en la intercara; el efecto contrario se observa en el condensador,
- ambos efectos se pueden tomar en cuenta mediante la consideración de una caída de presión en el evaporador y una recuperación en el condensador, proporcionales al cuadrado de la velocidad media del vapor, como parte de la caída total de presión Δp_v ; se trata entonces de considerar implícitamente la naturaleza inercial de estos efectos. En el caso más sencillo la caída de presión en el evaporador y la recuperación en el condensador resultarían iguales (Fig. 8). Sin embargo, análisis más detallados efectuados por varios autores, como refieren Dunn y Reay [7], parecen indicar que no se logra una recuperación completa en el condensador (Fig. 9),
- se puede tomar como índice característico de los efectos de la incorporación de vapor en el evaporador y de la pérdida en el condensador, el número de Reynolds del flujo radial de vapor, definido como: $Re_r = \rho_v r_v V / \mu_v$. Este parámetro que puede tener valores entre 0.1 y 100 en un caloriducto, permite caracterizar la importancia de las fuerzas inerciales. Así, se sabe, de acuerdo con Bankston *et al* [1], que para $Re_r < 10$ la caída total de presión Δp_v se puede calcular con bastante aproximación utilizando el modelo simple basado en la solución de Hagen-Poiseuille (Ec. 14) o bien incluyendo los refinamientos resumidos en el texto de Dunn y Reay [7].
- Tal como refiere Feldman [9], Bankston *et al* [1] han encontrado la posibilidad de flujo de vapor en retroceso en el condensador para valores de Re_r entre 2 y 4. El fenómeno es análogo a la separación de la capa límite a lo largo de una superficie curvada.

El régimen inercial completo, donde se pueden despreciar las fuerzas viscosas, se presenta al incrementarse la transferencia de calor y la temperatura de operación del caloriducto. En este caso el número de Reynolds radial Re_r resulta mayor que 10 y generalmente es necesario tomar en cuenta los efectos de la turbulencia y de la compresibilidad del flujo de vapor en el cálculo de la diferencia de presión Δp_v . El gradiente de presión a lo largo del flujo de vapor resulta de la forma general

$$\left(\frac{dp}{dx}\right)_v = -\frac{d}{dx}(\rho_v V_v^2) \quad (15)$$

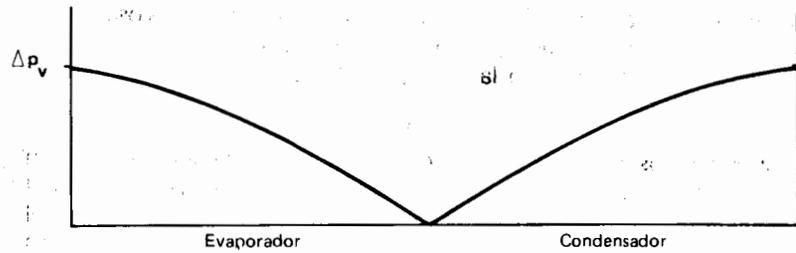


FIG. 8 DIAGRAMA ESQUEMATICO DE LA PRESION INERCIAL CON RECUPERACION TOTAL (se ha omitido el segmento adiabático del caloriducto).

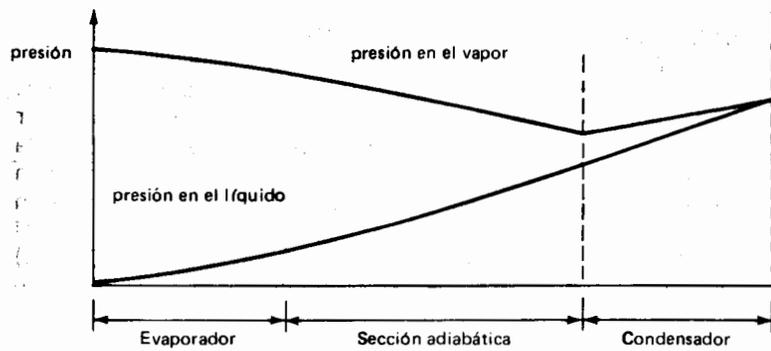


FIG. 9 DIAGRAMA ESQUEMATICO DE LA PRESION INERCIAL CON RECUPERACION PARCIAL.

El perfil de velocidades del vapor varía de una sección transversal a otra, desde una forma parabólica aplastada hasta un perfil prácticamente plano. Esta variación, y por consiguiente la caída total de presión Δp_v , depende sustancialmente de la forma en que se encuentre distribuido axialmente el flujo de calor en el evaporador.

Por otro lado, si el calentamiento es considerable, la compresibilidad del vapor juega un papel importante llegando a presentar a lo largo del ducto las características típicas del flujo compresible a una tobera convergente-divergente que se resumen en la Fig. 10 (véase por ejemplo, Liepmann y Roshko [17]). En efecto, tal como indican los estudios realizados por Levy [16] y por Kemme [15], si se calienta suficientemente a lo largo del evaporador se puede alcanzar un flujo sónico al final de

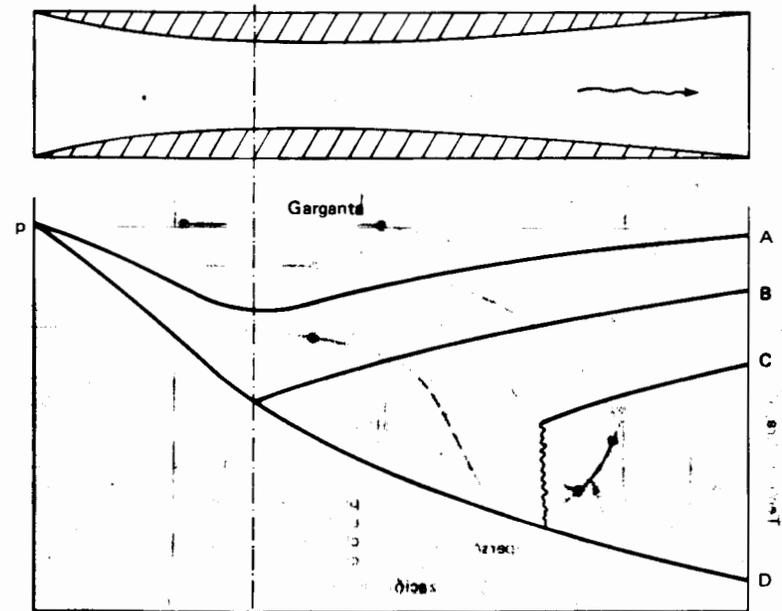


FIG. 10 PERFILES DE PRESION A LO LARGO DE UNA TOBERA CONVERGENTE DIVERGENTE.

este tramo, Fig. 11, se obtiene entonces la condición de "ahogamiento" típica de una tobera convergente-divergente (curva II en la Fig. 11), comportamiento que constituye una limitación en la operación de un caloriducto. A partir de esta condición resulta imposible incrementar el calor transportado por la sustancia de trabajo y se pueden presentar dos situaciones: si la temperatura en el condensador no es muy baja con respecto a la del evaporador, la presión se recupera parcialmente aguas abajo de este último mediante un flujo subsónico (curva II, Fig. 11); si por el contrario, la temperatura de enfriamiento en el condensador resulta demasiado baja, el flujo aún en condiciones de ahogamiento alcanza el régimen supersónico, recuperándose parcialmente la presión mediante una onda de choque en el condensador (curvas III o V, Fig. 11).

Resulta difícil obtener una sola expresión para la caída de presión Δp_v en el flujo de vapor que incluya todos los efectos mencionados. Conviene mencionar sin embargo, que en el tratado elaborado por Chi [3] se presenta de manera unificada los resultados para las cuatro combinaciones; flujo laminar incompresible, flujo laminar compresible,

flujo turbulento incompresible y flujo turbulento compresible para un caloriducto de sección circular.

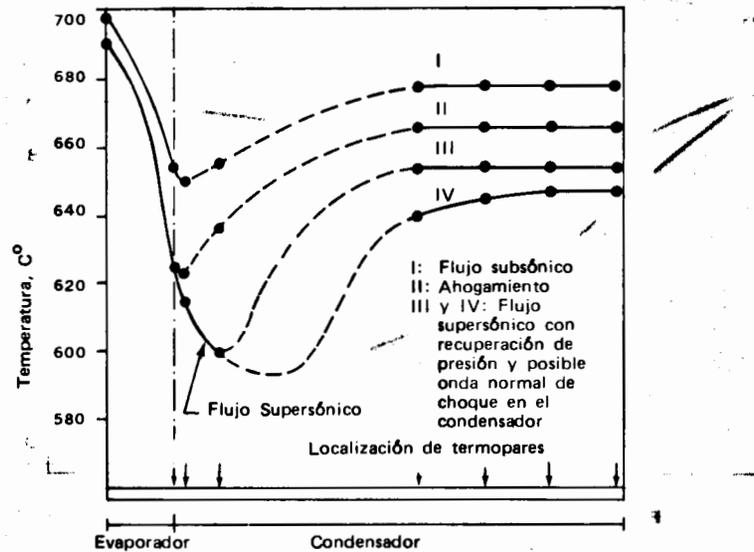


FIG. 11 FLUJO COMPRESIBLE EN UN CALORIDUCTO (EXPERIMENTOS DE KEMME [15]).

Efecto de la gravedad

Una de las características que hacen atractivo el caloriducto como dispositivo para transmitir grandes cantidades de energía en forma de calor, es su posible operación en cualquier posición respecto a la horizontal. Si el evaporador se encuentra en la posición más baja, la fuerza gravitacional

$$\Delta p_g = \pm \rho_l g L \cos \phi \quad (16)$$

contribuye al movimiento del líquido (véanse las Ecs. 1 y 8); si por el contrario, el condensador toma la posición más baja, el peso del líquido actúa negativamente en la máxima presión capilar que se puede obtener para una combinación dada de sustancia de trabajo y estructura porosa. En este segundo caso, existe una limitación en la máxima longitud que puede tener el caloriducto.

Cuando se utiliza como sustancia de trabajo un líquido de baja tensión superficial como el amoníaco, el metanol, el freón o en general, los fluidos criogénicos, y la estructura porosa del caloriducto está comunicada circunferencialmente, la máxima presión capilar disponible se ve reducida adicionalmente por el peso del líquido; esto sucede aún si el caloriducto se encuentra en posición horizontal o en una posición favorable al flujo axial del líquido. En tales casos es necesario tomar en cuenta el efecto mencionado arriba.

