



2
3-7

Universidad Nacional Autónoma de México

Facultad de Estudios Superiores "Cuautitlan"

**Estudio Sobre la Factibilidad de Aplicación de
Caloductos en un Intercambiador de Calor
Utilizando Fluidos Corrosivos de Baja
Entalpia como Medio de Calentamiento**

T E S I S

**QUE PARA OBTENER EL TITULO DE :
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA
P R E S E N T A :
J A I M O A G R E D A N O D I A Z**



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

DIRECTOR DE TESIS

ING. JOSE LUIS DAVILA CARRERO

ESTUDIO SOBRE LA FACTIBILIDAD DE APLICACION DE CALODUCTOS EN UN
INTERCAMBIADOR DE CALOR UTILIZANDO FLUIDOS CORROSIVOS DE BAJA ENTALPIA
COMO MEDIO DE CALENTAMIENTO

INTRODUCCION

I. FLUIDOS DE BAJA ENTALPIA COMO FUENTE DE ENERGIA

I.1. SALMUERAS DE ESTANQUES SOLARES

I.2. SALMUERAS GEOTERMICAS

I.3. FLUIDOS DE DESECHO EN LA INDUSTRIA

II. CALODUCTOS

II.1. GENERALIDADES

II.2. DESARROLLO HISTORICO

III.2.1. INTERCAMBIADORES DE CALOR CON CALODUCTOS

II.3. LIMITES DE OPERACION DE LOS CALODUCTOS

III. CONSIDERACIONES PRACTICAS PARA EL DISEÑO DE CALODUCTOS

(DISEÑO IDEAL)

III.1. FLUIDO DE TRABAJO

III.2. ESTRUCTURA CAPILAR

III.3. MATERIAL DE LA ESTRUCTURA CAPILAR Y DEL CONTENEDOR

IV. MODELOS PARA EL CALCULO Y DIMENSIONAMIENTO DEL CALODUCTO

(DISEÑO IDEAL)

IV.1. METODOLOGIA DE TRABAJO

IV.1.1. MODELO MATEMATICO PARA EL CALODUCTO CON MECHA
DE MALLA

IV.1.2 MODELO MATEMATICO PARA EL CALODUCTO CON ESTRUCTURA
CAPILAR ESTRIADA

IV.2. SELECCION DEL FLUIDO DE TRABAJO

IV.3. SELECCION DEL MATERIAL DE LA HECHA Y DEL CONTENEDOR

IV.4. DISEÑOS Y RESULTADOS PRELIMINARES

V. CONSIDERACIONES PARA EL CALCULO DE CALODUCTOS (DISEÑO REAL)

V.1. METODOLOGIA PARA EL CALCULO DEL COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA
DE CALOR TOTAL DEL CALODUCTO

V.2. CALCULO DE LOS COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR DE LOS
FLUIDOS EN CONTACTO CON LAS ZONAS DE EVAPORACION Y
CONDENSACION DEL CALODUCTO

VI. DISEÑO REAL DE LOS CALODUCTOS

VI.1. IMPLEMENTACION DE PROGRAMAS DE COMPUTADORA PARA EL CALCULO Y
DIMENSIONAMIENTO DE CALODUCTOS

VI.1.1. COMENTARIOS AL PROGRAMA CALO1

VI.1.2. COMENTARIOS AL PROGRAMA CALO2

VI.2. INTERPRETACION DE RESULTADOS

VI.2.1. RESULTADOS DEL PROGRAMA CALO1

VI.2.2. RESULTADOS DEL PROGRAMA CALO2

CONCLUSIONES

SIMBOLOGIA

BIBLIOGRAFIA

APENDICE A PROBLEMAS PRESENTES AL UTILIZAR SALMUERAS GEOTERMICAS

A.1 METODOS DE PREVENCION Y REMOCION DE INCRUSTACIONES

A.2 CORROSION

A.3 METODOS DE UTILIZACION DE SALMUERAS

APENDICE B PROGRAMAS PARA EL CALCULO Y DIMENSIONAMIENTO
DE CALODUCTOS

B.1 DIAGRAMA DE FLUJO Y PROGRAMA CALO1

B.2 DIAGRAMA DE FLUJO Y PROGRAMA CALO2

INTRODUCCION

Hoy en día el tema de las fuentes de energía es objeto de investigaciones profundas, para tratar de solventar los problemas causados por la crisis energética que ha sufrido el mundo desde principio de la década de los 70s.

México país rico en hidrocarburos, no puede desligarse de este problema dado que ésta fuente energética y los demás combustibles fósiles son recursos no renovables. Por tal motivo debemos de buscar otras alternativas para satisfacer la demanda de energéticos, la cuál irá en aumento conforme el país incremente su planta industrial.

El presente trabajo forma parte de los resultados parciales del proyecto 1761 Desarrollo de Tecnologías Helioléctricas del Departamento de Fuentes no Convencionales de Energía, División Fuentes de Energía, del Instituto de Investigaciones Eléctricas.

Este trabajo consiste en el estudio de la viabilidad técnica de integrar un intercambiador de calor con caloductos a una máquina operando en ciclo Rankine Orgánico, de aproximadamente 10 Kw de capacidad, sustituyendo al intercambiador de tubo y coraza que actualmente funciona como evaporador de la máquina, con el fin de aumentar la eficiencia de operación y aminorar los problemas tradicionales de incrustación y corrosión cuando se trabaja con fluidos corrosivos y con un alto contenido de sólidos en solución.

El objetivo de este trabajo consiste en tratar de aplicar la tecnología de caloductos en un intercambiador de calor, y adaptarlo a

una máquina de ciclo Rankine Orgánico de aprox. 10 Kw. Rox Minto. Este intercambiador podría ser utilizado en el estanque solar y para recuperar el calor de desecho en los campos geotérmicos y en la industria. Se hace notar que éste trabajo solo comprende el aspecto técnico, no interesando por el momento el aspecto económico del proyecto.

En el capítulo I se hace mención de los fluidos que pueden utilizarse como fuente energética en el intercambiador de calor citándose algunos datos importantes de estos fluidos.

El desarrollo histórico de los caloductos es tratado en el capítulo II haciendo mención de las aplicaciones actuales de estos dispositivos así como las limitantes de su funcionamiento.

En el capítulo III se enumeran las componentes de los caloductos indicándose los factores que afectan para su selección.

El capítulo IV muestra dos modelos matemáticos de caloductos los cuales son utilizados en el éste trabajo, los primeros diseños de caloductos funcionando idealmente se llevan a cabo en esta sección del trabajo.

Las condiciones reales de funcionamiento de los caloductos suponiéndose que funcionan en el evaporador de la máquina Rox Minto son tratadas en el capítulo V

Con los datos obtenidos en los capítulos anteriores se formularon dos programas de computadora para la selección y dimensionamiento de

caloductos, con los cuales se hicieron varias corridas en el capítulo VI.

Por último se dan las conclusiones a las que se llegaron en el trabajo; posteriormente en los apéndices se muestran aspectos importantes de los fluidos reotéricos, así como las curvas obtenidas al correr los programas.

Una limitante de este trabajo, es que los modelos matemáticos de los caloductos solo son aplicables a temperaturas moderadas (120-650 K).

CAPITULO I

FLUIDOS DE BAJA ENTALPIA COMO FUENTES DE ENERGIA

I.1 Salmueras de Estanques Solares

Introducción

Probablemente el estanque solar es uno de los dispositivos más convenientes para la conversión y almacenamiento de energía solar, a temperaturas menores de 100 °C, en grandes cantidades, y a bajo costo. El nombre de este dispositivo implica el uso de agua (el material más abundante en la superficie terrestre) estancada para captar y almacenar la energía contenida en los rayos solares. El estanque solar, por lo tanto, no es otra cosa que un depósito de dimensiones adecuadas que contiene agua y expuesto al sol. Sin embargo, el agua en el depósito no es agua simple puesta de cualquier manera; si así fuera, al calentarse el fondo del depósito bajo la acción de los rayos solares, las corrientes convectivas (el agua caliente moviéndose hacia arriba, y el agua fría moviéndose hacia abajo), llevarán todo el calor hacia la superficie donde se perdería al medio ambiente por los mecanismos conocidos de evaporación, convección y radiación. Por esta razón las presas, los mares y los lagos difícilmente alcanzan temperaturas substancialmente superiores a las del medio ambiente, aún cuando los rayos solares penetran y se extinguen en sus profundidades.

Para que un estanque opere efectivamente como captador de energía solar, es necesario evitar la convección, ó sus efectos; sin obstruir

al paso de los rayos solares hacia el interior del estanque, si esto se logra, entonces el agua podrá calentarse hasta alcanzar temperaturas que en ocasiones rebasan su punto de ebullición. Existen varias formas de lograr que esto ocurra, algunas de ellas apenas están siendo probadas en distintos laboratorios alrededor del mundo; otros han alcanzado un grado tal de desarrollo que están siendo ya utilizadas en forma práctica en aplicaciones que van desde la calefacción de casas hasta la generación de electricidad.

Definición de Estanques Solares.

Los estanques solares son depósitos con agua en los cuales se emplea algún método, químico o mecánico, para suprimir los efectos térmicos de la convección natural, y son utilizados para la captación y almacenamiento de energía solar en forma de calor, a temperaturas usualmente menores de 100°C

Tipos de Estanques Solares

En el período comprendido entre 1975-1982 el concepto de estanque solar ha evolucionado rápidamente alrededor del mundo, lo que ha dado origen a una variedad de tecnologías de captación solar en base a depósitos con agua. Entre los principales tipos de estanques solares se encuentran los siguientes:

- estanques estratificados por densidad
- saturados

- no saturados
- estanques estratificados por viscosidad
- estanques convectivos profundos
 - con cubiertas transparentes
 - con aislamientos
 - pigmentados
 - estabilizados con membranas

En la figura 1 tomada de [5] se muestra la taxonomía de los distintos conceptos de estanques solares que existen actualmente. De los conceptos anteriores, el estanque solar estratificado por densidad [ESEN], no saturado, es el más simple, más conocido, y promete ser uno de los captadores de energía solar más económicos para operación a temperaturas menores de 100°C.

Estanque Solar Estratificado por Densidad

Un método alternativo para estabilizar (estratificar) un estanque solar consiste en modificar la densidad del fluido de tal forma que se establezca un gradiente positivo de densidades (fluido más pesado en el fondo, fluido más liviano en la superficie). De esta forma, al calentarse las capas del fluido en el fondo, el perfil de densidades correrá paralelo al perfil de temperaturas (mayor temperatura en el fondo, menor temperatura en la superficie), y cualquier cambio en la densidad del fluido en el fondo, debido al incremento de temperaturas será compensado por su mayor densidad. De esta forma, la tendencia natural del agua más caliente a elevarse y circular será inhibida por

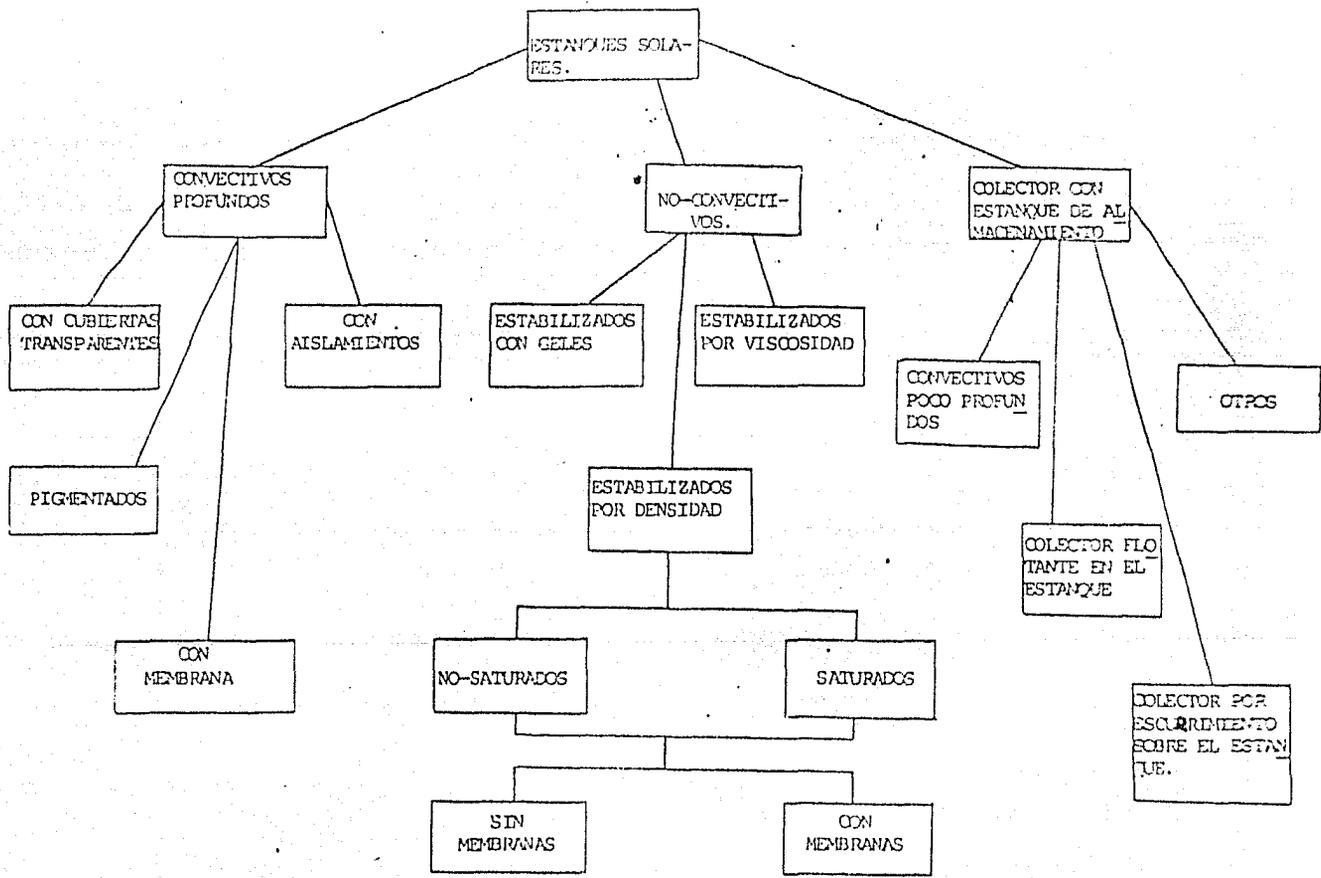


FIGURA 1 - TAXONOMIA DE LOS ESTANQUES SOLARES.

el peso de la sustancia disuelta en ella. En otras palabras, entre más pesadas sean las capas del fluido, mayores serán las temperaturas que deberán alcanzar a fin de que se establezca un movimiento convectivo. Por ejemplo, si en el fondo del estanque se utiliza una solución casi saturada de NaCl , ($\rho = 1.33$), la estabilidad del gradiente de concentraciones se mantendrá hasta el punto de ebullición de la solución concentrada (aprox. 117°C). El estanque solar estabilizado por densidad ha sido hasta la fecha el más estudiado de todos los conceptos de estanque solar.

(*) los números encerrados en paréntesis [] indican referencias al final del texto.

La forma más común de incrementar la densidad del agua sin alterar significativamente sus propiedades ópticas es mediante el uso de sales solubles en el agua. Dependiendo del valor de la solubilidad de la sal en el agua, los estanques estabilizados por densidad pueden ser saturados y no saturados. En los primeros se utilizan sales cuya solubilidad se incrementa con la temperatura. De esta forma, el estanque se mantiene saturado con la sal en todos los niveles, pero como el estanque está más caliente en el fondo que en la superficie, una mayor cantidad de sales se encuentra también disuelta en el fondo. De esta forma, el gradiente de temperaturas mantiene el gradiente de salinidad y viceversa. Por otro lado, en un estanque no saturado las capas del fondo contienen más sales que las de la superficie, dando origen a una serie de fenómenos dinámicos. Los estanques solares saturados se encuentran aún en una etapa muy básica de su desarrollo.

Características de Operación de los Estanques Solares

Después de haber sido llenado, un estanque solar tarda algún tiempo en alcanzar las condiciones adecuadas de operación. Este período de calentamiento inicial varía de magnitud dependiendo del tamaño del estanque, las condiciones climatológicas del lugar, y las características del terreno en que fué construido el estanque.

Extracción de Energía

Una vez que el estanque se ha calentado, se procede a extraer la

energía con propósitos prácticos. Existen dos formas probadas de hacer esto: una consiste en colocar en el fondo del estanque un intercambiador de calor construido con tubos en un arreglo serie-paralelo. Este método presenta varios problemas por lo que su uso se ha restringido a estanques relativamente pequeños. Entre los principales problemas que presenta esta opción se cuentan: a) el alto costo de los materiales para cubrir con intercambiadores un área grande; b) la dificultad para localizar y reparar fugas en los tubos; c) el costo energético para circular el fluido de trabajo en el interior de los tubos; d) el ataque químico de la salmuera sobre el material de los tubos; e) la dinámica del intercambio térmico entre la salmuera y los tubos.

El segundo método consiste en extraer del estanque la salmuera caliente de la zona convectiva inferior, o zona de almacenamiento, sin perturbar la zona de gradiente. Esto es posible gracias a la dinámica tan particular de los fluidos estratificados. Una vez fuera del estanque, la salmuera se circula a través de un intercambiador de calor, en donde cede su energía a un fluido de trabajo del subsistema acoplado. Al salir del intercambiador, la salmuera enfriada se reinyecta en la zona de almacenamiento del estanque. Uno de los principales problemas asociados con este método, que se llama extracción por decantación, es mantener las condiciones de operación por debajo de los límites críticos con objeto de evitar perturbaciones en la zona de gradiente. Sin embargo, ofrece un gran número de ventajas, por las cuales se contempla como el método favorito para la extracción de energía en estanques de gran tamaño. En la figura 2

tomada de [5] se presenta los diagramas de los dos métodos de extracción de energía descritos.

Desarrollo Histórico

Para fines de 1975, el concepto de estanque solar había sido ya probado experimentalmente, en la práctica se habían logrado temperaturas hasta de 95°C en el fondo de los estanques solares y se visualizaron varios usos prácticos para la energía recolectada de esta manera. La primera proposición para usar los estanques solares en la generación de energía eléctrica fué hecha en 1961 por el Dr Harry Tabor [5].

Según sus estimaciones, un estanque solar de un kilómetro cuadrado en una región con una insolación promedio anual de 4650 Kcal por metro cuadrado por día, produciría alrededor de 30 millones de Kw h anuales. Con un factor de planta de 58 por ciento, la potencia producida equivaldría a 6 Mwe por kilómetro cuadrado. Esta cifra fué modificada en otros trabajos usando cálculos conservadores, a 5Mwe por kilómetro cuadrado.

Estimaciones posteriores, demostraron que para generar electricidad a un costo entre 1 y 2 centavos de dolar (1964) por Kwh, la inversión necesaria debería de ser entre 1.5 y 7.2 millones de dolares.

Las cifras anteriores indicaban que los estanques solares tenían pocas posibilidades de competir contra las grandes centrales eléctricas (nucleares ó de combustibles fósiles), pero podrían ser económicamente

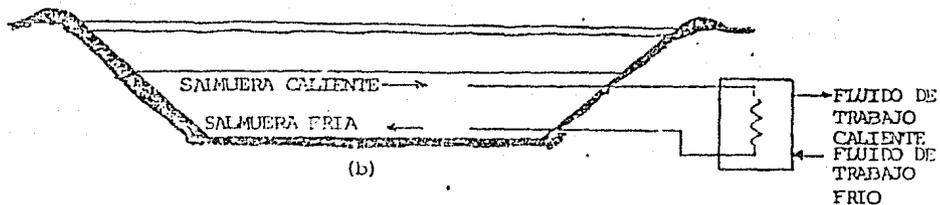
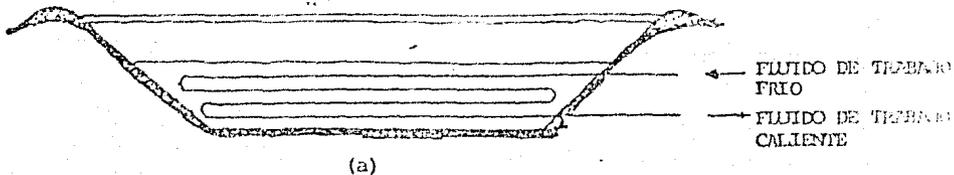


FIGURA 2.- METODOS DE EXTRACCION DE ENERGIA EN UN ESTANQUE ESTABILIZADO POR DENSIDAD: a). INTERCAMBIADOR SUMERGIDO; b). INTERCAMBIADOR EXTERNO (EXTRACCION POR DECANTACION).

competitivas en lugar de pequeños generadores diésel operando en áreas remotas.

Los altos costos estimados de la electricidad producida con estanques solares hicieron que para fines de la década de los 60s hubiera poco interés en el concepto, aún cuando las investigaciones continuaron con miras a utilizar el estanque solar como fuente de calor a bajas temperaturas, con otros propósitos tales como la calefacción de casas y edificios, la purificación de aguas de mar, la producción de sal de mesa, y para el abastecimiento de calor para procesos industriales.

El resurgimiento de las máquinas de ciclo Rankine a baja temperatura y el incremento en los precios de los energéticos fósiles a partir de 1973, han hecho que el concepto del estanque solar para la generación de electricidad recobre importancia.

La figura 3 tomada de [5] nos muestra el diagrama de una planta de generación con ciclo Rankine Orgánico.

En 1978 la factibilidad de generar electricidad con estanque solar quedó demostrada cuando investigadores de Israel instalaron una pequeña turbina de 6 Kwe de capacidad acoplada a un estanque de 1500 metros cuadrados. En diciembre de 1979 el mismo grupo puso en operación una turbina de 150 Kwe, que opera en conjunto con un estanque solar de 7500 metros cuadrados.

Dado que los primeros pasos en desarrollo en estanque solares se dieron en Israel nos referiremos a los logros que en esta materia han tenido los investigadores de aquel país.

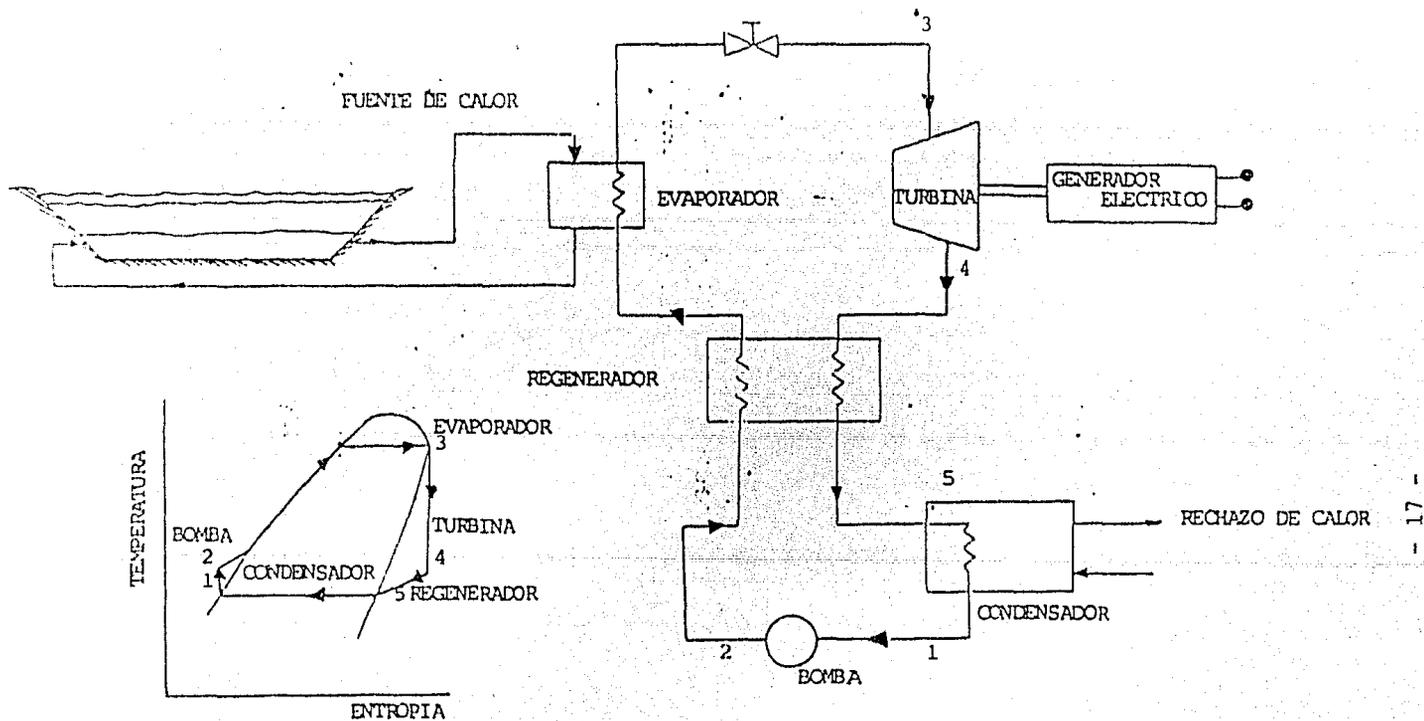


FIGURA 3 DIAGRAMA DE UNA PLANTA DE GENERACION CON CICLO RANKINE ORGANICO

La siguiente fase del programa de desarrollo de estanque solares, incluyó la instalación de una unidad de 5Mwe de capacidad acoplada a un estanque de un cuarto de kilómetro cuadrado que se esperaba entrara en operación a fines de 1982. Esta instalación servirá como modelo para el desarrollo de un sistema con una capacidad total de 2000 Mwe en el Mar Muerto según las compañías Solmat Systems y Ormat Turbines de Israel. ref.[5]

El costo de Kwh producido con estanques solares parece ser más bajo que el costo de Kwh producido con cualquier otro método de generación de electricidad con energía solar. Es de esperarse que la incertidumbre en los costos de la electricidad producida con estanque solares habrá de disiparse conforme se vayan instalando plantas de generación eléctrica en base a esta tecnología.

De los estudios realizados en todo el mundo acerca de estanques solares se derivan dos conclusiones importantes [5].

- a. Actualmente casi el 50 por ciento de la inversión en un estanque solar económicamente competitivo y su sistema de generación eléctrica es para la compra de la sal y del forro para el fondo del estanque
- b. Los estanques solares pueden proporcionar uno de los medios más efectivos desde el punto de vista económico para convertir energía solar en energía eléctrica

Otros países que se han interesado en la investigación de estanques

solares incluyen: Estados Unidos, Australia, Arabia Saudita, Argentina, Canada, India, Union Sovietica, Portugal y México.

Además existen noticias no confirmadas sobre la existencia de estanques solares experimentales en otros países que incluyen a Italia, Taiwan, España, Jordania, Iran, y Tunes.

En México los estanques solares son motivo de estudio en varias instituciones en las que se incluye el Instituto de Investigaciones Eléctricas.