Transmisión de calor

La característica fundamental de un caloriducto es su capacidad para transmitir grandes cantidades de calor por unidad de tiempo, disponiendo de gradientes de temperatura muy pequeños, tanto en la dirección axial como en la radial. El mecanismo principal de transferencia de calor en las paredes y en la estructura capilar del evaporador y del condensador, es la conducción; por otro lado, la convección axial de calor por el líquido en el medio poroso y la conducción axial en todo el sistema, resultan despreciables. De este modo, el calor que se transmite axialmente a lo largo del caloriducto consiste esencialmente en calor latente transportado por el vapor, pudiéndose escribir la siguiente relación general:

$$Q = h_{fg} \dot{m}_v \quad (17)$$

donde tanto Q como \dot{m}_v cambian con la coordenada longitudinal x y h_{fg} es la entalpía de vaporización de la sustancia de trabajo.

Para poder utilizar la Ec. 17, es necesario primero sustituir las expresiones para Δp_c , Δp_ℓ , Δp_v y Δp_g , Ecs. 7, 12, 14 y 16, respectivamente, en la ecuación general de balance 1, y despejar de ella el gasto másico de vapor \dot{m}_v , teniendo en cuenta que por conservación de la masa, $\dot{m}_v = -\dot{m}_\ell$; se obtiene una vez que se sustituye en la Ec. 17,

$$Q = \frac{[2\sigma \left(\frac{1}{Re} + \frac{1}{Rc} \right) \pm \rho_\ell g L \cos \phi] h_{fg}}{\frac{\mu_\ell}{\rho_\ell A_\ell K} + \frac{8\mu_v}{\pi r_v^2 \rho_v} \left(\frac{1}{2} L_e + L_a + \frac{1}{2} L_c \right)} \quad (18)$$

La máxima transferencia de calor se logra al incrementar el gasto \dot{m}_v , bajo la condición de que la presión capilar de bombeo pueda satisfacer dicho incremento; esto se obtiene, evidentemente, con la máxima presión

capilar, Ec. 4, en cuyo caso la Ec. 18 se convierte en

$$Q_{\max} = \frac{\left(\frac{2\sigma}{r_c} \pm \rho_l g L \cos \phi \right) h_{fg}}{\left(\frac{\mu_l}{\rho_l A K} + \frac{8\mu_v}{\pi r_v^4 \rho_v} \right) \left(\frac{1}{2} L_e + L_a + \frac{1}{2} L_c \right)} \quad (19)$$

Mediante esta última ecuación, se puede entonces calcular la máxima transmisión de calor conociendo las características del caloriducto y las propiedades del fluido de trabajo.

Conviene enlistar, siguiendo a Feldman [9], las suposiciones básicas bajo las cuales resulta válida la Ec. 19:

- las propiedades del fluido son constantes a lo largo del conducto;
- las rapidezces de evaporación y condensación son relativamente bajas ($Re_r < 10$);
- la estructura porosa es homogénea y se encuentra uniformemente saturada del líquido de trabajo. La estructura se caracteriza por una permeabilidad K y por un radio de poro r_c ;
- en la operación del caloriducto, no se excede ninguna de las limitaciones mencionadas al principio;
- la conducción de calor axial en todo el sistema y la convección de calor a lo largo de la estructura porosa, son despreciables;
- el régimen de escurrimiento tanto del vapor como del líquido, es laminar;
- el flujo de la sustancia de trabajo y la transmisión de calor se encuentran en estado permanente.

Coefficiente Global de Transferencia de Calor

Cuando un caloriducto opera en estado permanente por debajo de los límites que se describen en la siguiente sección, su funcionamiento se puede representar mediante la fórmula acostumbrada en intercambiadores de calor y otros dispositivos semejantes,

$$Q = A U \Delta T \quad (20)$$

donde Q es el calor total transmitido (Ec. 18 ó 19), A es el área de transmisión seleccionada convenientemente, U es el coeficiente global de transmisión de calor y $\Delta T = T_{oe} - T_{oc}$ es la diferencia total de temperatura entre las superficies exteriores del evaporador y del condensador. Para poder utilizar la Ec. 20 se necesita entonces contar con una expresión para U , la cual se puede obtener de manera aproximada considerando los mecanismos básicos de transmisión de calor y las caídas de temperatura asociadas a ellos en las diversas partes del caloriducto: conducción de calor a través de la estructura porosa en el evaporador y en el condensador, evaporación y condensación en la intercara vapor-líquido, y convección de calor latente por el vapor desde el evaporador hacia el condensador. El primer mecanismo se puede describir con relativa facilidad mediante la ley de Fourier. Por otro lado, la diferencia de temperatura asociada a la evaporación y a la condensación en la intercara vapor-líquido, generalmente es muy pequeña y se puede despreciar. Finalmente, la diferencia de temperatura a lo largo del flujo de vapor se puede relacionar con la caída de presión Δp_v mediante la ecuación de Clausius-Clapeyron.

Empleando el concepto de resistencia térmica (véase por ejemplo, Holman [14]), se tiene para una pared cilíndrica de espesor $r_2 - r_1$, como el recipiente y como la estructura porosa,

$$R = \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi k L} \quad (21)$$

obsérvese sin embargo, que para utilizar la Ec. 21 en el caso de la estructura porosa, es necesario definir una conductividad térmica equivalente k_w que tome en cuenta las conductividades del sólido y del líquido, así como la configuración de la estructura. Esta conductividad equivalente se puede calcular en algunos casos (Ch: [3]) y generalmente conviene determinarla experimentalmente; su valor se encuentra comprendido entre las dos situaciones extremas de conducción de calor a través del sólido y del líquido en serie y en paralelo:

$$\frac{k_s k_l}{\epsilon k_s + (1-\epsilon) k_l} \leq k_w \leq (1-\epsilon) k_s + k_l \quad (22)$$

La resistencia térmica asociada a la caída de temperatura en el flujo de vapor, se puede expresar como sigue, utilizando la relación de

Clausius-Clapeyron entre la temperatura y la presión de un gas ideal (véase por ejemplo, Hatsopoulos y Keenan [13],

$$R = \frac{T_v \Delta p_v}{\rho_v h_{fg} Q} \quad (23)$$

donde T_v y ρ_v son valores medios de la temperatura y de la densidad del vapor a lo largo del ducto. Esta resistencia es muy pequeña comparada con las otras resistencias y generalmente se puede despreciar afectando muy poco al coeficiente global U.

Teniendo en cuenta los símbolos que aparecen en la Fig. 12 y definiendo como área de transmisión de calor la correspondiente a la sección transversal del caloriducto, $A = \pi r_o^2$, se obtiene la siguiente fórmula para el coeficiente global U:

$$U = \left[\frac{r_o^2 \ln(r_o/r_i)}{2L_e k_r} + \frac{r_o^2 \ln(r_i/r_v)}{2L_e k_{we}} + \frac{\pi r_o^2 T_v \Delta p_v}{\rho_v h_{fg} Q} + \frac{r_o^2 \ln(r_i/r_v)}{2L_c k_{wc}} + \frac{r_o^2 \ln(r_o/r_i)}{2L_c k_r} \right]^{-1} \quad (24)$$

Obsérvese finalmente, que se pueden obtener expresiones diferentes a la Ec. 24, definiendo por ejemplo, una conductividad térmica equivalente para la combinación recipiente-estructura porosa, o bien, suponiendo que los espesores $r_2 - r_1$ de las configuraciones cilíndricas son suficientemente pequeños comparados con los radios mismos r_1 , r_2 y utilizar la fórmula para la resistencia térmica de una pared plana en lugar de la Ec. 21.

Limitaciones en la Operación de un Caloriducto

Se mencionó al principio de este capítulo que la presencia de ciertos fenómenos asociados al movimiento de la sustancia de trabajo, tanto en su fase líquida como en su fase de vapor, limita el gasto del fluido circulante o bien, da lugar a una interrupción total o parcial del mismo, restringiendo la capacidad de transmisión de calor de un caloriducto (Fig. 13). Describiremos a continuación, las principales características de estos efectos.

$$Q = \frac{\pi r^4 h_{fg}}{8\mu_V L} \rho_0 p_0 \left(1 - \frac{p_L^2}{p_0^2}\right) \quad (26)$$

concluyéndose entonces que el máximo calor que se puede transmitir suponiendo un régimen viscoso para el vapor, corresponde a que $P_L^2/P_0^2 = 0$, es decir,

$$Q_{vmax} = \frac{\pi r^4 h_{fg}}{8\mu_V L} \rho_0 p_0 \quad (27)$$

En realidad, como señala Tien [23], esta limitación en el flujo máximo de calor, es difícil de alcanzar en la práctica, puesto que el régimen de flujo de vapor comienza a sentir los efectos inerciales al incrementarse el gasto, además de que al tenerse una caída de presión muy grande, el caloriducto opera deficientemente como dispositivo transmisor de calor.

Limitación por Régimen Sónico en el Vapor

Asociado también al flujo de vapor, se puede alcanzar la condición de flujo sónico al final del evaporador, como ya se señaló anteriormente. En efecto, el flujo compresible de vapor con aumento y disminución de masa a lo largo del conducto de sección transversal constante, es análogo al flujo compresible con una masa constante a través de una tobera convergente-divergente, la sección final del evaporador correspondiendo a la garganta de la tobera. El máximo calor que se puede transmitir a lo largo del conducto va ligada al máximo gasto que se puede alcanzar y éste se logra cuando el flujo en la garganta es sónico (condiciones de "ahogamiento"). Se puede determinar el máximo calor transmitido siguiendo el análisis de Levy [16]; en forma aproximada se obtiene

$$Q_{smax} = 0.5 h_{fg} (\rho_0 p_0)^{1/2} \quad (28)$$

Limitación por Penetración del Líquido en el Vapor

Esta limitación en la operación de un caloriducto se origina por el esfuerzo interfacial de los flujos del vapor y del líquido en direcciones