1.2 Salmueras Geotérmicas

Aspectos generales

La energía geotérmica es un recurso natural que se encuentra en muchos países del mundo. Entre los primeros usos que se le dieron, se encuentra la calefacción ambiental y más recientemente, algunas aplicaciones en la agricultura y la calefacción industrial. En la actualidad se está dedicando principalmente a la generación de energía eléctrica, aunque la calefacción industrial y ambiental continúan representando uno de los usos más significativos en muchas naciones que buscan conservar sus combustibles fósiles y nucleares.

Los métodos para generar electricidad a partir de la energía geotérmica se remonta a principios del presente siglo. El primer generador de electricidad fue probado en Larderello, Italia, en 1904, aprovechando flujos naturales de vapor geotérmico. En algunos países como EU, Italia, Japón y Nueva Zelandia los intentos por desarrollar la energía geotérmica se emprendieron en los años veinte, pero no tuvieron éxito sino hasta la década de los sesentas. Actualmente, existen varios países que han llegado a desarrollar éste recurso, alcanzando una capacidad mundial total de generación de alrededor de 1988.2 Mw en 1979 [8].

Hasta hace poco, los incentivos para desarrollar la energía geotérmica fueron sumamente escasos, debido a que los combustibles fósiles eran relativamente abundantes, y porque los planificadores del sector energético se han opuesto, tradicionalmente, a depender de un recurso

energético cuya cantidad no ha podido ser determinada y cuyos costos no se conocen de antemano. Desde 1973, cuando los costos mundiales de los combustibles fósiles crecieron marcadamente se hizo un reevaluación de los recursos energéticos, renovándose el interés por la energía geotérmica, tanto para usos eléctricos como no eléctricos.

El gradiente normal de temperatura en el interior de la tierra es de aproximadamente $25^{\circ}\text{C}/\text{km}$ de profundidad. En consecuencia, si la temperatura ambiente es de 15°C , es previsible que a una profundidad de 1 Km, se registre una temperatura de 40°C . Sin embargo, en algunas regiones, el gradiente de temperatura es muy superior al normal, pudiendo alcanzar hasta $1^{\circ}\text{C}/\text{m}$. Tales gradientes están normalmente situados en regiones volcánicas jóvenes, donde la corteza terrestre es delgada, ó en límites de bloques tectónicos, donde se pueden alcanzar temperaturas del orden de 1200°C .

Los recursos geotérmicos se dividen básicamente en cuatro clases:

Líquido dominante hidrotérmico

Se caracteriza porque la cavidad porosa que los contiene está llena de agua ó de una solución de agua salada, que circula por convección al transferir energía calorífica de la roca madre subsacente. Las temperaturas típicas en tales sistemas varían desde valores cercanos a la temperatura ambiente hasta cerca de los 360°C .

Las exploraciones han revelado que los recursos hidrotermales cercanos a la superficie terrestre, los sistemas líquido dominantes, son mucho

más abundantes que los del tipo vapor dominantes. En las mejores regiones geotérmicas del tipo líquido dominantes, la temperatura se incrementa rápidamente con la profundidad; pero es casi constante en el cuerpo principal del yacimiento, debido a los flujos convectivos.

Vapor dominante hidrotérmico

Se afirma que estos son realmente poco comunes. No obstante, la mayoría de los recursos geotérmicos económicamente favorables en la actualidad, se basan en sistemas asociados con los sistemas de este tipo vapor dominante. (Larderello, Italia; Los Geysers, California; Matzukawa, Japón).

Petrotérmico (roca seca caliente)

Es razonable suponer que existe mucho más calor en la roca madre que en el agua que se encuentra circulando. Considerando que la porosidad generalmente decrece y que la temperatura se incrementa con la profundidad, es probable que existan amplios volúmenes de roca seca caliente, a grandes profundidades de la corteza de la tierra, tanto en estado sólido como derretido. Se han investigado algunos métodos para introducir agua fría dentro de los sistemas de rocas calientes (ya sea a través de fracturas naturales ó artificialmente inducidas), a fin de extraer el agua calentada mediante pozos adyacentes a las cavidades de inyección.

Geopresurizados

Estos yacimientos se encuentran en estratos sedimentarios profundos,

donde la compactación ha tenido lugar a través de varios períodos geológicos, y donde se han formado sellos efectivos de lutitas (tipo de rocas sedimentarias). En éstas condiciones, el agua es forzada a salir de la matriz lutítica y a cruzar los cuerpos arenosos contiguos, siendo comprimida en forma conveniente por la presión hidrostática, debido a la profundidad del yacimiento. Estos sistemas se caracterizan por tener temperaturas más altas que las normales, llegando a alcanzar temperaturas del orden de los 237°C, y en ciertos yacimientos se llegan a presentar presiones del orden de 770 Ks/cm² manométricos en la cabeza del pozo.

Hasta el presente, la factibilidad técnica y económica no ha sido bien definida para los recursos geotérmicos, ni para los sistemas geopresurizados. Sin embargo, se prevé que los recursos geotérmicos tendrán una participación cada vez mayor en el panorama de la oferta de energía.

Con el propósito de revisar las perspectivas para la utilización de la energía geotérmica en los próximos 50 años, se han desarrollado estudios a partir de dos fuentes de información. La primera es una combinación de estudios bibliográficos disponibles y respuestas a un cuestionario enviado a las naciones miembros de la Conferencia Mundial de Energía. La segunda fuente está basada en una estimación de los recursos potenciales, calculados a partir de parámetros geofísicos y geológicos. Los resultados de dichas investigaciones se encuentran resumidos en las figuras 4 y 5 tomadas de [9].

- POTENCIAL CALCULADO
- BIBLIOGRAFIA Y CUESTIONARIO
- POTENCIAL INSTALADO HASTA 1977

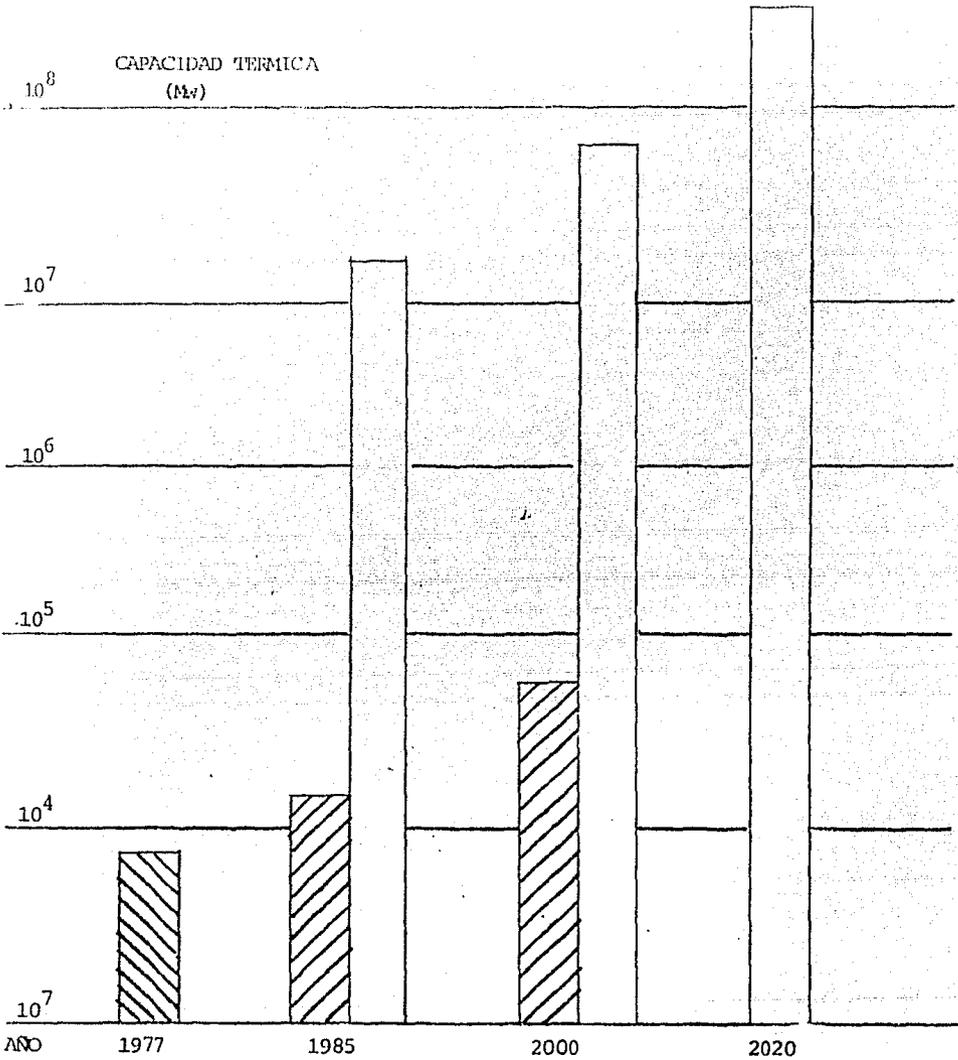


FIGURA 4. DATOS ESTADISTICOS DEL POTENCIAL TERMICO DE LAS FUENTES GEOTERMICAS MUNDIALES

- POTENCIAL CALCULADO
- BIBLIOGRAFIA Y CUESTIONARIO
- POTENCIAL INSTALADO HASTA 1977

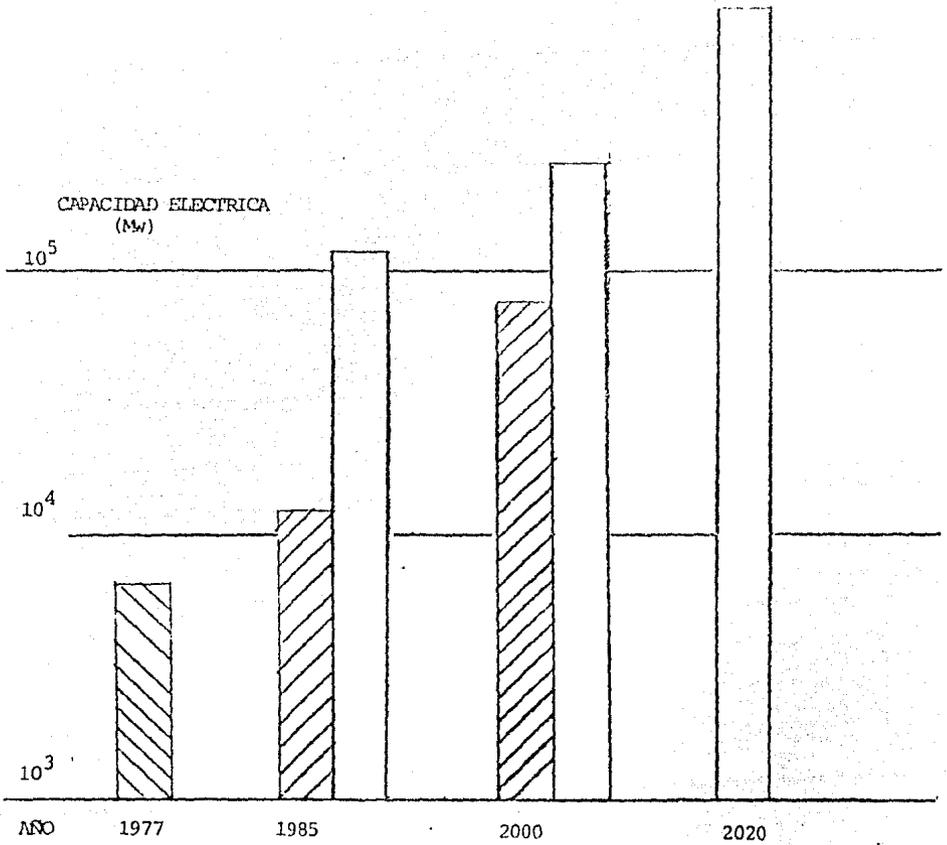


FIGURA 5.-DATOS ESTADISTICOS DE LA CAPACIDAD DE GENERACION DE ELECTRICIDAD EN PLANTAS GEOTERMICAS A NIVEL MUNDIAL.

Utilización de la salmuera geotérmica para la producción de energía

El tipo de utilización de la salmuera geotérmica está basado fundamentalmente en el estado termodinámico del fluido geotérmico.

- Vapor sobrecalentado o seco.

Es usado preferentemente en turbinas de vapor para la producción de electricidad. Después de una filtración simple, el vapor es conducido directamente dentro de las turbinas.

- Agua caliente presurizada con temperatura arriba de los 100°C.

Es también preferida para la producción de energía. Parte del agua presurizada es convertida en vapor, mientras el resto permanece como líquido por debajo del punto de ebullición.

- Agua caliente con relativa baja entalpia y temperatura por debajo de 100°C

Este tipo de salmuera no es utilizable para la producción de energía por métodos convencionales.

En la tabla 1 se muestran algunas posibles aplicaciones de la salmuera geotérmica de acuerdo con el rango de temperaturas disponibles.