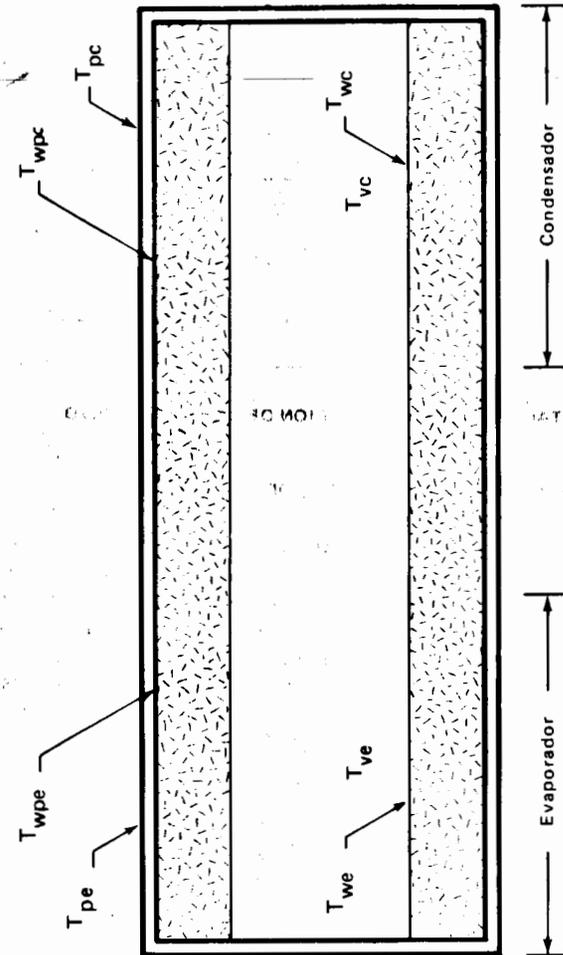


FIG. 12 TEMPERATURAS EN UN CALORIDUCTO

opuestas. Al resultar excesiva la velocidad relativa entre el vapor y el líquido, la intercara se vuelve inestable y penetran en el vapor gotas de líquido que son arrastradas por el primero. La pérdida de líquido a lo largo del conducto disminuye la disponibilidad de líquido para su evaporación en el evaporador, limitando entonces el máximo calor a transmitirse y dando lugar a la posibilidad del secado de la estructura porosa. Este fenómeno, para el cual existe todavía muy poca información, se detecta al escuchar el golpeteo de las gotas arrastradas por el vapor hasta el extremo del conducto en el condensador, además del súbito sobrecalentamiento que se observa en el evaporador.

Limitación por Ebullición en la Estructura Porosa del Evaporador

El hecho de tener equilibrio entre fases en la intercara vapor-líquido en la presencia de meniscos da como resultado que el líquido en la estructura porosa se encuentre a una presión menor que la presión de saturación correspondiente a la temperatura de la intercara. Por otro lado, la existencia de un gradiente radial de temperaturas hace que la temperatura del líquido en el evaporador resulte tanto mayor que la temperatura de la intercara cuanto más se encuentre alejado de esta última el punto considerado en la estructura porosa. El resultado global es que la presión del líquido, sobre todo en aquellos puntos cercanos al recipiente del calorímetro, sea menor que la presión de saturación correspondiente a su temperatura, es decir, el líquido se encuentra en un estado metaestable, Fig. 14. Esa diferencia de presiones aumenta al incrementarse el flujo radial de calor en el evaporador y existe, por lo tanto, la tendencia a que se formen burbujas de vapor en el seno del líquido. Este fenómeno en general no resulta conveniente, porque si bien la formación incipiente de burbujas incrementa la transmisión de calor, por otro lado al crecer y quedar atrapadas en la estructura porosa ocasionan la formación de puntos o "manchas" calientes y dificultan la circulación del líquido, limitando por lo tanto la operación del dispositivo. El fenómeno descrito requiere también de mayor atención y estudio.

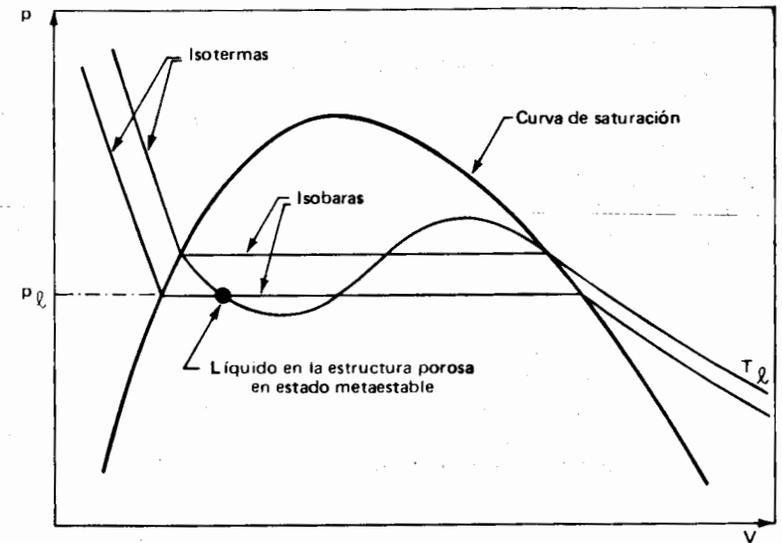


FIG. 14 ESTADOS METAESTABLES DE UN LIQUIDO

3. CONSIDERACIONES GENERALES SOBRE EL DISEÑO, CONSTRUCCION Y PRUEBA DE CALORIDUCTOS.

En este capítulo se presenta de manera breve, algunos aspectos relacionados con el diseño y la construcción de un caloriducto así como las pruebas a que generalmente debe someterse para verificar su correcto funcionamiento. Cada uno de estos temas es demasiado amplio como para examinarse con suficiente detalle en esta monografía cuyo objetivo es ofrecer un panorama acerca del caloriducto. Se recomienda al lector en todo caso, hacer uso de las referencias principales en que se basa el presente trabajo, donde encontrará información suficiente acerca de los aspectos mencionados: Chi [3], Feldman [9], Dunn y Reay [7].

Diseño

Generalmente al establecer la posibilidad de utilizar un caloriducto para una necesidad dada, se especifican las características tales como dimensiones, localización, mecanismo de transmisión de calor, nivel de

temperaturas, etc., de los dos sistemas (fuente y sumidero) entre los cuales se desea efectuar la transferencia de calor. La teoría examinada en el capítulo anterior, además de ordenar el conocimiento básico que se tiene acerca del funcionamiento de los caloriductos, permite establecer o por lo menos complementar criterios y procedimientos de diseño, aprovechando de la mejor manera las múltiples combinaciones que se pueden tener de sustancias de trabajo, estructuras porosas, dimensiones, etc., para satisfacer las características arriba señaladas. El proceso de diseño de un caloriducto no es, sin embargo, una tarea sencilla ya que en él intervienen cálculos matemáticos muchas veces complejos, consideraciones acerca de las técnicas de manufactura y de los costos, y lo que puede ser más difícil de valorar: decisiones subjetivas de carácter cualitativo. Por todo lo anterior resulta prácticamente imposible establecer un criterio único de diseño y tal vez lo mejor sea proceder de acuerdo con la experiencia. Es por eso que en los párrafos siguientes solamente se sintetizan los aspectos más importantes que es necesario tener en cuenta al calcular un caloriducto.

Sustancia de trabajo

La selección de la sustancia de trabajo está dictada fundamentalmente por el rango de temperaturas en que debe funcionar el caloriducto. Dado que dicha sustancia debe permanecer en todo momento en el estado líquido dentro de la estructura porosa, su punto de fusión debe ser menor y su punto crítico debe resultar mayor que la temperatura de operación del dispositivo. Así, puesto que existen diversos fluidos que satisfacen el criterio anterior para un rango de temperaturas dado, la selección de la sustancia de trabajo depende además de factores como la presión de vapor, su tensión superficial, su viscosidad, su calor latente y desde luego si es compatible con los materiales del recipiente y de la estructura porosa.

La presión de vapor de la sustancia de trabajo es particularmente importante, no debiendo ser excesivamente alta si no se quiere tener que construir el recipiente, de acuerdo con las normas y procedimientos establecidos, con paredes muy robustas de mayor peso y resistencia térmica a la conducción.

En una selección preliminar del fluido de trabajo, sus propiedades como tensión superficial, viscosidad, etc., se pueden tomar en cuenta utilizando la Ec. 19 bajo la simplificación fundamental de que la caída de presión Δp_v en el vapor sea despreciable, escribiéndose entonces

$$Q_{\max} = \left(\frac{\rho_l \sigma h_{fg}}{\mu_l} \right) \left(\frac{K A_l}{L'} \right) \left(\frac{2}{r_c} \pm \frac{\rho_l g L \cos \phi}{\sigma} \right) \quad (29)$$

donde $L' = \frac{1}{2} L_e + L_a + \frac{1}{2} L_c$. Este resultado corresponde a un caloriducto de baja permeabilidad, con una relación longitud a diámetro relativamente pequeña. Como se observa en la Ec. 29, las propiedades del fluido quedan esencialmente cubiertas en el primer factor del lado derecho de la ecuación, el cual generalmente recibe el nombre de *factor de transporte del líquido* y evidentemente debe ser lo más grande posible.

Estructura porosa

De acuerdo con lo examinado a lo largo del presente trabajo, son tres las funciones básicas de la estructura porosa:

- Debe ofrecer en primer lugar, un arreglo de capilaridades o poros superficiales en la región donde se presente la intercara vapor-líquido; esto es con objeto de crear la presión capilar de bombeo. Para que dicha presión resulte lo más grande posible, los poros deben reducirse a su mínimo tamaño buscando el valor más bajo de r_c en la Ec. 4.
- En segundo lugar, la estructura porosa debe permitir el paso del líquido a su regreso del condensador con la menor resistencia posible. Esto se logra mediante porosidades de amplitud grande (vistas en la dirección de flujo del líquido) y de poca rugosidad. De hecho, se puede disponer de canales longitudinales o alguna estructura semejante para facilitar el flujo del líquido, combinados con un medio poroso en la intercara vapor-líquido. La facilidad con que una estructura porosa permite el paso del líquido depende directamente de su permeabilidad K , comentada con anterioridad. En relación con la máxima cantidad de calor que puede transmitir el dispositivo, la permeabilidad del medio y el radio crítico de poro interfacial r_c , van asociados en el parámetro $KA_l/L'r_c$ de la Ec. 29 que podría considerarse característico de la estructura porosa.
- Finalmente, aunque no con menos importancia, la estructura porosa junto con la sustancia de trabajo en su fase líquida constituyen el

camino para transmitir el calor desde la pared interna del recipiente hasta la intercara vapor-líquido en el evaporador y para el proceso inverso en el condensador. Se requiere entonces la conductividad térmica más alta posible para la combinación estructura porosa-líquido.

De acuerdo con las tres características descritas se puede decir entonces que una estructura porosa adecuada es aquella que ofrece: pequeños poros superficiales para desarrollar una buena presión capilar, poros internos grandes para resistir poco el flujo del líquido, y una trayectoria ininterrumpida y de alta conductividad para el calor radial. Además de lo anterior, la estructura debe estar hecha de un material que sea químicamente compatible con la sustancia de trabajo y con el material del tubo recipiente. Estos y otros factores como el costo, peso, maquinabilidad, etc. de los materiales involucrados hacen imposible establecer reglas bien definidas para la selección de la estructura porosa, existiendo numerosas posibilidades basadas en alguno de los siguientes arreglos o la combinación de ellos: tela de alambre enrollada, fibra de vidrio, metal sinterizado, canales longitudinales en las paredes del recipiente, canal colector principal, etc. A continuación se describen las características principales de estos arreglos.

Entre las estructuras porosas que se consideran como homogéneas, dos de uso muy difundido consisten, la primera, en una tela de alambre enrollada formando varias capas, Fig. 15 a, y la segunda, en un espesor determinado de metal sinterizado junto a la pared interna del recipiente, Fig. 15b. En el primer caso, el radio mínimo del poro superficial es inversamente proporcional al número de la malla mientras que la resistencia al paso del líquido se puede controlar mediante la estrechez con que se acomodan las capas de la tela; sin embargo, la conductividad térmica efectiva que se logra, no es muy adecuada. Los materiales sinterizados por el contrario, dada su naturaleza, ofrecen una conductividad térmica alta y una presión capilar generalmente suficiente; la resistencia al flujo del líquido por otro lado, toma un valor alto en este caso.

De uso también generalizado, si bien requieren de técnicas más especializadas para su manufactura, son las estructuras formadas mediante canales cortados a lo largo del tubo recipiente, Fig. 15 c, o bien, mediante un conducto anular concéntrico Fig. 15 d, o creciente Fig. 15 e, entre el recipiente y la estructura porosa propiamente, esta última consistente en varias capas de tela de alambre comprimidas. Ambos tipos se caracterizan por ofrecer poca resistencia al paso del líquido, y solamente el primer tipo posee una alta conductividad al

calor radial.

Las configuraciones compuestas (no homogéneas) tienen como principal objetivo desacoplar la presión capilar de bombeo de la resistencia al flujo del líquido las cuales como se ha indicado dependen inversamente del tamaño de los poros. Este tipo de estructuras resultan más costosas pero a la vez más efectivas para la operación del

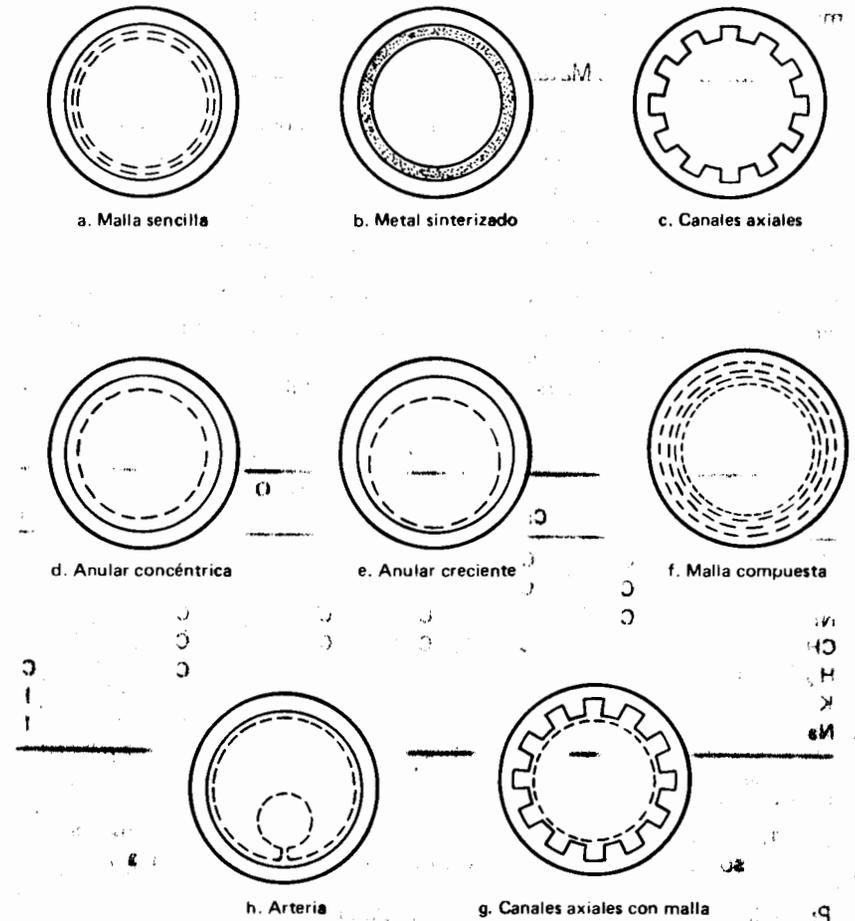


FIG. 15 EJEMPLOS DE ESTRUCTURAS POROSAS

caloriducto. La Fig. 15 f, indica en forma esquemática el caso de una malla muy fina en la intercara vapor-líquido y un enrollamiento de tela de alambre con número de malla relativamente bajo. En la Fig. 15 g se muestra un sistema muy efectivo consistente en canales axiales en la pared interna del recipiente cubiertos de una malla de alambre fina. Finalmente, la estructura mostrada en la Fig. h, consiste en una delgada capa de tela de alambre fina circunferencial para lograr una presión capilar alta, y un colector principal o "arteria" formada por la misma malla para transportar el líquido con poca resistencia.

Compatibilidad de los Materiales

Se ha insistido en los párrafos anteriores acerca de la compatibilidad química de los materiales del recipiente y la estructura porosa, y la sustancia de trabajo. Este aspecto tiene gran importancia ya que una selección inadecuada de los materiales puede dar como resultado distintos efectos de origen químico (descomposición de la sustancia de trabajo o corrosión de la estructura porosa) que modifican el funcionamiento del caloriducto o en el mejor de los casos acortan su vida útil. No existe una teoría acerca de la compatibilidad de los materiales y la sustancia de trabajo, y lo que se puede decir acerca de este aspecto se basa en resultados experimentales; tal es el caso de la Tabla 2.

FLUIDOS	S O L I D O S					
	Al	Cu	Fe	Ni	Acero Inox.	Ti
N ₂	C	C	C	C	C	C
CH ₄	C	C			C	
NH ₃	C		C	C	C	
CH ₃ OH	I	C	C	C	C	
H ₂ O	I	C		C	C	C
K				C		I
Na				C	C	I

C compatible
I incompatible

**TABLA 2. COMPATIBILIDAD DE SUSTANCIAS DE TRABAJO Y MATERIALES
SOLIDOS COMUNMENTE UTILIZADOS EN CALORIDUCTOS (CHI 3).**

Procedimiento General de Selección y Cálculo

En este punto tal vez conviene sugerir un procedimiento general de selección y cálculo de un caloriducto basándose en la descripción

cubierta hasta aquí. Se insiste nuevamente en que no se trata de la única formulación posible al respecto.

Como punto de partida para el diseño de un caloriducto, generalmente se cuenta con el flujo de calor que se desea transmitir y el nivel de temperatura en que debe operar el dispositivo. Esto permite seleccionar de inmediato la sustancia de trabajo buscando que posea el mayor factor de transporte de líquido y la mayor conductancia térmica posibles. Paralelamente se pueden proponer varias alternativas para la estructura porosa, procurando siempre buscar su simplicidad y su compatibilidad con el fluido.

Tomando como base el máximo calor a transmitir y las propiedades del fluido se estima el diámetro de la zona reservada al flujo de vapor de tal manera que la velocidad de éste no sea excesiva y se mantenga en el régimen incompresible; de este modo se asegura un gradiente axial de temperaturas reducido. El criterio generalmente aceptado es que el número de Mach del flujo del vapor, definido mediante

$$M = \frac{Q}{A_v \rho_v h_{fg} c} \quad (30)$$

donde c es la velocidad del sonido, se mantenga por abajo de 0.3. De la Ec. 30 se puede despejar al diámetro reservado para el paso del vapor, incluido en el área A_v . Este diámetro para el vapor permite a su vez escoger de manera tentativa, el diámetro del recipiente, el cual, junto con la presión de vapor de la sustancia de trabajo a la temperatura de operación y con material del conducto (compatible con el fluido), determinan el espesor de pared que deben tener tanto el conducto a todo lo largo como sus tapas en los extremos.

Teniendo ya una selección preliminar de las dimensiones del caloriducto se procede ahora a determinar las características de la estructura porosa que deben ser tales que permitan desarrollar una presión capilar apta para vencer la resistencia al flujo del líquido y la fuerza de la gravedad si la posición del conducto es desfavorable.

Con el procedimiento delineado hasta aquí, se tiene un juego de valores seleccionados tentativos y es necesario ahora verificar si la operación del caloriducto excede las limitaciones indicadas en el capítulo anterior (compresibilidad, ebullición, penetración, etc.); en caso afirmativo es necesario modificar por tanteos algunos valores seleccionados, por ejemplo, la permeabilidad de la estructura porosa

o el diámetro reservado para el vapor, hasta llegar a una solución que no exceda los límites mencionados.

Construcción

La manufactura de un caloriducto involucra una serie de operaciones que deben llevarse a cabo cuidadosamente con objeto de asegurar los mejores resultados para las especificaciones previstas por el diseño. En lo que sigue se describen brevemente las operaciones a seguir durante la construcción de un caloriducto.

Preparación y limpieza de las partes constitutivas

Las partes que componen un caloriducto, como son el recipiente, la estructura porosa, las tapas de los extremos y el tubo de acceso (Fig. 16), deben prepararse de acuerdo con las especificaciones de diseño, siguiendo procesos de manufactura de la mejor calidad. De este modo se deben efectuar por ejemplo, los cortes de alta precisión del tubo de sección circular (forma generalmente utilizada) que servirá como recipiente, o la soldadura de las tapas en los extremos del conducto. Se recomienda utilizar para el tubo de acceso al caloriducto, diámetros no mayores de 1/4 de pulgada con objeto de facilitar y asegurar el sellado final del dispositivo una vez que se le ha cargado con la sustancia de trabajo.

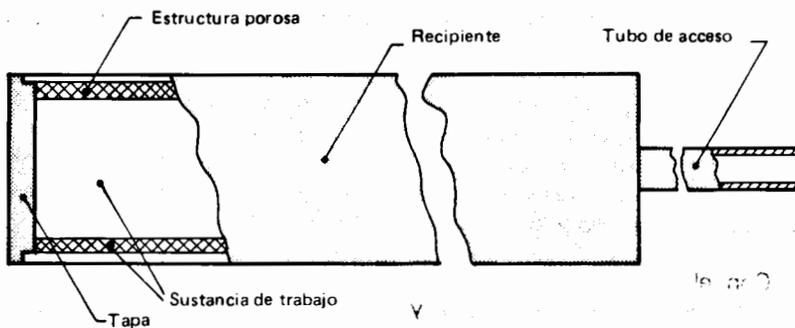


FIG. 16 PARTES CONSTITUTIVAS DE UN CALORIDUCTO

La limpieza de todas las partes que entrarán en juego durante la operación del caloriducto (inclusive la pureza de la sustancia de trabajo), es particularmente importante, pues de ella dependerá el buen funcionamiento y la duración del sistema al no tenerse contaminantes que lo afecten física o químicamente. La eliminación de grasas, partículas sólidas y óxidos previamente al ensamble del sistema, y la posterior evacuación de gases, son operaciones generalmente necesarias durante la construcción de un caloriducto.