Tabla 1

T(°C)

A P L I C A C I O N

180

Evaporación de salmueras altamente concentradas
Refrigeración por absorción de amoníaco
Digestión de pasta papelera (KRAFT)
Asua pesada mediante un proceso de sulfuro de hidrógeno
Secado de tierras de diatoméas

160

Secado de madera
Alúmina mediante el proceso Bayer

160

Secado de productos agrícolas a altas velocidades
Enlatado de alimentos
Evaporación en la refinación de azúcar
Extracción de sales por evaporación y cristalización

120 Asua dulce por destilación

Concentración de solución salina mediante evaporación
de efecto múltiple

Secado y curado de planchas de hormigón ligero

100 Secado de materiales orgánicos, algas, hierba, hortaliza, etc.

Lavado y secado de lana

Secado de pescado

Operaciones intensas de descongelamiento

80 Calefacción ambiental (edificios, invernaderos)

Refrigeración (Límite de temperatura inferior)

60 Zootecnia

Invernaderos mediante una combinación de calefacción ambiental
y de foco

Cultivo de zetas

Balneología

40 Calentamiento del suelo

Piscinas, biodegradación, fermentaciones

Agua caliente para la industria minera durante todo el año
en climas fríos

Descongelamiento

20 Criaderos de peces piscicultura

Problemas presentes en el uso de la salmuera geotérmica

Incrustaciones

En general, uno de los problemas más serios presentes al utilizar recursos geotérmicos de baja temperatura, es la incrustación que se forma durante la operación de los equipos expuestos a la salmuera. Esto se debe a la presencia de algunas sustancias que disminuyen su solubilidad al disminuir su temperatura.

Los factores que aumentan la incidencia de las incrustaciones incluyen:

- i) Grado de sobresaturación de la salmuera
- ii) Solubilidad
- iii) Presencia de sólidos
- iiii) El PH de la salmuera

De los estudios realizados en las salmueras de los campos geotérmicos en México, se ha encontrado que el principal componente de las incrustaciones es la sílice. En el apéndice A.1 se presentan algunas prevenciones y remoción de estos materiales incrustantes.

Corrosión

Otro de los problemas serios en la utilización de la salmuera geotérmica es la corrosión causada por la presencia de sustancias tales como el H_2S que ataca químicamente a los materiales de los equipos utilizados en los procesos, ocasionando la corrosión de éstos, además de acrecentar la incidencia de fallas por esfuerzos.

En los campos geotérmicos que manejan mezcla vapor - agua el problema de la corrosión es mucho más grave que en los campos que manejan solo vapor. En el apéndice A.2 se amplía este aspecto.

Estado Actual del Aprovechamiento de la Energía Geotérmica en México

A fines del año de 1976, la capacidad instalada efectiva en la República Mexicana fué de 11075 MW, dentro de este gran total, el 39 por ciento, correspondió a la generación mediante plantas hidroeléctricas, el 59,1 por ciento correspondió a la generación mediante plantas termoeléctricas de combustóleo, diésel ó gas, el 0.3 por ciento provino de las plantas termoeléctricas a base de carbón mineral y el 0.7 por ciento a generación mediante energía geotérmica [10].

Como se puede observar, aún el porcentaje de generación mediante recursos geotérmicos es muy bajo, sin embargo, dada la existencia de numerosas manifestaciones termales en la República Mexicana, así como la gran actividad tectónica y el intenso volcanismo que ha sufrido el país, dichas manifestaciones están ampliamente distribuidas por todo el territorio nacional.

Sin embargo, existen dos zonas que por su gran actividad hidrotermal se destacan y estas son:

1.-Zona del eje neovolcánico.

En el centro del país entre los paralelos 18° y 22° 30' de latitud norte, se encuentra en una gran faja alargada que se extiende de oeste a este

desde el Océano Pacífico hasta el Golfo de México.

2.-Zona de Baja California.

Asociada al sistema de fallas de San Andrés, comprende principalmente el desierto del Altar, Sonora, El Valle de Mexicali y La Península de Baja California.

Estas dos áreas se destacaron por el gran número de manifestaciones termales; sin embargo, existen otras zonas de anomalías térmicas en el norte y el sur del país, como las que se encuentran en los estados de Chihuahua, Durango y Chiapas.

El aprovechamiento de esas zonas termales, algunas de las cuales son objeto de estudio, otras de explotación, representa para México un valioso recurso energético para satisfacer en parte las cada vez mayores demandas de energía eléctrica.

A la fecha se han localizado y estudiado en forma preliminar con geología superficial y geoquímica, más de 130 sitios de los cuales se espera que un alto porcentaje puedan ser explotados económicamente.

México es uno de los primeros países en el mundo que inició el estudio y construcción de aprovechamientos geotermoelectricos a escala comercial, ocupando hasta 1976 el cuarto lugar a nivel mundial en cuanto a capacidad instalada para generación eléctrica.

Hasta ahora los principales yacimientos geotérmicos se han encontrado en: Cerro Prieto en Mexicali BCN, Los Azufres en Michoacán, Los Hervores en Jalisco y Fathé en Hidalgo.

En México la mayoría de las reservas geotérmicas son del tipo donde el agua es dominante, que producen fluidos de baja entalpía y no son adecuados para la generación directa de electricidad.

La separación del vapor debe ser efectuada, desperdiciando grandes cantidades de agua relativamente caliente, esta energía térmica puede ser utilizada de otra manera. Para darnos una idea de esta cantidad de calor desechada, se nos da una cifra de 2400 toneladas/hora de agua a más de 96°C de la planta de 150 MW, instalada en el campo geotérmico de Cerro Prieto.

Fluidos de Desecho en la Industria

Recuperación de energía en la Industria

La energía que cotidianamente se descarga a la atmósfera y a los ríos, puede reutilizarse mediante el uso de tecnologías apropiadas. Los desechos de energía térmica en la industria son atractivos para su conversión en energía mecánica, eléctrica o para el acondicionamiento de aire.

Para mejorar la utilización de los energéticos se propuso la utilización de sistemas en cascada, los cuales consisten en lo siguiente:

Se implementan ciclos combinados en un sistema para aumentar la eficiencia del mismo. Dadas estas características la energía que se desecha en un ciclo es susceptible de ser aprovechada en el siguiente, trayendo como consecuencia una disminución en el consumo de energéticos en el sistema.

La figura 6 muestra un flujo de energía típico en la industria, y la figura 7 muestra algunas industrias en las que actualmente se desperdicia energía y el rango de temperaturas a las que se desecha.

La utilización de calor de desecho es recomendable por dos razones:

- a. El rápido incremento en los costos de los energéticos
- b. La escasa disponibilidad de ciertos combustibles

Como se verá en el capítulo II existen ya sistemas donde se recupera calor que en épocas anteriores no tenía importancia desecharlo, dados los bajos costos en los combustibles.

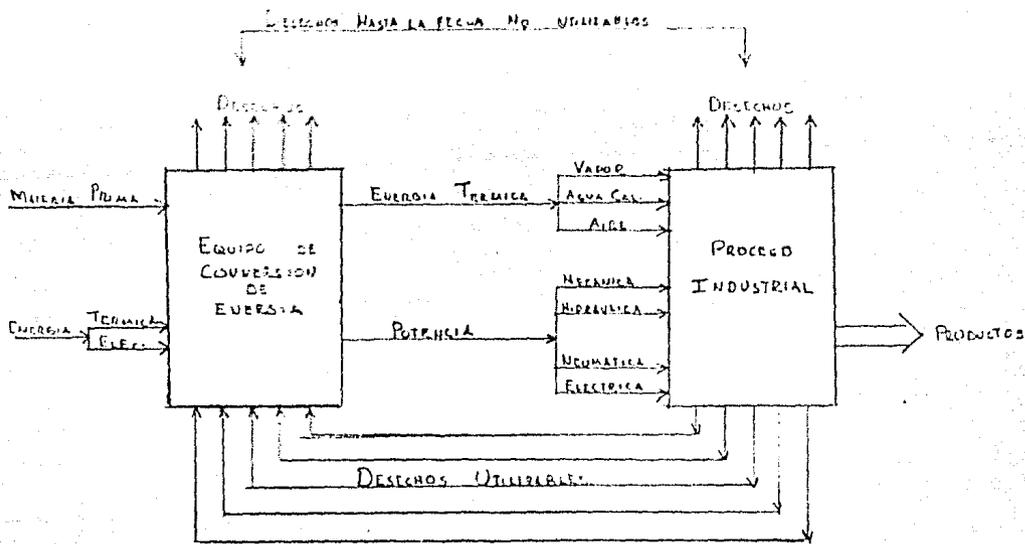


FIGURA 6.-DIAGRAMA TÍPICO DE LA ENERGÍA EN UNA INDUSTRIA

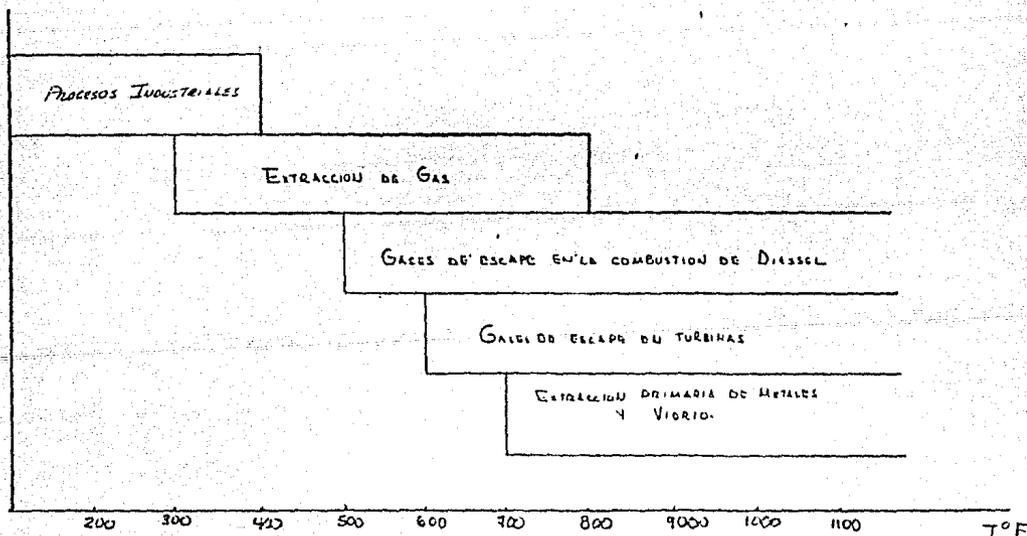


FIGURA 7.-DIAGRAMA QUE MUESTRA ALGUNOS DE LOS DESECHOS ENERGÉTICOS SUCEPTIBLES DE SER REUTILIZADOS.

CAPITULO II

CALODUCTOS

II.1 Generalidades

El caloducto es un dispositivo de muy alta conductividad térmica. La idea del caloducto fué sugerida inicialmente por R.S.GAUGLER, en 1942, pero no fué sino hasta que una invención independiente hecha por G.M.GROVER a principios de los años 60s resarcó las propiedades del caloducto, y comenzó a tener un desarrollo en serio esta tecnología [2].

Un método sumamente conocido para transferir una gran cantidad de calor con una pequeña caída de temperatura consiste en la evaporación de un líquido, su transporte a través de un ducto, y la subsecuente condensación. En el caloducto ocurre un proceso similar. Para alcanzar la continuidad del proceso, el condensado debe ser regresado al evaporador. Ordinariamente esto se realiza por la acción de la gravedad o mediante una bomba. En el caloducto el regreso del líquido se realiza con la ayuda de una estructura capilar adecuada conocida como mecha.

El principio de operación de un caloducto cilíndrico simple se muestra esquemáticamente en la figura 8. La mecha se encuentra originalmente saturada de un líquido, cuyas características se seleccionan en función de las condiciones en que operará el caloducto. En estado estacionario, la temperatura del líquido en el evaporador se mantiene tan alta como en el condensador. Debido a la fuente externa

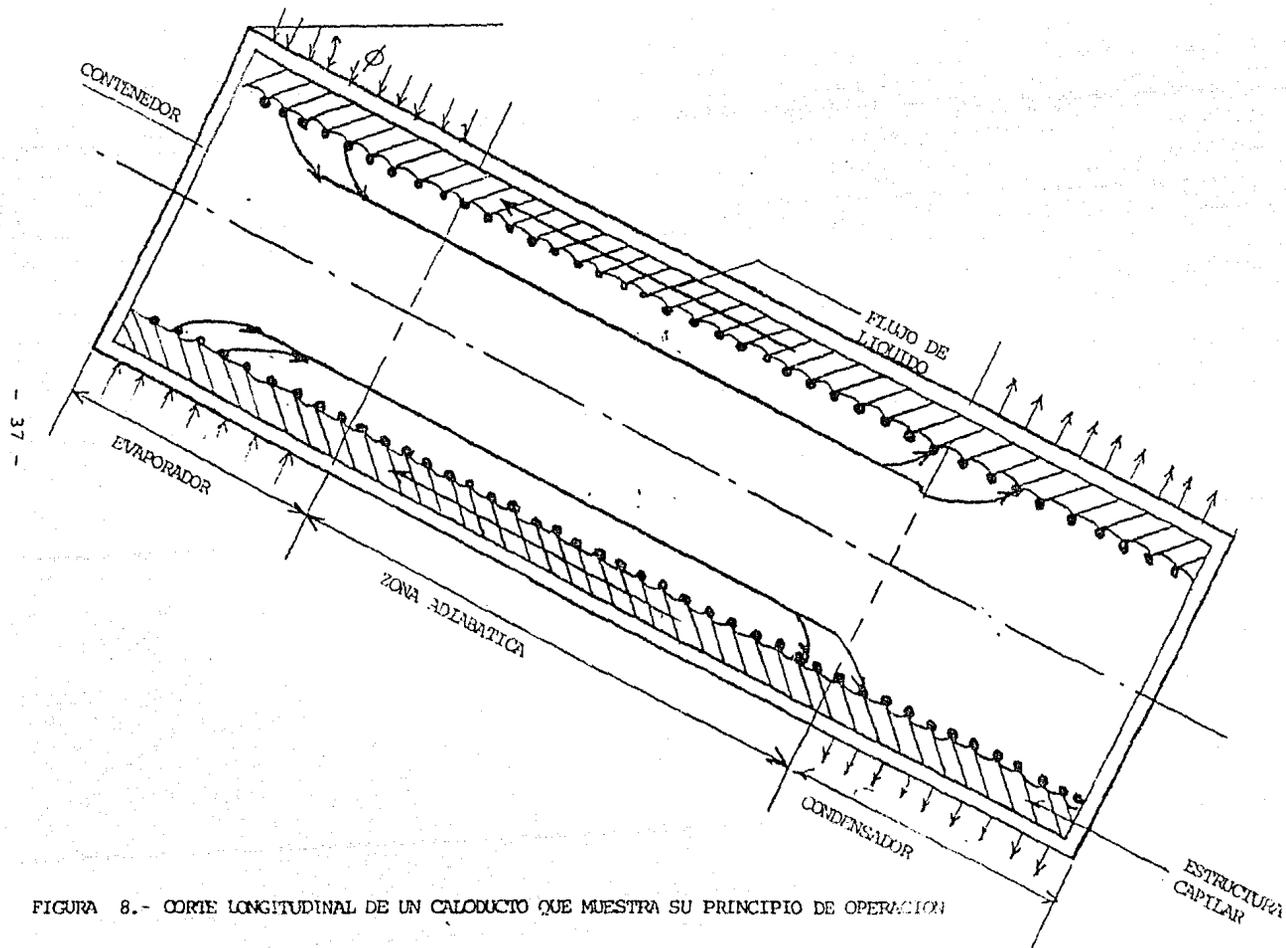


FIGURA 8.- CORTE LONGITUDINAL DE UN CALODUCTO QUE MUESTRA SU PRINCIPIO DE OPERACION

de calor se crea una diferencia de presiones en el interior del ducto (Δp), que conduce al vapor del evaporador al condensador. El asotamiento del líquido causado por la evaporación provoca una superficie divisoria entre las fases líquida y vapor en la zona de evaporación, provocando el retroceso del líquido dentro de la mecha y desarrollando una presión capilar. Esta presión capilar bombea el condensado del condensador al evaporador.