Armado del Sistema

Una vez limpias las partes que componen el caloriducto se debe proceder al armado de las mismas procurando que sea inmediatamente después de la limpieza con objeto de evitar que se vuelvan a contaminar. Se debe tener cuidado al colocar la estructura porosa, de cumplir con las dimensiones especificadas en el diseño. Asimismo, la soldadura de las tapas en los extremos debe llevarse a cabo cuidadosamente para evitar la formación de grietas o poros a través de los cuales se pueda escapar la sustancia de trabajo. El tipo de soldadura debe ser tal que no introduzca contaminantes adicionales.

Evacuación y carga

Antes de introducir la sustancia de trabajo en el caloriducto, es necesario eliminar los gases que se encuentran tanto libremente en el interior del conducto como absorbidos en las paredes del mismo. Para los primeros basta con efectuar un vacío mediante una bomba; para los segundos se necesita además calentar hasta temperaturas en el rango en que operará el sistema.

Generalmente las operaciones de evacuación y carga de un caloriducto se llevan a cabo secuencialmente en una instalación como la que en forma muy simplificada se indica en la Fig. 17. Se trata entonces de maniobrar convenientemente las válvulas al mismo tiempo que trabaja la bomba de vacío y se calienta el caloriducto.

Una vez colocada en el interior del caloriducto la carga de sustancia de trabajo, se puede proceder al sellado permanente del tubo de acceso. Esto generalmente se logra aplastando dicho tubo con una herramienta adecuada, y soldando después de que se ha cortado el tubo en su parte aplastada.

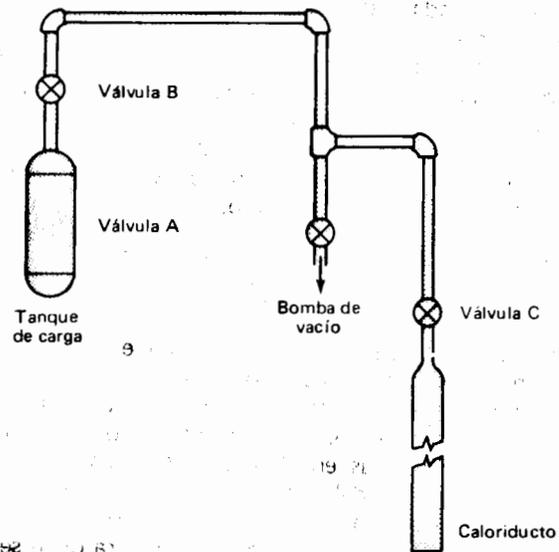


FIG. 17 INSTALACION PARA LA EVACUACION Y CARGA DE UN CALORIDUCTO.

Pruebas

Existen numerosas pruebas encaminadas a verificar que un determinado caloriducto cumpla con las especificaciones previstas en su diseño. Dichas pruebas generalmente se pueden clasificar de acuerdo con su objetivo básico, en tres tipos: las relacionadas con la seguridad del dispositivo; aquellas cuyo propósito es determinar la durabilidad del caloriducto; y las pruebas que permiten establecer las características de operación del sistema. A continuación se resumen los aspectos sobresalientes de estos tipos de pruebas.

Pruebas de seguridad

Si bien no existen riesgos particularmente graves durante la construcción y operación de un caloriducto, de cualquier modo conviene tener en cuenta ciertos aspectos relacionados con la seguridad de estos dispositivos. En primer lugar es necesario recordar que un caloriducto debe soportar altas presiones de vapor no sólo durante su operación

normal sino además en la eventual sobreelevación de su temperatura por encima de la temperatura de diseño. De allí la importancia de un buen diseño que tome en cuenta este aspecto y la necesidad de lograr una soldadura de alta calidad entre las tapas y el resto del recipiente. Es posible sujetar el conducto a presiones altas como prueba, mediante el calentamiento, de tal manera de establecer un margen de seguridad; para esto conviene disponer de una cámara especial a prueba de explosiones. Los caloriductos que utilizan agua como sustancia de trabajo y aquellos diseñados para el rango criogénico, son particularmente críticos en este aspecto.

Por otra parte, la posibilidad de fracturas en los materiales del recipiente o bien, una soldadura inadecuada, dan lugar a fugas de la sustancia de trabajo sobre todo al operar el dispositivo en las condiciones de diseño. Este efecto, además de modificar las características del caloriducto, puede resultar peligroso si la sustancia de trabajo es altamente tóxica como por ejemplo el mercurio, o si el nivel de temperaturas que se manejan es muy elevado, como con los metales líquidos. Para detectar estas fugas se pueden utilizar técnicas espectrográficas o cromatográficas, o en su lugar, colocar el sistema en una cámara especial donde se pueda presenciar los gases provenientes de esas fugas.

Pruebas de durabilidad

Mediante esta clase de pruebas se trata de identificar cualquier factor o incompatibilidad entre los elementos de un caloriducto que puedan afectar la operación normal del mismo a largo plazo. Obviamente la cantidad de estos factores es muy extensa y para poder especificar algunos de ellos se requieren pruebas estandarizadas de control de calidad, o bien en todo caso, un estudio comparativo de numerosos dispositivos semejantes. En la Fig. 18 se indica esquemáticamente algunos factores que se deben tener en cuenta, de acuerdo con Dunn y Reay [7].

Las pruebas para determinar la durabilidad de un caloriducto dependen de los factores que se consideren y generalmente puede llevarse a cabo en forma acelerada durante períodos cortos o alternativamente, de manera sistemática a lo largo de períodos largos durante la vida útil del dispositivo. En el primer caso, es necesario tener cuidado al extrapolar para períodos más largos los resultados obtenidos.

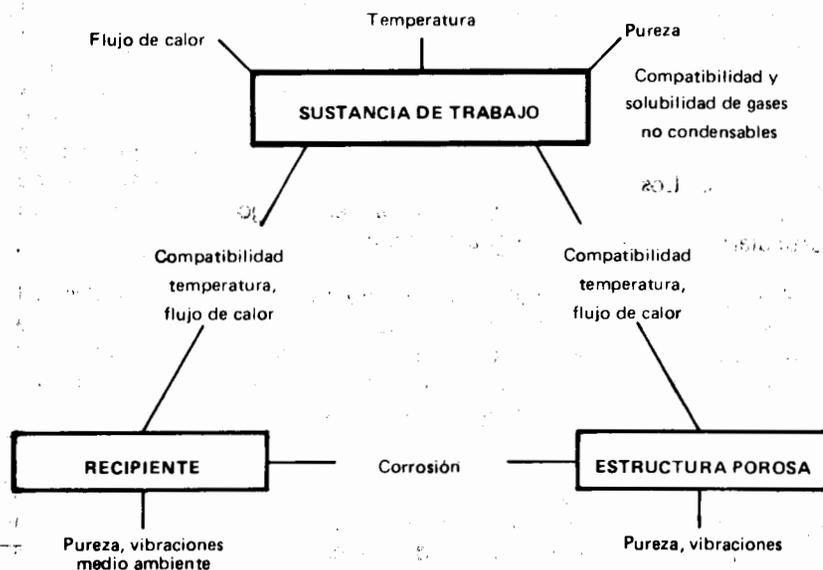


FIG. 18 FACTORES QUE AFECTAN LA DURABILIDAD DE UN CALORIDUCTO (DUNN Y REAY [7]).

Pruebas de funcionamiento

Con objeto de verificar las características de operación de un caloriducto, particularmente su capacidad máxima para transmitir calor y su conductancia térmica equivalente, generalmente se utiliza un aparato de prueba con los elementos básicos indicados en la Fig. 19, que son:

- un calentador eléctrico para el evaporador (resistencia, wáttmetro, variac o reóstato)
- un enfriador calorimétrico para el condensador
- un elemento medidor del incremento de temperatura en el medio enfriador
- aislamiento térmico

- un juego de termopares y sus indicadores correspondientes para medir la temperatura a lo largo del caloriducto
- un mecanismo que permita modificar la posición del conducto respecto a la horizontal.

Con ligeras variantes del esquema básico mostrado en la Fig. 19 se pueden investigar diversos aspectos relacionados con el funcionamiento del caloriducto, por ejemplo, las limitaciones del prototipo al transporte de calor, el grado de isothermalización a lo largo del conducto, el comportamiento transitorio durante el arranque del dispositivo, etc.

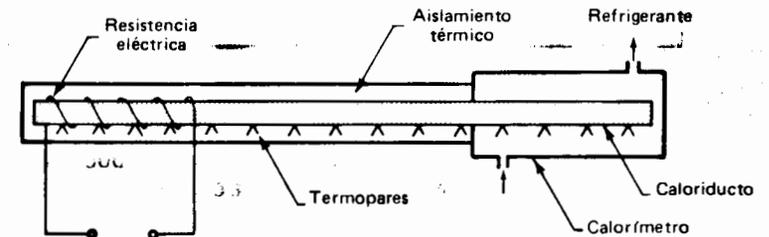


FIG. 19 APARATO BASICO PARA LAS PRUEBAS EN UN CALORIDUCTO

Una prueba determinante del adecuado funcionamiento de un caloriducto consiste en aplicar la carga de calor en varios pasos mediante el calentador eléctrico, hasta alcanzar la temperatura de operación en estado permanente; al mismo tiempo se va midiendo con el calorímetro del condensador y se observan los termopares colocados a lo largo del ducto. Si se obtienen perfiles de temperatura como el que se muestra en la Fig. 20, es señal de que el caloriducto funciona en forma apropiada.

La prueba descrita permite también detectar cierto tipo de fallas que se presentan durante la operación de un caloriducto. Por ejemplo, un calentamiento excesivo en el evaporador ocasiona un secado parcial de la estructura porosa. Este efecto se caracteriza por un incremento rápido de la temperatura en la zona del evaporador, Fig. 21. En tal caso es necesario cortar de inmediato la fuente de calor y proceder a cerrar la estructura porosa en el evaporador, posiblemente mediante la simple inclinación del dispositivo.