El caloducto puede operar como tal mientras la mecha no se seque completamente y la presión capilar sea mayor o igual que la suma de las caídas de presión (debidas a la resistencia al flujo de las fases líquida y vapor del fluido) y la fuerza gravitacional.

En el caloducto la localización del evaporador no esté restringida, y puede ser usado en cualquier posición; pero por supuesto ayuda mucho que el evaporador este en la posición más baja, para que las fuerzas gravitacionales ayuden a las fuerzas capilares y así el regreso del condensado sea más eficiente.

En un caloducto convencional ocurren caídas de presión durante el ciclo realizado por el fluido de trabajo, las cuales se identifican de acuerdo a los siguientes procesos: Diferencia de presión en la fase líquida (Δp_L) requerida para el regreso de la misma del condensador al evaporador; diferencia de presión en la fase vapor (Δp_V) necesaria para generar el flujo de la misma del evaporador al condensador; diferencia de presión debida a la fuerza gravitacional (Δp_g), la cual puede ser cero, positiva ó negativa dependiendo de la posición relativa entre el evaporador y el condensador.

También ocurren caídas de temperatura en el caloducto y son iguales a la suma de las caídas de temperatura en el evaporador, en el espacio de vapor, y en el condensador. Dado que generalmente se usan pequeños espesores de mecha y la caída de temperatura en el espacio de vapor es pequeña, el caloducto presenta una conductividad térmica muy alta. Algunos materiales metálicos sólidos presentan también altos valores de conductividad térmica; sin embargo, a diferencia de los conductores de calor sólidos, los caloductos no pueden caracterizarse por una sola propiedad como lo es la conductividad térmica. Las limitaciones de funcionamiento y conductancia térmica del caloducto no solo dependen del tamaño, forma y material del ducto, sino también de la velocidad de transferencia de calor, la estructura de la mecha y el fluido de trabajo. En la figura 9 se definen algunos de los parámetros más relevantes que serán utilizados en el estudio de los caloductos en este trabajo.

El término caloducto es también usado para describir otros dispositivos de alta conductividad térmica, donde el condensado es regresado con la colaboración de otros medios como la fuerza centrípeta. En la tabla 2 se enumeran distintos métodos de retorno del condensado en un caloducto y el nombre que comúnmente recibe el dispositivo.

TABLA 2

MEDIO DE RETORNO	NOMBRE DEL DISPOSITIVO
Fuerzas gravitacionales	Termosifón
Fuerzas de capilaridad	Caloducto estándar
Fuerza centrífuga	Caloducto rotatorio
Fuerzas electrostáticas de volumen	Caloducto electrodinámico
Fuerzas magnéticas de volumen	Caloducto magnetohidrodinámico
Fuerzas osmóticas	Caloducto osmótico

Construcción, Funcionamiento y Propiedades del Caloducto

En un caloducto estándar se pueden identificar las siguientes secciones: Una sección de evaporación, una sección de condensación y una sección adiabática que separa al evaporador del condensador, como se muestra en la figura 9. En la sección transversal se pueden identificar la pared contenedora, la estructura capilar y el espacio del vapor.

El funcionamiento del caloducto frecuentemente se expresa en términos de una "conductividad térmica equivalente". Un caloducto tubular, como el que se ilustra en la figura 9, utilizando agua como fluido de trabajo y operando a 150 °C, puede tener una conductividad térmica varias veces mayor que la del cobre.

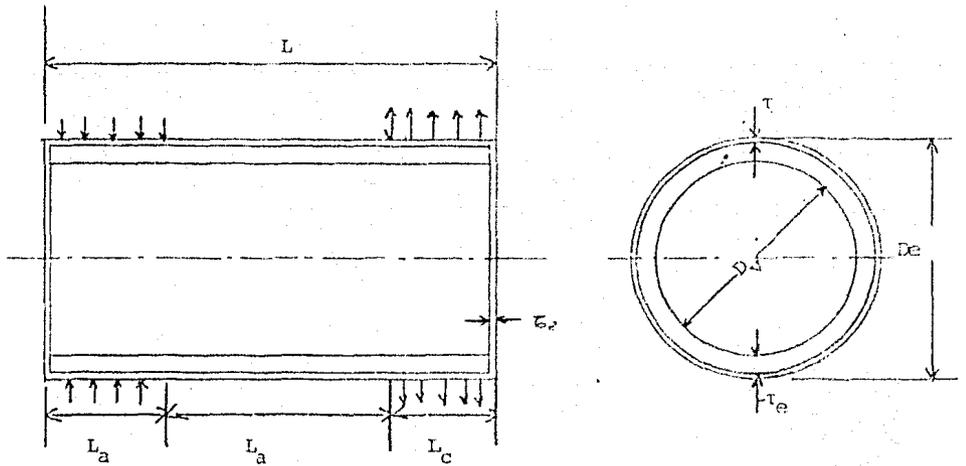


FIGURA 9.-DIFERENTES REGIONES Y DIMENSIONES DEL CALODUCTO

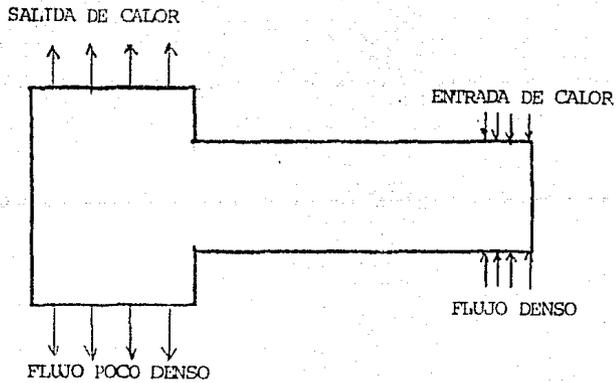


FIGURA 10.- CALODUCTO OPERANDO COMO TRANSFORMADOR TERMICO

La capacidad de transporte térmico de un caloducto también llega a ser muy grande; por ejemplo, usando tubos que contengan litio como fluido de trabajo a una temperatura de 1500 °C, es posible transportar un flujo axial de calor de 10 a 20 Kw/cm². Escogiendo adecuadamente el fluido de trabajo, el material de la mecha y el contenedor, es posible construir caloductos que trabajen a temperaturas de 4 a 2300°K.

Para muchas aplicaciones la geometría cilíndrica de los caloductos es la más solicitada, pero es posible también utilizar otras geometrías para satisfacer requerimientos especiales.

La capacidad del caloducto para transportar grandes cantidades de calor a grandes velocidades depende, entre otras, de las siguientes características: Su alta conductividad térmica; su habilidad para operar como transformador térmico, tal como se ilustra en la figura 10; la existencia de una superficie isotérmica de baja impedancia térmica. La superficie de condensación debe tender a operar a una temperatura uniforme. Si se aplica una carga local de calor se condensará mucho vapor en ese punto, tendiendo a mantener el nivel original de temperatura.

Desarrollo Histórico de los Caloductos

Como se mencionó anteriormente, el concepto de caloducto fue dado por R.S. GAUGLER, de la General Motors Corporation en Ohio EUA. La idea aparece descrita por primera vez en una solicitud de patente con fecha de el 21 de diciembre de 1942, y publicada en la patente No.US 2350348, del 6 de Junio de 1944. El caloducto ahí descrito se

aplicaba a sistemas de refrigeración [2].

De acuerdo con Gaudler, el objetivo de su invento era el de absorber calor en un punto y llevarlo a otro punto por medio de la evaporación y condensación de un líquido. Para esto propuso una estructura capilar como medio de retorno del líquido del condensador al evaporador. Propuso distintas estructuras capilares como se muestra en la figura 11 e indicó que el material de la mecha podría ser polvo de hierro sinterizado. Es interesante notar el espacio tan reducido que dejaba para el flujo del vapor en los tres diseños. Un diseño de sistema de refrigeración hecho por Gaudler se muestra en la figura 12. El caloducto se empleaba para transferir calor del interior del compartimiento del refrigerador a un panel por debajo del mismo conteniendo hielo molido.

En 1963, Grover patentó para la Comisión de Energía Atómica de los Estados Unidos un dispositivo llamado también caloducto, esencialmente idéntico al patentado por Gaudler años antes. Grover sin embargo, incluyó un análisis teórico limitado y presentó resultados de experimentos llevados a cabo con caloductos de acero inoxidable como material de la estructura capilar y del contenedor, y sodio como fluido de trabajo. El litio y la plata se mencionan también como posibles fluidos de trabajo.

En los Laboratorios Nacionales de los Alamos en los Estados Unidos, Grover ha llevado a cabo un extenso programa de estudios y experimentos acerca de caloductos, cuyos resultados preliminares

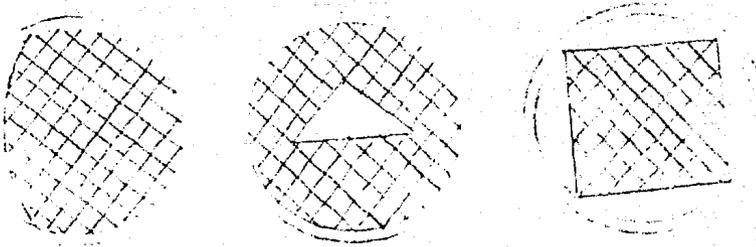


FIGURA 11.- TIPOS DE MECHAS PROPUESTAS POR GAUGLER

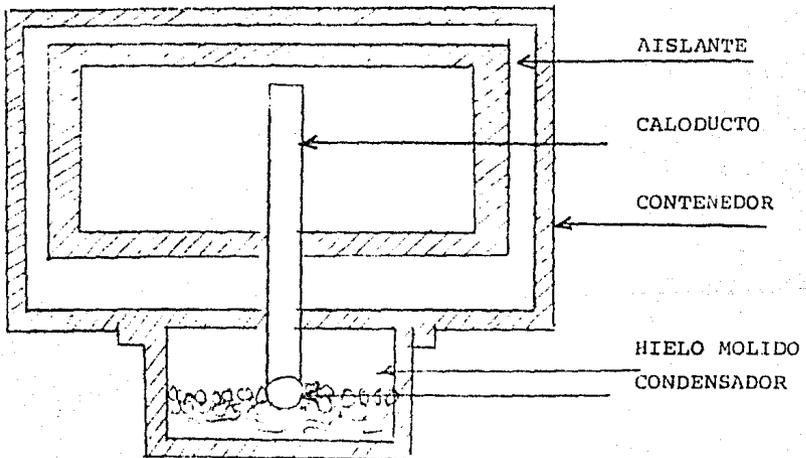


FIGURA 12.- UNIDAD DE REFRIGERACION SUGERIDA POR GAUGLER
EN SU PATENTE PUBLICADA EN 1944

fueron reportados en una primera publicación en 1964.

Posteriormente en el Laboratorio de Energía Atómica de Reino Unido con sede en Harwell, se iniciaron trabajos similares con caloductos de sodio y otros más. En Harwell interesó principalmente la aplicación de los caloductos en los convertidores termiónicos de diodo. Un programa similar se llevó a cabo en el Centro de Investigación Nuclear en Ispra, Italia, bajo la supervisión de los investigadores Neu y Busse. Ahí se construyó un gran laboratorio para la investigación de caloductos y es el más grande fuera de Estados Unidos [2].

La primera organización comercial que trabajó caloductos fue la RCA. Sus primeros trabajos fueron hechos con el apoyo de contratos con el gobierno de EU. Y durante dos años (de mediados de 1964 a mediados de 1966) fabricaron caloductos de vidrio, cobre, níquel, acero inoxidable y molibdeno, como materiales del contenedor. Entre los fluidos de trabajo se incluyeron: agua, cesio, sodio, litio y bismuto. La máxima temperatura de operación que se probó fue de 1650°C.