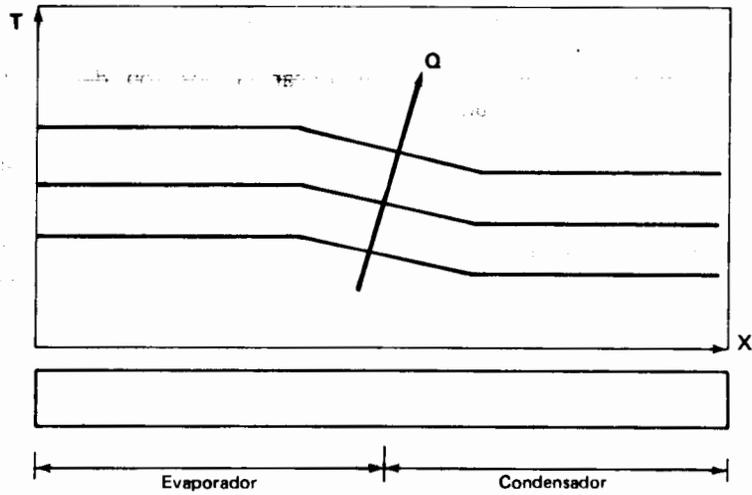


FIG. 20 FUNCIONAMIENTO APROPIADO DE UN CALORIDUCTO AL INCREMENTAR LA CARGA DE CALOR.

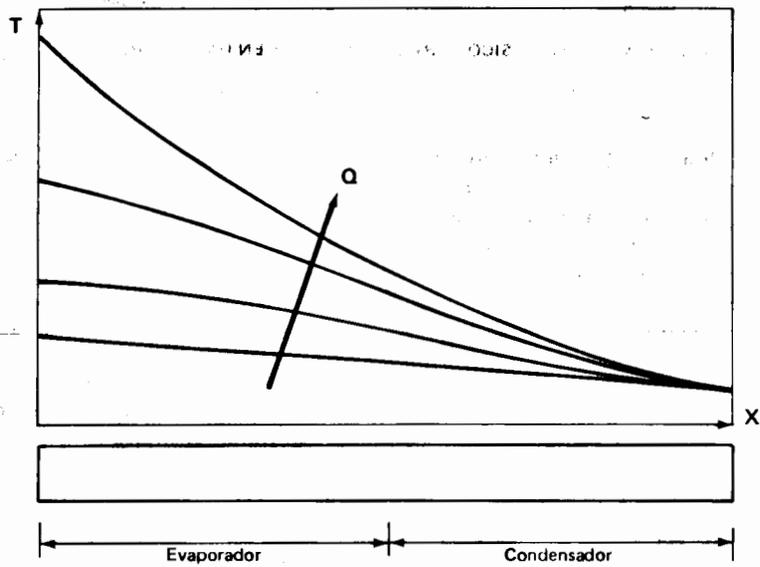


FIG. 21 FALLA EN LA OPERACION DE UN CALORIDUCTO DEBIDO AL CALOR EXCESIVO EN EL EVAPORADOR

Existen numerosos artículos publicados donde se presentan resultados experimentales relacionados con este tipo de pruebas. Se recomienda particularmente el trabajo de Sun y Tien [22] y el de Deverall *et al* - [6].

4. APLICACIONES

El caloriducto es un dispositivo que permite transmitir calor con rapidez empleando gradientes de temperatura reducidos y posiblemente a lo largo de distancias grandes. Dependiendo de su diseño y en particular de la sustancia de trabajo, se puede cubrir prácticamente todo el espectro de temperaturas asociadas a los procesos de transferencia de calor. Por lo anterior, las aplicaciones de un caloriducto son muy numerosas y la lista va en aumento. En lo que sigue, primeramente se clasifican las áreas generales de aplicación de los caloriductos de acuerdo con las características de estos últimos que principalmente se toman en cuenta para la aplicación, y después se describen solamente algunas de las aplicaciones donde el caloriducto ha demostrado una alta eficacia.

Áreas Generales de Aplicación

De acuerdo con Dunn y Reay [7], se pueden considerar las siguientes áreas generales de aplicación para un caloriducto, dependiendo de la propiedad que se tome en cuenta para la aplicación:

- Transmisión de calor a lo largo de distancias relativamente grandes como resultado de la alta conductancia térmica del dispositivo.
- Uniformación de temperaturas también como resultado de la alta conductancia térmica.
- Transformación de flujo de calor (en el sentido de los transformadores de corriente eléctrica), es decir, concentración del calor en una área pequeña proveniente de una fuente extendida, o viceversa.
- Control de la temperatura de algún equipo en contacto con el evaporador de un caloriducto; en este caso se utilizan los caloriductos de conductancia variable.
- Control térmico de la dirección del flujo de calor; se trata de caloriductos que operan como diodos o switches en el sentido térmico.

Por otra parte, Feldman [9] considera tres grandes grupos de aplicaciones:

- Calentamiento: reactores químicos, gasificación del carbón, estufas, deshielo de puentes y caminos, motores Stirling, colectores solares, carburadores, acondicionamiento ambiental, etc.
- Control de temperaturas: dispositivos electrónicos, uniformación de la temperatura de estructuras, procesos de manufactura, medición de propiedades, cirugía, sistemas de recuperación, etc.
- Enfriamiento: aire acondicionado, dispositivos electrónicos, motores e interruptores eléctricos, álabes de turbinas, flechas de motores, etc.

Aplicaciones típicas

Intercambiadores de calor

Esta constituye una de las aplicaciones más obvias de los caloriductos tanto en sistemas radiativos como en sistemas convectivos. En el primer caso se han propuesto y probado numerosos diseños que se utilizan en artefactos espaciales o en sistemas para el aprovechamiento de la energía solar (Figs. 22 y 23).

La característica de transformador térmico a temperatura prácticamente constante hace del caloriducto un elemento transmisor de calor muy conveniente para los intercambiadores convectivos. Así, un sistema sumamente sencillo consiste en un módulo formado por un conjunto de caloriductos cilíndricos o planos con el evaporador en una de las corrientes y el condensador en la otra, separadas ambas por una pared (Fig. 24). Debido a su peso y tamaño reducidos y a su alta confiabilidad durante su operación, este tipo de intercambiadores se están utilizando con regularidad como recuperadores, precalentadores, condensadores de vapor, etc. en sistemas de acondicionamiento ambiental y en plantas termoeléctricas.

Sistemas de conversión de energía

Las mismas características mencionadas al principio del párrafo anterior, han permitido utilizar los caloriductos como elementos auxiliares en diversos sistemas de conversión de energía. Por ejemplo,

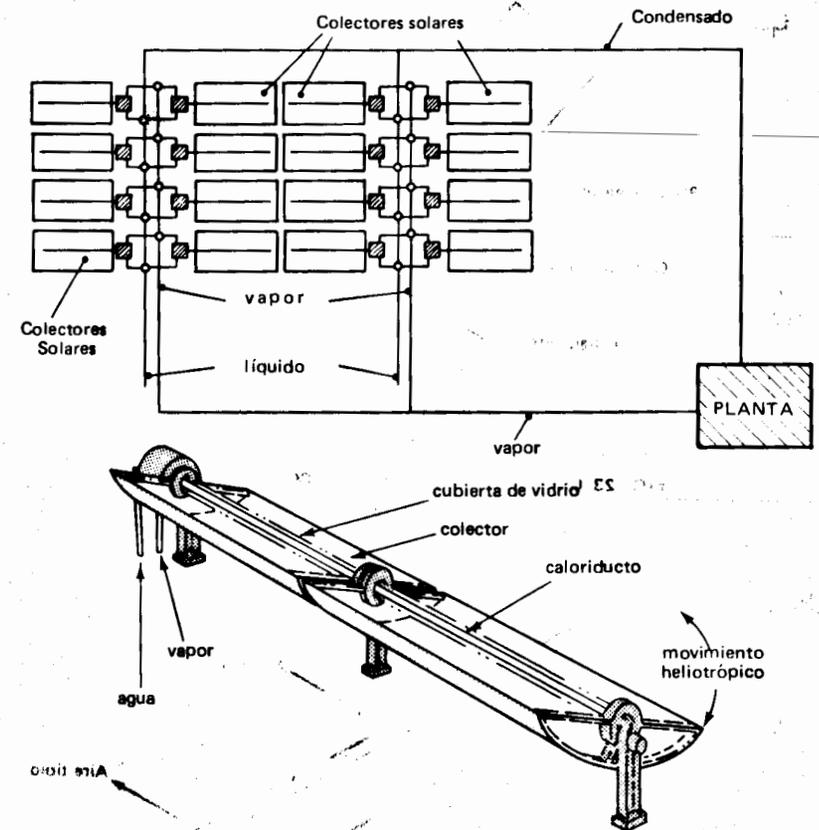


FIG. 22 SISTEMA DE POTENCIA A BASE DE REFLECTORES PARABOLICOS CON UN CALORIDUCTO EN EL EJE FOCAL (CHI [3]).

se han probado caloriductos para sustraer el calor del "hogar" de un reactor nuclear sin permitir el escape de la radiación. Asimismo, se han desarrollado convertidores termoiónicos de alta potencia, como el esquematizado en la Fig. 25, a base de caloriductos, lográndose mantener temperaturas en la placa del emisor hasta de 3140°F y en la placa del colector hasta de 1700°F . Se han concebido también generadores termoeléctricos como el mostrado en la Fig. 26.

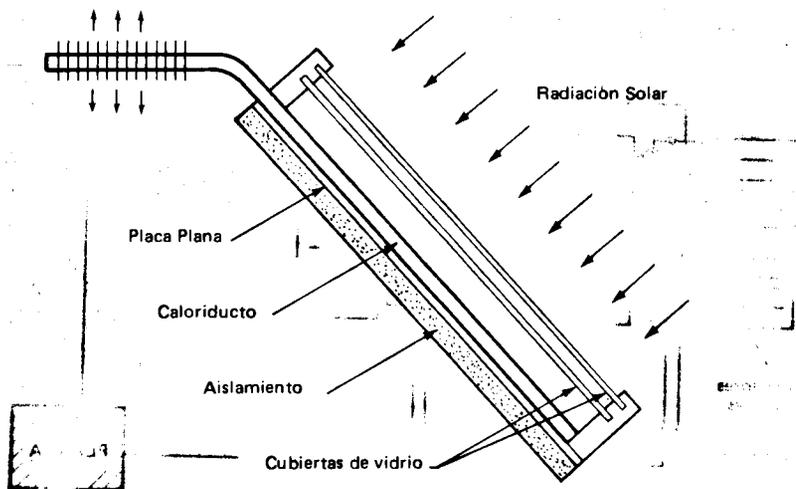


FIG. 23 COLECTOR SOLAR PLANO CON CALORIDUCTO (CHI [3]).

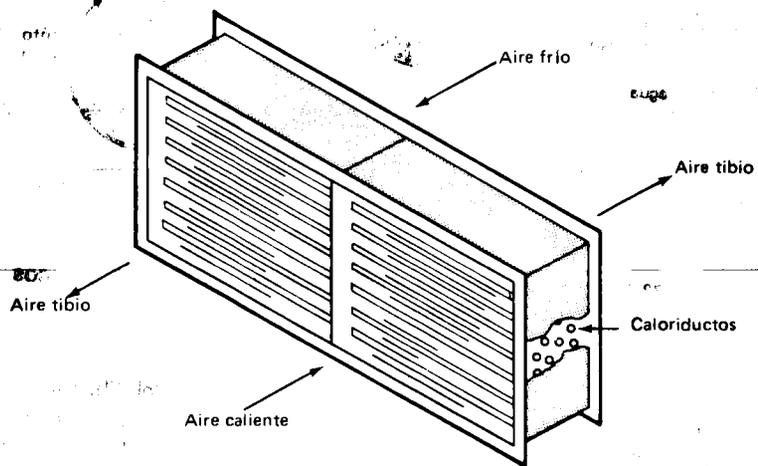


FIG. 24 INTERCAMBIADOR DE CALOR MODULAR A BASE DE CALORIDUCTOS (DUNN Y REALY [7], CHI [3]).

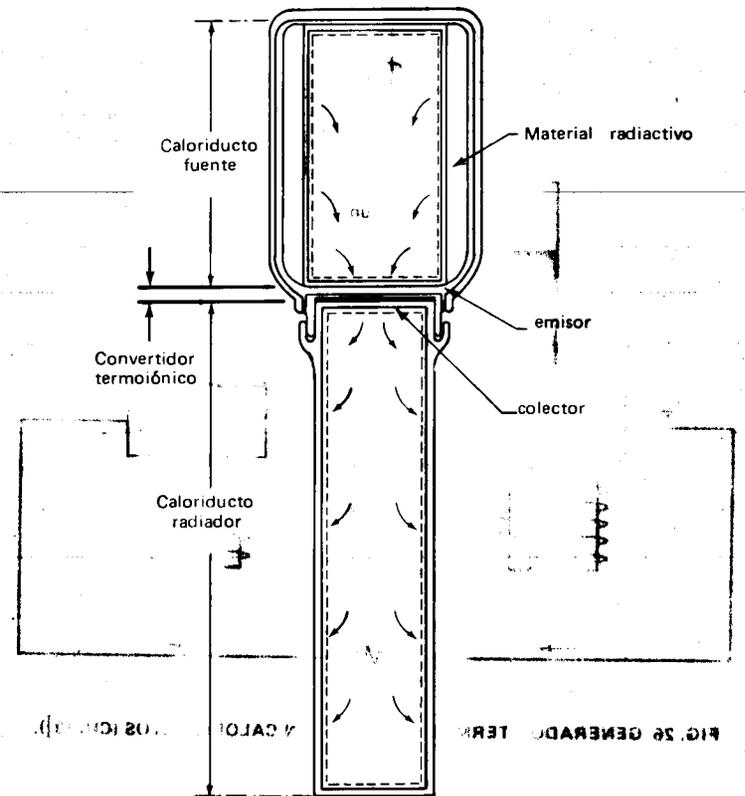


FIG. 25 CALORIDUCTOS EN UN CONVERTIDOR TERMOIONICO

FIG. 25 CALORIDUCTOS EN UN CONVERTIDOR TERMOIONICO (CHI [3]).

FIG. 25 CALORIDUCTOS EN UN CONVERTIDOR TERMOIONICO (CHI [3]).

Enfriamiento de componentes electrónicos

Dada la tendencia de los sistemas electrónicos a incrementar cada vez más la potencia que manejan y al mismo tiempo reducir el tamaño de sus componentes, resulta necesario contar con sistemas más efectivos de enfriamiento. El caloriducto ha venido a jugar un papel importante en control de temperatura de los sistemas electrónicos. De acuerdo con Feldmanis [10], como señala Feldman [9], el sistema de enfriamiento más adecuado para los componentes electrónicos es aquel que ofrece la mínima resistencia térmica con la mínima

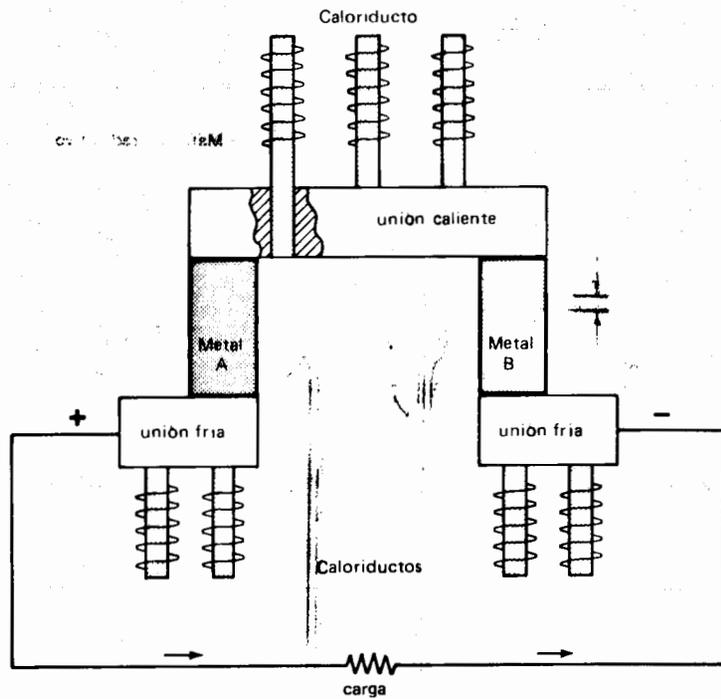


FIG. 26 GENERADOR TERMOELECTRICO CON CALORIDUCTOS (CHI [3]).

diferencia de temperaturas, entre la fuente y el sumidero de calor. Los caloriductos, además de eliminar el calor generado en los componentes electrónicos, generalmente ayudan a uniformar la temperatura de las mismas. Estas características, junto con la posibilidad de tomar diversas configuraciones, han permitido que el caloriducto tenga gran aceptación en la electrónica actual. En las Figs. 27, 28 y 29 se muestran varios ejemplos.

Otras aplicaciones y configuraciones

Para terminar este capítulo, en las Figs. 30, 31 y 32 se ilustran tres aplicaciones interesantes de los caloriductos. La Fig. 30 corresponde al caso de un caloriducto que comunica térmicamente el múltiple de admisión con el escape de un motor de combustión interna logrando la completa evaporación de la mezcla combustible y una mejor combustión en el motor.

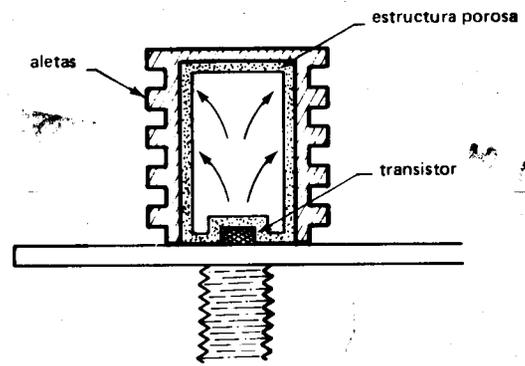


FIG. 27 ENFRIAMIENTO DE UN TRANSISTOR DE POTENCIA (HOLMAN [14]).

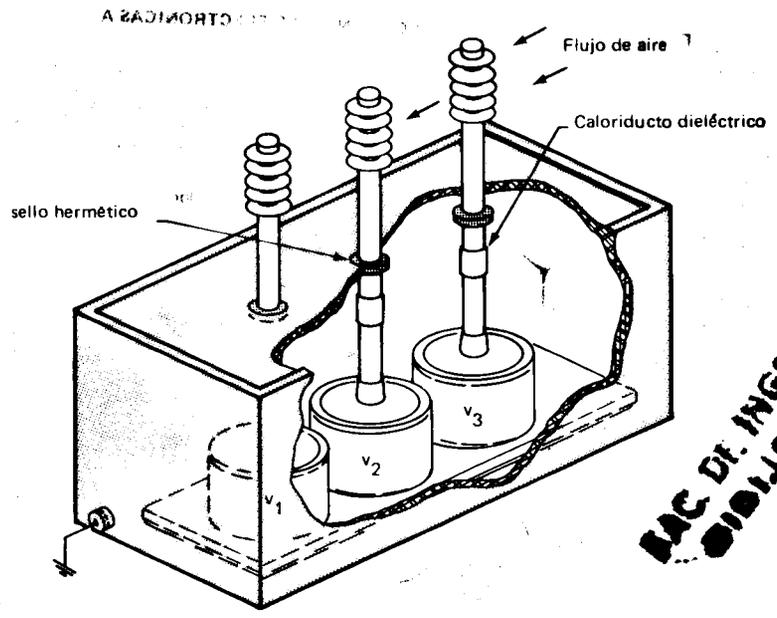


FIG. 28 ENFRIAMIENTO DE COMPONENTES DE ALTO VOLTAJE (CHI [3]).

BAC DE INGENIERIA
BIBLIOTECAS

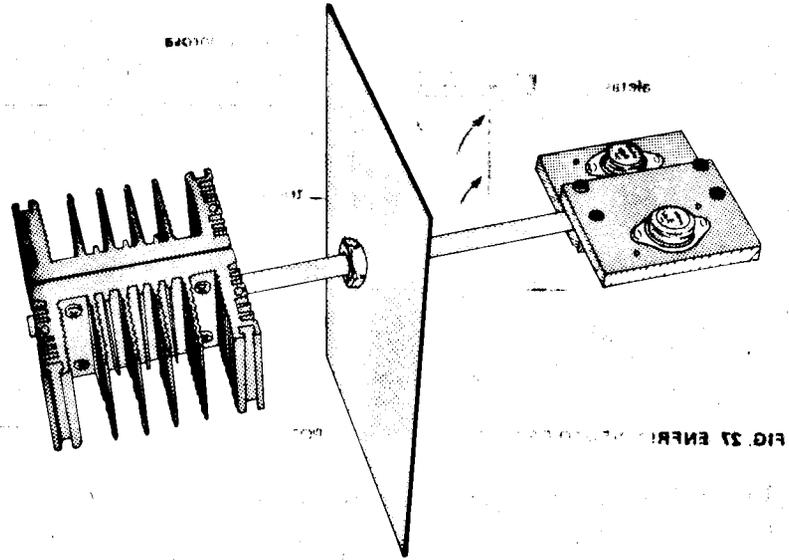


FIG. 29. ENFRIAMIENTO DE COMPONENTES ELECTRONICAS A DISTANCIA (DUNN Y REAY [7]).