No todos los primeros estudios de caloductos involucraron altas temperaturas de operación. Deverall y Kemme desarrollaron un caloducto que fue utilizado en un satélite, con agua como fluido de trabajo [2].

Durante 1967 y 1968 aparecieron en la literatura científica numerosos artículos; la mayoría se originaba en EU, indicando ampliamente las áreas de aplicación que incluían: el enfriamiento de partes electrónicas, aire acondicionado, enfriamiento de máquinas y

otras.

A la fecha se han desarrollado también caloductos muy especializados como los flexibles y los caloductos de placas paralelas. El punto que más ha llamado la atención con esta tecnología es el de la alta conductividad térmica del caloducto, comparada con la conductividad de los conductores sólidos.

El trabajo en el laboratorio de los Alamos NM, continuó a alto nivel, y se hizo énfasis en la aplicación de los caloductos en los satélites.

La teoría de los caloductos está bien desarrollada en base a los trabajos realizados en los Alamos, y lo publicado por Cotter. Se han probado caloductos por períodos de pruebas de 900 horas y a temperaturas elevadas hasta de 1500 °C [2], y se han construido caloductos capaces de transferir flujos axiales de calor hasta de 7Kw/cm.

Para 1970 se encontraban comercialmente disponibles una amplia variedad de caloductos. Numerosas compañías en los EU, como la RCA, Thermo Electron y Noren Products, lanzaron al mercado 'caloductos estándar', y además ofrecían construir caloductos para aplicaciones especiales del usuario. Durante los años siguientes varios fabricantes se establecieron en Inglaterra y un número de compañías se especializaron en sistemas de recuperación de calor, basados inicialmente en la tecnología que se desarrolló en EU.

A principios de los 70s se vió un crecimiento considerable en la aplicación de caloductos para resolver problemas de transferencia de

calor en instalaciones terrestres, y al mismo tiempo aceleró el desarrollo de los caloductos para aplicaciones espaciales. Uno de los más grandes proyectos de ingeniería en la década de los 70s fue la construcción y operación del oleoducto Trans-Alaska, construido utilizando la tecnología de los caloductos. Los caloductos fueron utilizados en los soportes del oleoducto para prevenir el descongelamiento del subsuelo que provocaría esfuerzos en la tubería y dada la magnitud del proyecto fue necesario que la Cia McDonnell Douglas Astronautics produjera alrededor de 12000 caloductos por mes, con una longitud por caloducto entre 9 y 23 metros.

Dado que la mayoría de los trabajos desarrollados estuvieron concentrados en el caloducto convencional, de 1976 a 1978 se notó un aumento en el interés por la investigación de caloductos rotatorios para aplicaciones electrohidrodinámicas. Se propuso también el uso del termosifón inverso con énfasis en las ventajas (y posibles limitaciones) de los caloductos ayudados por las fuerzas gravitacionales.

II.2.1 Intercambiadores de calor con caloductos

Uno de los aparatos térmicos más comúnmente conocidos es el intercambiador de calor el cuya función es transferir calor de un fluido caliente a otro frío. Estos se utilizan en numerosos sistemas térmicos incluyendo sistemas de generación de potencia, calefacción doméstica y sistemas de acondicionamiento de aire y recuperación de calor, entre otros.

Debido a que los caloductos trabajan casi isotérmicamente, con una caída de temperatura muy pequeña, la eficiencia de los intercambiadores de calor con caloductos puede ser muy alta. Por lo cual la construcción de intercambiadores de calor con caloductos se ha contemplado como una opción muy atractiva.

Existen en la actualidad equipos de recuperación de calor como los fabricados por las compañías Q. Dot Corporation, Torin Corporation, y otras mas en los cuáles se utilizan los caloductos. La figura 13a muestra un tipo de intercambiador de calor con caloductos el cuál se utiliza como generador de vapor y que puede instalarse en refineries petroleras como se muestra en las figuras 13b y c.

En la figura 14a se muestra el detalle de un intercambiador de calor con caloductos utilizado para recuperar calor de los gases de descarga en una caldera, como se muestra en la figura 14b. Unidades como ésta se encuentran instaladas en una refinería en Yugoslavia.

Las características de los intercambiadores de calor con caloductos, que los hacen atractivos para su aplicación industrial en la recuperación de calor son las siguientes:

- Cada caloducto funciona independientemente de los demás, y por lo tanto el mantenimiento del intercambiador es mas sencillo

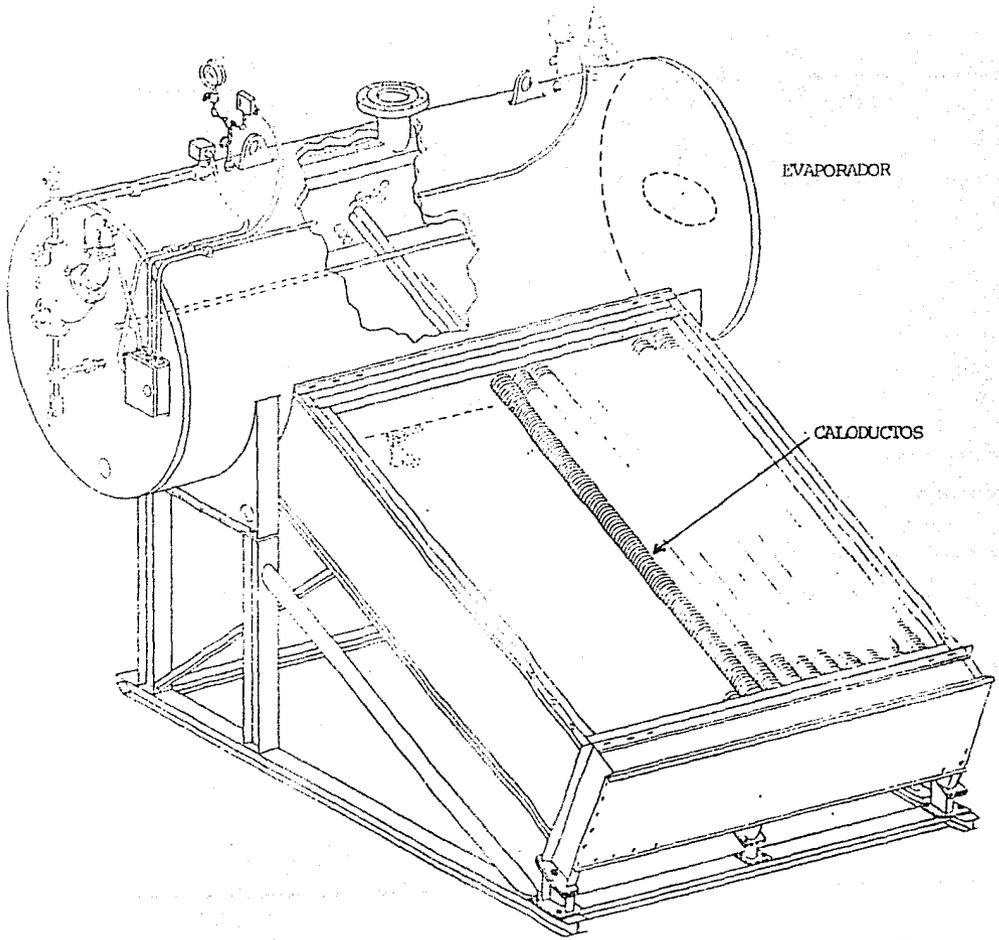


FIGURA 13 (a).-EVAPORADOR QUE UTILIZA CALODUCTOS PARA RECUPERAR CALOR DE LOS GASES DE COMBUSTION DE UNA CALDERA.

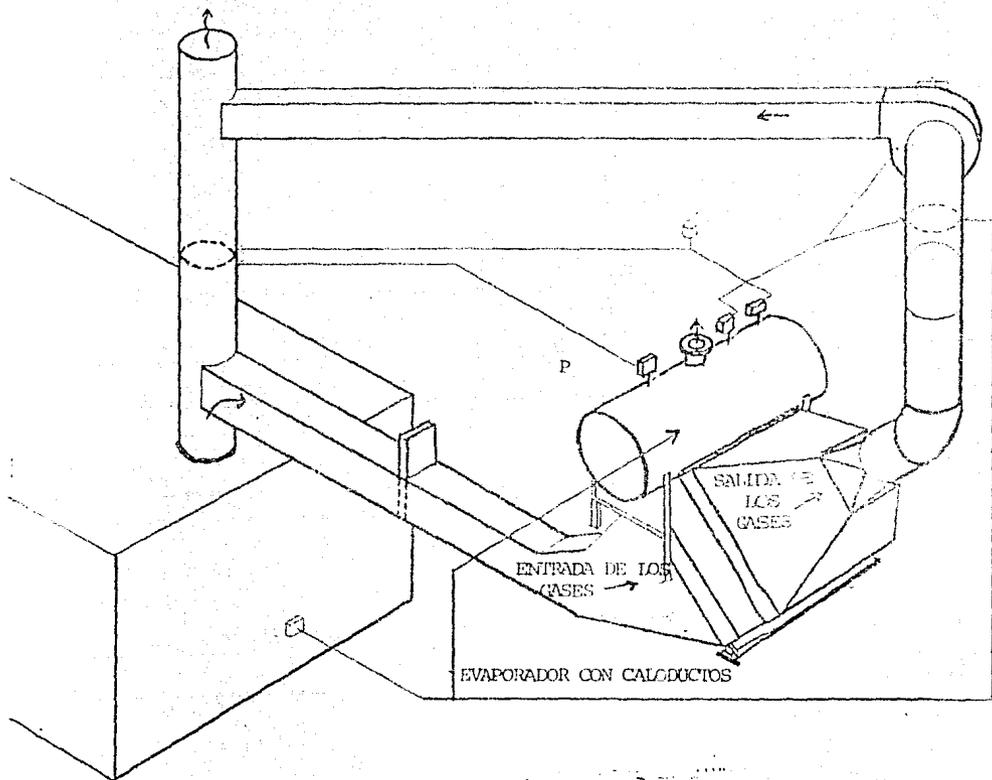


FIGURA 13(b).-DETALLE DE LA INSTALACION DE UN EVAPORADOR CON CALODUCTOS.