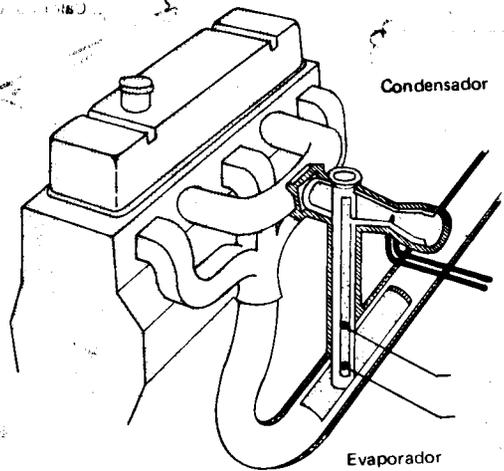


FIG. 30 CALORIDUCTO EN UN MOTOR DE COMBUSTION INTERNA (DUNN Y REAY [7]).

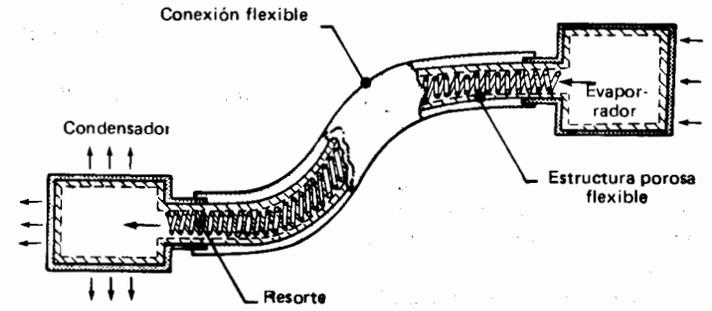


FIG. 31. CALORIDUCTO FLEXIBLE (HOLMAN [14]).

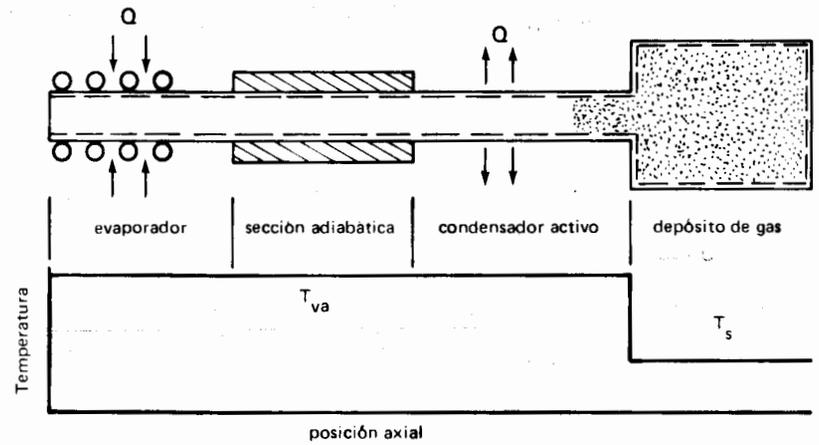


FIG. 32 CALORIDUCTO DE CONDUCTANCIA VARIABLE (MARCUS [18]).

La Fig. 31 simplemente ilustra un caloriducto flexible el cual puede resultar de gran utilidad en diversas aplicaciones.

Finalmente, en la Fig. 32 se ilustra el concepto fundamental de un dispositivo de gran importancia: el caloriducto de conductancia variable. En este sistema el gas no condensable actúa como una especie de válvula térmica al bloquear parte de la superficie interna del condensador. De este modo al aumentar la carga de calor en el evaporador la presión del vapor empuja al gas no condensable descubriendo una mayor área de condensación en el condensador y reduciendo por lo tanto su resistencia térmica. El efecto neto al aumentar (o disminuir) el calentamiento en el evaporador es reducir (o incrementar) la resistencia térmica del condensador contraatacando el incremento (o disminución) de la temperatura general del sistema. El resultado global es un dispositivo que mantiene su temperatura independientemente de los cambios en la carga de calor que se presenten.

NOMENCLATURA

- A = área transversal del flujo
- b = parámetro de tortuosidad
- c = velocidad del sonido
- g = aceleración de la gravedad
- h_{fg} = entalpía latente de vaporización
- K = permeabilidad
- k = conductividad térmica
- L = longitud
- M = número de Mach
- \dot{m} = gasto másico
- p_v = presión del vapor

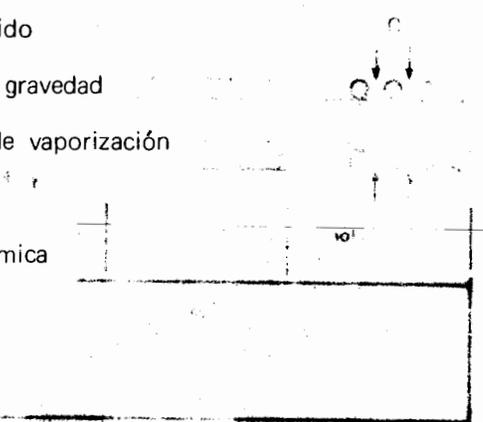


FIG. 32

p_l	=	presión del líquido
Δp_c	=	presión capilar
Δp_l	=	diferencia de presión en el líquido
Δp_v	=	diferencia de presión en el vapor
Δp_g	=	efecto de las fuerzas de cuerpo
Q	=	flujo de calor
R	=	resistencia térmica
Re_r	=	número de Reynolds radial
R_e, R_c	=	radios de poro en el evaporador y en el condensador
R_1, R_2	=	radios de curvatura
r_c	=	radio capilar equivalente
$r_2 - r_1$	=	espesor del recipiente
ΔT	=	diferencia de temperaturas
U	=	coeficiente global de transmisión de calor
V	=	velocidad media
x	=	coordenada axial
ϵ	=	porosidad
θ	=	ángulo de contacto
μ	=	viscosidad
ρ	=	densidad del fluido

σ	= tensión superficial
ϕ	= ángulo de inclinación respecto a la horizontal
a	= sección adiabática
c	= capilar, condensador
ℓ	= líquido
v	= vapor
e	= evaporador

Bibliografía

- [1] Bankston, C.A. y Smith, H.J., [1971], "Incompressible Laminar Vapor Flow in Cylindrical Heat Pipes", ASME paper, 1971 Winter Annual Meeting of ASME, Washington, D.C.
- [2] Busse, C.A., [1973], "Theory of the Ultimate Heat Transfer Limit of Cylindrical Heat Pipes", Int. J. Heat Mass Transfer **16**, pág. 169.
- [3] Chi, S.W., [1976], *Heat Pipe Theory and Practice, A Sourcebook*, Hemisphere, Pub. Co., Washington, D.C.
- [4] Cotter, T.P. [1965], "Theory of Heat Pipes", Report LA-3246-MS, Los Alamos Scientific Laboratory, Los Alamos, N. México.
- [5] Currie, I.G. [1974], *Fundamental Mechanics of Fluids*, Mc Graw-Hill, New York, N.Y.
- [6] Deverall, J.E., Kemme, J.E. y Florschuetz, L.W., [1970], "Sonic Limitations and Startup Problems of Heat Pipes", Los Alamos Scientific Laboratory Rep. No. La-4518.
- [7] Dunn, P. y Reay, D.A. [1976], *Heat Pipes*, Pergamon Press, Oxford, England.
- [8] Dutcher, C.H. y Burke, M.R. [1970], "Heat Pipes: a cool way to cool circuits", Electronics, pág. 93.

- [9] Feldman, K.T. [1975], *The Heat Pipe: Theory Design and Applications*, Lecture Notes at The University of New Mexico, Albuquerque, N. Mexico.
- [10] Feldmanis, C.J. [1972], "Application of Heat Pipes to Electronic Equipment Cooling", AIAA Paper 72-269, 7th AIAA Thermophysics Conference, San Antonio Texas.
- [11] Gaugler, R.S., [1942], Patente No. 2350348 solicitada en E.U.A. en 1942.
- [12] Grover, G.M. [1964], Patente No. 3229759 solicitada en E.U.A. en 1963.
- [13] Hatsopoulos, G.N. y Keenan, J.H., [1965], *Principles of General Thermodynamics*, J. Wiley, New York, N.Y.
- [14] Holman, J.P., [1976], *Heat Transfer*, 4th ed., Mc Graw Hill, New York, N.Y.
- [15] Kemme, J.E., [1969], "Ultimate Heat-Pipe Performance" IEEE Trans. on Electron Devices, ED-16, pág. 717.
- [16] Levy, E.K., [1968], "Theoretical Investigation of Heat Pipes Operating at Low Vapor Pressures", ASME Transactions, J. Engr. Ind. pág. 547.
- [17] Liepmann, H.W. y Roshko, A., [1957], *Gas Dynamics*, J. Wiley, New York, N.Y.
- [18] Marcus, B.P., [1971], Theory and Design of Variable Conductance Heat Pipes: Control Techniques. Research Report No. 2, AMES Research Center.
- [19] Prandtl, L., [1952], *Essentials of Fluid Dynamics*, Blackie and Son, Ltd., London.
- [20] Scheidegger, A.E., [1960], *The Physics of Flow Through Porous Media*, Univ. of Toronto Press, Toronto, Canada.
- [21] Schlichting, H., [1968], *Boundary Layer Theory*, 6th ed., Mc Graw-Hill, New York, N.Y.

- [22] Sun, K.H., y Tien, C.L. [1975], "Thermal Performance Characteristics of Heat Pipes", Int. J. of Heat and Mass Transfer, **18**, pág. 363.
- [23] Tien, C.L. [1975], "Fluid mechanics of Heat Pipes", Annual Review of Fluid Mechanics, **7**, pág. 167.

A.U.B. 1980

[51]

20

.Y.D

EL CALORIDUCTO: UN DISPOSITIVO NOVEDOSO PARA TRANSMITIR CALOR EFICIENTEMENTE

Prohibida la reproducción total o parcial de esta obra, por cualquier medio, sin autorización escrita del editor.

DERECHOS RESERVADOS © 1985, respecto a la primera edición en español por la REVISTA DE LA ACADEMIA NACIONAL DE INGENIERIA Y LA FACULTAD DE INGENIERIA de la Universidad Nacional Autónoma de México.
Ciudad Universitaria, México 20, D.F.

Impreso en México

Printed in Mexico