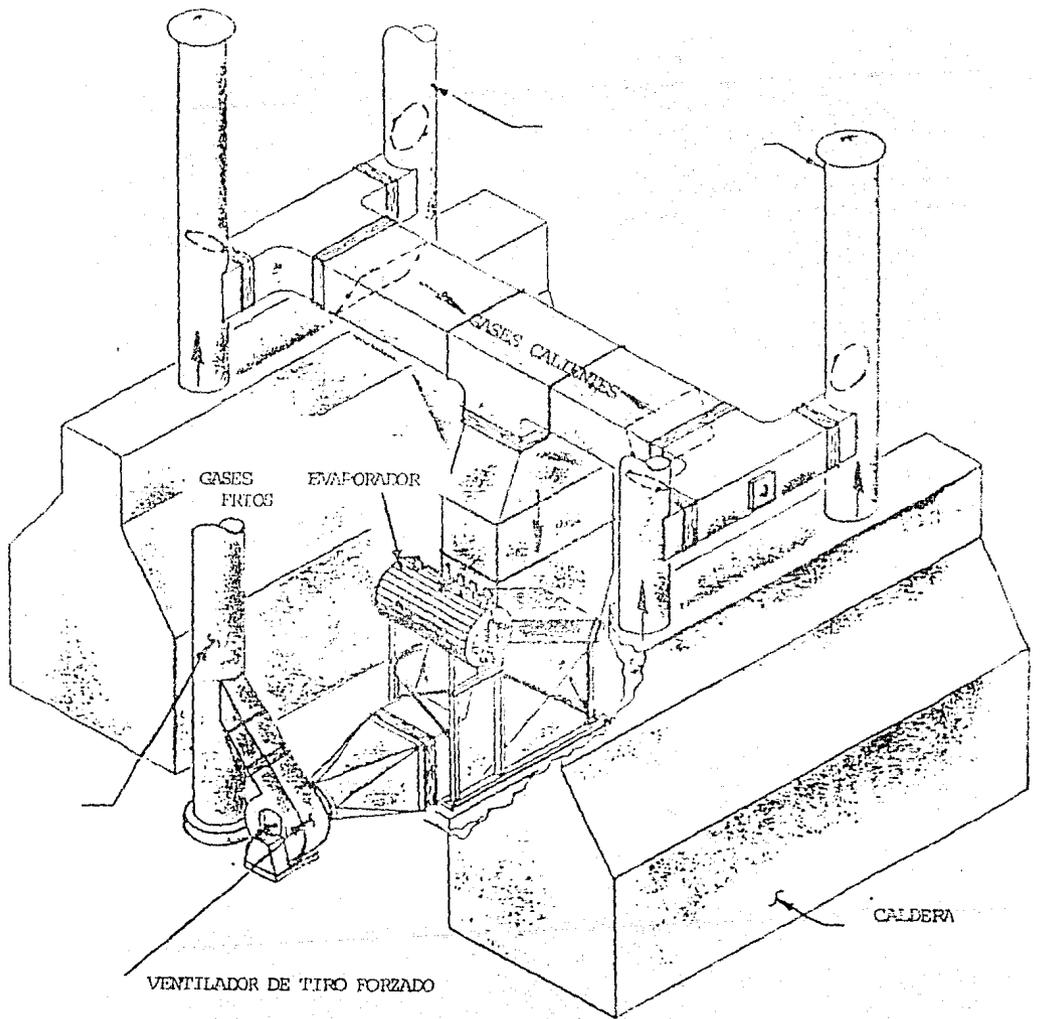


FIGURA 13(c).- DETALLE DE LA INSTALACION DE UN EVAPORADOR CON CALODUCTOS

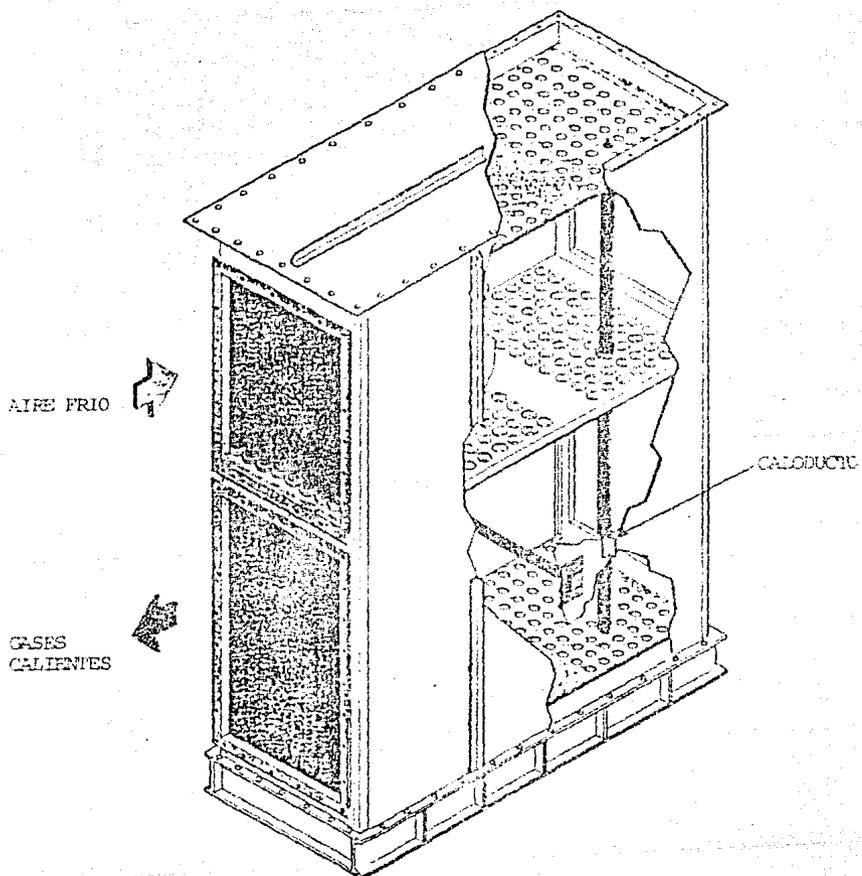


FIGURA 14 (a).- PRECALENTADOR DE AIRE DE COMBUSTION CON CALODUCTOS.

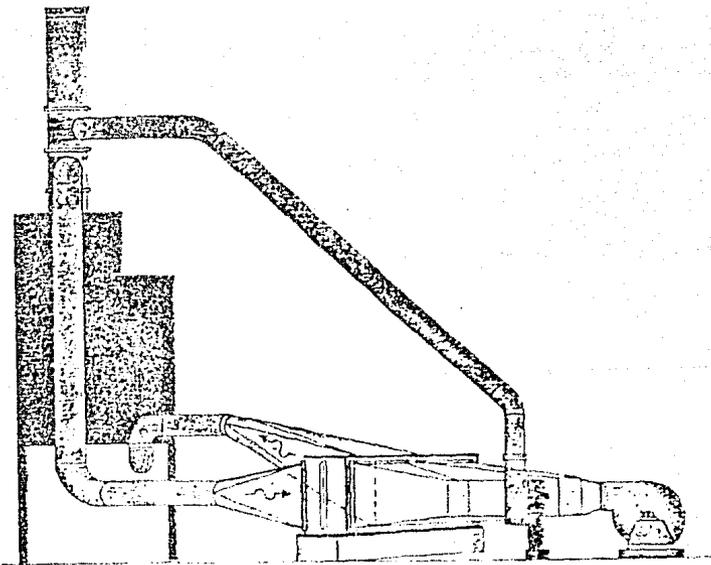
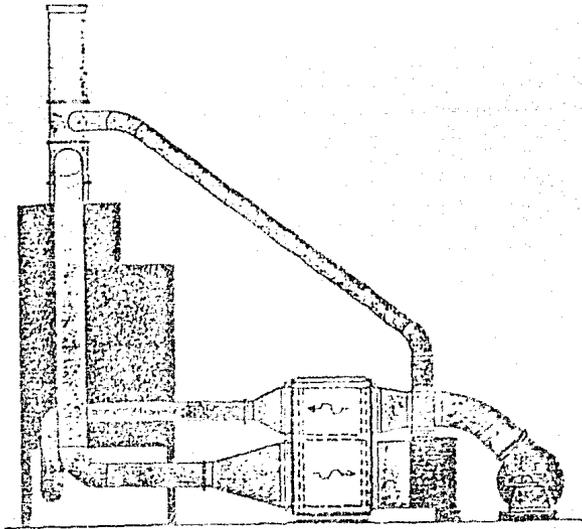


FIGURA 14 (b).-DETALLE DE LA INSTALACION DE UN PRECALENTADOR DE AIRE DE COMBUSTION EN POSICION VERTICAL, Y HORIZONTAL.

- El problema de contaminación es totalmente eliminado por la paredes del caloducto entre los fluidos fríos y calientes.
- Existe una amplia variedad de tamaños comerciales, las unidades son generalmente compactas y su rango de temperaturas de operación es muy variada.
- El intercambiador de calor de caloductos es totalmente reversible, y puede transferir calor en cualquier dirección.
- Si se utilizan caloductos aleteados, hay gran flexibilidad en el espaciamiento de las aletas.

Las aplicaciones de estos aparatos pueden dividirse en tres categorías:

- Recuperación de calor en sistemas de aire acondicionado, normalmente involucra bajas temperaturas.
- Recuperación de calor de fluidos calientes dentro de un proceso
- Recuperación de calor de gases de salida donde existen procesos de combustión.

II.3 Límites de Operación de los Caloductos

La operación de un caloducto puede verse afectada por fenómenos dinámicos que ocurren en su interior y que pueden llegar a imponer límites físicos a la operación eficiente del dispositivo. Existen básicamente cinco límites conocidos como: Límite Viscoso, Límite Sónico, Límite Capilar, Límite por Arrastre, Límite por Ebullición. Estos límites se pueden presentar bajo distintas condiciones de operación, y deben de considerarse al efectuar el diseño del caloducto. Cuando se presentan tienen como resultado invariablemente la disminución en la capacidad del caloducto para transportar calor.

Límite Viscoso

A medida que se incrementa la longitud del caloducto, puede alcanzarse una situación de tal modo que el efecto de las fuerzas de fricción dominan a las fuerzas inerciales del fluido de trabajo en fase vapor. Busse [2] fué el primero en considerar esta característica de operación de los caloductos que operan a bajas presiones de vapor. La máxima velocidad de transferencia de calor se obtiene suponiéndose que la presión de vapor decrece hasta un valor mínimo (casi cero) al final de la zona de condensación del caloducto y es determinada por los efectos viscosos en el vapor. Busse ha demostrado que el límite viscoso es solamente una característica de los caloductos considerablemente grandes y se observa para muy bajas presiones de vapor; por lo cual la cantidad de calor transferido por este tipo de caloductos es muy pequeña.

Límite Sónico

En el caloducto la zona de mayor presión interna se encuentra en la zona de evaporación. La presión va aumentando desde un valor mínimo al inicio de dicha zona hasta una presión máxima al final de la misma. Esto es explicable por el aumento en la cantidad de vapor que se va adicionando al flujo inicial conforme éste avanza en la zona de evaporación. Más adelante la presión se va perdiendo a medida que el flujo de vapor se adentra en la zona de condensación. Al entrar a la zona de menor presión el vapor se acelera y si los cambios en la presión de vapor son bruscos nos origina un flujo de choque, pudiéndose alcanzar velocidades de vapor sónicas. La disminución en la presión de vapor es consecuencia de la disminución de la temperatura del fluido de trabajo en la zona de condensación. Un cambio en la temperatura del condensador no produce efecto en la temperatura del evaporador, dado que el vapor se mueve a altas velocidades a la salida de la zona de evaporación y por lo tanto los cambios en las condiciones de operación del condensador no pueden ser transmitidos a la zona de evaporación. El límite sónico indica que hay una tasa máxima de transferencia de calor después de la cuál se presenta el flujo de choque y una importante caída de temperatura axial a lo largo del evaporador, y si se sigue incrementando el suministro de calor las pérdidas de calor a lo largo del caloducto irán en aumento lo cuál baja enormemente la eficiencia del mismo. En consecuencia cuando un caloducto opera con densidades de vapor bajas y con altas velocidades del mismo, no es posible obtener un funcionamiento isotérmico.

Límite Capilar

La circulación del fluido de trabajo en un caloducto es resultado de la presión capilar (elevación del líquido) desarrollada por la estructura capilar. Si el calor transferido por el caloducto se incrementa gradualmente a una temperatura constante de la zona de evaporación, también las pérdidas por fricción a lo largo del espacio vapor-líquido se incrementan. Para un suministro dado de calor en el caloducto, una situación puede surgir cuando la presión capilar de la mecha es insuficiente para llevar el fluido de trabajo de la zona de condensación a la zona de evaporación. Si esta presión es menor que la suma de las caídas de presión presentes en el caloducto se experimenta un sobrecalentamiento en la zona de evaporación dado que el condensado deja de fluir de la zona de condensación a la zona de evaporación bajando la capacidad de transferencia de calor del caloducto.

Límite por Arrastre

Dado que el líquido y el vapor se mueven en direcciones opuestas en el caloducto, existe una fuerza tangencial (cortante) en la zona de separación líquido-vapor. Si la velocidad del vapor es suficientemente alta, y dado que la velocidad del vapor es generalmente más alta que la del líquido se puede alcanzar un valor de la fuerza de arrastre en el cual el líquido es separado de la mecha en la zona adiabática, antes de llegar al evaporador y arrastrado por el vapor. Una vez iniciado el arrastre hay una disminución repentina en la cantidad de líquido que llega al evaporador y cuando esto ocurre, la zona de evaporación experimenta un secado rápido.

El límite por arrastre depende de las condiciones de operación del caloducto y de las propiedades del fluido de trabajo en su fase vapor. La tensión superficial del líquido es la fuerza que se opone a la fuerza tangencial o de arrastre.

Límite por Ebullición

Los mecanismos primarios de transferencia de calor en las secciones de evaporación y condensación del caloducto son: la evaporación y la condensación del fluido respectivamente; la conducción de calor a través de una mecha saturada con líquido, acompañada de un gradiente radial de temperaturas en el líquido; y la conducción a través de las paredes del contenedor.

En el evaporador, la temperatura del líquido en la zona de separación pared mecha es más alta que la temperatura en la zona de separación mecha-vapor, en una cantidad que no solo depende de las propiedades del fluido de trabajo y de la mecha, sino que también de la densidad de flujo del vapor. En el sistema de dos fases (líquido-vapor), la presión del líquido en el evaporador es igual a la presión de saturación a la temperatura de la zona de separación líquido-vapor menos la presión capilar en la misma zona. En consecuencia la presión de saturación del vapor a la temperatura de la zona de separación líquido-vapor excede la presión del líquido en el mismo punto. Debido a lo anterior esta diferencia de presiones se incrementa al incrementarse el flujo radial de calor en el evaporador y, en consecuencia, pueden formarse burbujas dentro de la mecha en la zona de evaporación. La formación de burbujas en la mecha es perjudicial.

Puesto que origina puntos de sobrecalentamiento que obstruyen la circulación del líquido.

Hay una diferencia entre éste límite y los anteriores ya que el límite por ebullición es principalmente un límite en la densidad de flujo radial, mientras los otros se refieren a límites de flujo axial de calor.

En la figura 15 se presentan en forma gráfica los distintos límites que puede tener un caloducto. El valor real del área bajo la curva para cada uno de los límites depende en gran parte de las características de los fluidos de trabajo utilizados y de la estructura de la mecha del caloducto.

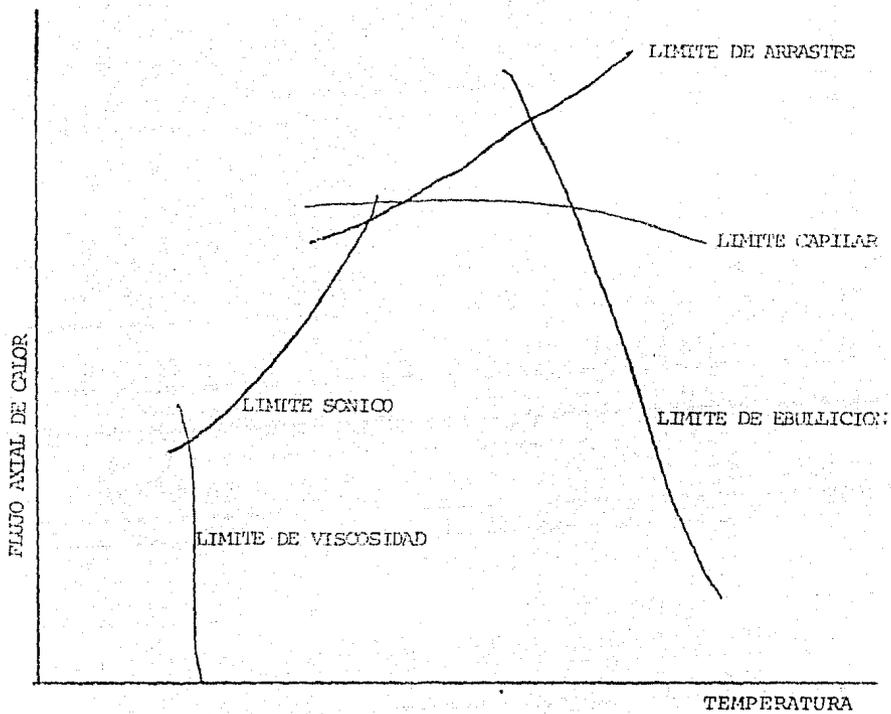


FIGURA 15.- LIMITES DE TRANSPORTE DE CALOR EN LOS CALODUCTOS

CAPITULO III

III. Consideraciones Prácticas en el Diseño de Caloductos

Los tres componentes básicos de los caloductos son:

- a). El fluido de trabajo
- b). La mecha o estructura capilar
- c). El contenedor

En la selección de una combinación óptima de los tres componentes básicos de los caloductos, deben satisfacerse inevitablemente un número de factores en conflicto. Las bases para ésta selección óptima se discutirán a continuación.

III.1 El Fluido de Trabajo

La primera consideración en la identificación de un fluido de trabajo apropiado, es el rango de temperaturas de operación del vapor. La tabla 3 nos muestra el rango de temperaturas para varios fluidos de trabajo.

Dentro de una banda de temperaturas aproximadas pueden existir varios posibles fluidos de trabajo, y deben de examinarse una variedad de características a fin de determinar cuál de esos fluidos es el más adecuado para la aplicación que está siendo considerada.

Los primeros requisitos que deben reunir los fluidos de trabajo son los siguientes:

- Compatibilidad con los materiales de la mecha y del contenedor
- Buena estabilidad térmica en el rango de temperaturas de operación
- Buena capacidad para humedecer los materiales de la mecha y del contenedor
- Un alto valor de calor latente
- Alta conductividad térmica
- Bajas viscosidades en sus fases líquida y vapor
- Alto valor de tensión superficial
- Punto de fusión bajo o aceptable

La selección del fluido de trabajo debe también basarse en consideraciones termodinámicas, relacionadas con los límites del caloducto (mencionadas anteriormente). Por otro lado muchos problemas asociados con la durabilidad de los caloductos en operación son una consecuencia directa de la incompatibilidad de los materiales, lo que involucra a los tres componentes del caloducto.

Un aspecto peculiar del fluido de trabajo es la posibilidad de degradación térmica. Con ciertos fluidos orgánicos es necesario alcanzar temperaturas de película por debajo del valor especificado, para prevenir que el fluido se descomponga en sus diferentes

componentes. La estabilidad térmica debe ser por lo tanto una característica del fluido de trabajo que deberá considerarse para que opere sobre su rango de temperaturas adecuadamente.

Es deseable que el fluido de trabajo tenga un valor alto de tensión superficial al grado de que el caloducto sea capaz de funcionar en contra de las fuerzas gravitacionales o generar una fuerza de conducción capilar muy alta.

Además de un valor alto de tensión superficial, es necesario que el fluido de trabajo moje al material de la mecha y del contenedor. El ángulo de contacto entre el líquido y los materiales debe ser cero ó cuando menos un valor muy cercano a cero.

La presión de vapor sobre el rango de temperaturas de operación debe ser suficientemente grande para evitar altas velocidades de vapor, las cuales tienden a propiciar un gradiente de temperaturas grande, a arrastrar y recircular el condensado en flujo a contracorriente, ó causar inestabilidad de flujo asociada con la compresibilidad. Sin embargo, la presión de vapor no debe ser muy alta, porque se hará necesario un espesor de pared del contenedor muy grande.

Un valor alto del calor latente de vaporización es deseable, a fin de transferir grandes cantidades de calor con un mínimo de flujo del fluido, y por consiguiente mantener bajas las caídas de presión dentro del caloducto. La conductividad térmica del fluido de trabajo debe ser preferentemente alta, a fin de minimizar el gradiente de temperatura radial, y reducir la posibilidad de que se presente la

ebullición nucleada en la interfaz mecha-pared.

La resistencia al flujo de fluido puede ser minimizada escogiendo fluidos con bajos valores de viscosidad tanto de la fase líquida como de la fase vapor. El factor de transporte térmico del fluido proporciona un medio rápido de comparación entre fluidos de trabajo, el cual se definirá posteriormente.

Como los investigadores Asselman y Green [2] lo mencionan en su trabajo, un valor alto del factor de transporte térmico no es el único criterio para la selección del fluido de trabajo; hay otros factores que pueden, en una situación particular ser de gran importancia. Por ejemplo, en base al costo, el potasio puede escogerse en lugar del rubidio ó del cesio, los cuales son cien veces más caros. Otro ejemplo es el sismante; en un rango de temperaturas de 1200 a 1800°K, el litio tiene un valor mayor del factor de transporte térmico que la mayoría de los metales, incluyendo al sodio. Sin embargo, su uso requiere de un contenedor de una aleación resistente al litio, que es cara, mientras que el sodio puede ser contenido por acero inoxidable.

Tabla 3

Fluido de trabajo	P de F	P de E	R de T U
Helio	-272'	-296	-271 - -269
Nitrógeno	-210	-196	-203 - -160
Amoniaco	-78	-33	-60 - -100
Freon 11	-111	24	-40 - 120
Pentano	-130	28	-20 - 120
Freon 113	-35	48	-10 - 100
Acetona	-95	57	0 - 120
Metanol	-98	64	10 - 130
Etanol	-112	78	0 - 130
Heptano	-90	98	0 - 150
Agua	0	100	30 - 200
Mercurio	-39	361	250 - 650
Cesio	29	670	450 - 900
Potasio	62	774	500 - 1000
Sodio	98	892	600 - 1200
Litio	179	1340	1000 - 1800
Plata	960	2212	1800 - 2300

P de F = punto de fusión

P de E = punto de ebullición

R de T U = Rango de temperaturas utilizable

III.2 Mecha ó Estructura Capilar

La selección de la mecha para un caloducto depende de varios factores algunos de los cuales están estrechamente conectados a las propiedades del fluido de trabajo. Obviamente, el propósito principal de la mecha es el de generar la presión capilar para transportar el fluido de trabajo del condensador al evaporador. También es capaz de distribuir el líquido alrededor de la zona de evaporación, en cualquier región donde el calor sea recibido por el caloducto.

Una característica de la mecha que debe ser optimizada, es su espesor. La capacidad de transporte de calor del caloducto se incrementa al incrementar el espesor de la mecha; sin embargo, también se incrementa la resistencia térmica radial de la mecha, lo que actúa en sentido inverso disminuyendo el flujo máximo de calor admitido por el evaporador. Todas las resistencias térmicas en el evaporador también dependen de la conductividad térmica del fluido de trabajo.

La compatibilidad del material de la mecha con el material del contenedor y con el fluido de trabajo; su capacidad de humedecerse; su fácil fabricación; y su bajo costo, son otras características deseables de la mecha. Las llamadas mechas homogéneas tienen varias formas como gases, fibras y materiales sinterizados. Otros tipos incluyen los canales y las mechas arteriales que pueden ser acopladas a las mechas homogéneas para la distribución circunferencial del líquido.

Las formas más comunes de mechas se muestran en la figura 16

Estructuras homogéneas

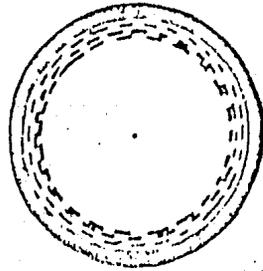
De las formas de mechas disponibles, las mallas y los alambres entretejidos son los más comunes. Estos son manufacturados en un amplio rango de tamaños de poro y materiales, dentro de los que se incluyen el acero inoxidable, níquel, cobre y aluminio.

Las mechas homogéneas también son fabricadas con espuma metálica y fieltros. Con la incorporación de mandriles metálicos, también es posible moldear dentro de los fieltros una estructura arterial.

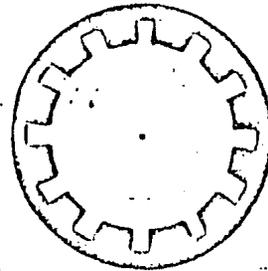
También se han utilizado materiales fibrosos en la construcción de los coloductos ya que estos materiales generalmente tienen pequeños tamaños de poro. La principal desventaja del uso de las fibras, es que las cerámicas utilizadas en su construcción tienen poca rigidez y comúnmente requieren de soportes metálicos. Debido a lo anteriormente expuesto, debe tenerse mucho cuidado en su utilización; dado que la adición de los soportes puede causar problemas de incompatibilidad con el fluido de trabajo.

Los polvos sinterizados se encuentran disponibles en forma esférica en un buen número de materiales, con los cuales pueden realizarse finas estructuras porosas. Generalmente este tipo de estructura capilar se utiliza en un medio ambiente carente de fuerzas gravitacionales. Para prevenir la posibilidad de que se presente el problema del arrastre, se cubren los canales con una o varias capas de malla.

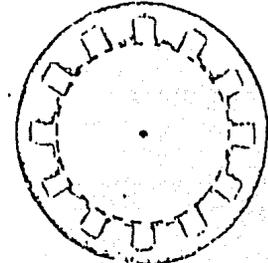
Mechas Arteriales



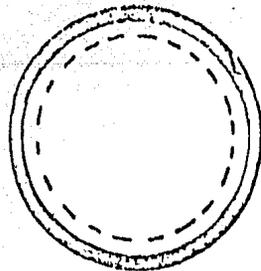
(A) MALLA



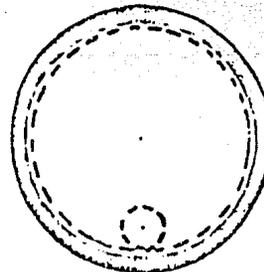
(B) ESTRIAS ABIERTAS



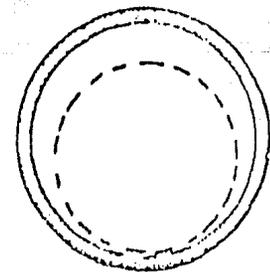
(C) ESTRIAS CUBIERTAS



(D) ANULAR



(E) ARTERIAL



(F) ANULAR CRECIENTE

FIGURA 16. CONFIGURACION DE VARIOS TIPOS DE ESTRUCTURAS CAPILARES

Este tipo de mechas son necesarias en aparatos que funcionan a gran capacidad (donde se requieren grandes fuerzas capilares), donde los gradientes de temperatura deben ser minimizados para prevenir los problemas que generalmente se deben a las bajas conductividades térmicas de los fluidos de trabajo.

El objetivo de este tipo de mecha es el de obtener el transporte del líquido a lo largo del caloducto con un mínimo de caída de presión. Ayuda mucho al funcionamiento del caloducto si se cubren las arterias con una fina capa de malla.

Una consideración posterior en el diseño de caloductos arteriales es el bloqueo del vapor en las arterias. Si dentro de la arteria se forman burbujas de vapor la capacidad del caloducto se reduce. Las implicaciones del diseño de la mecha y las propiedades del fluido de trabajo en caloductos arteriales son las siguientes:

- Al fluido de trabajo se le deben de quitar los gases no condensables antes que se introduzca dentro del caloducto para evitar que dichos gases bloqueen las arterias.
- La arteria no debe estar en contacto con la pared del caloducto para prevenir el problema de nucleación dentro de ellas.

- Un número excesivo de arterias puede provocar fallas.

III.3 El Contenedor

La función del contenedor es la de aislar el fluido de trabajo del medio ambiente que lo rodea, y por lo tanto debe ser a prueba de fugas, manteniendo la presión diferencial a lo largo de sus paredes, y ser capaz de transmitir el calor que toma del exterior y llevarlo al fluido de trabajo.

La selección del material del contenedor depende de varios factores entre los que se encuentran los siguientes: La compatibilidad con el fluido de trabajo y el medio circundante externo; La relación resistencia/Peso; La conductividad Térmica; La facilidad de fabricación; incluyendo soldabilidad, maquinabilidad, ductilidad, etc; La porosidad; y la humectabilidad.

La mayoría de estos se explican por sí mismos. Una alta relación resistencia/peso es más importante en aplicaciones en el espacio, y el material debe ser no poroso para prevenir los problemas de la difusión de los fluidos dentro del caloducto. Una alta conductividad térmica asegura una caída de temperatura mínima entre la fuente de calor y la mecha.

Compatibilidad de Materiales

La compatibilidad se discutió anteriormente en relación a la selección del fluido de trabajo, la mecha y el recipiente contenedor del caloducto; sin embargo, esta característica es de primordial

importancia y justifica su atención particular aquí.

Los dos principales problemas resultantes de la incompatibilidad de los materiales son la corrosión y la generación de gases no condensables. Si el material del contenedor o de la mecha son solubles en el fluido de trabajo, puede ocurrir una transferencia de masa entre el condensador y el evaporador, con la depositación de material sólido en éste último. Se puede localizar este tipo de anomalías en fisuras locales ó bloqueo en los poros de la mecha. La generación de gases no condensables es probablemente la indicación más común de fallas en el caloducto, y como el gas producido es no condensable tiende a acumularse en la sección de condensación del caloducto, y gradualmente comienza a bloquear el flujo del vapor. Esto es fácilmente identificable porque es bien marcada la caída de temperatura resultante, que existe en la interfaz gas-vapor.

La tabla 4 tomada de [2] nos muestra algunos datos de incompatibilidad entre fluidos de trabajo y materiales de mecha y contenedor.

Tabla 4

FLUIDOS DE TRABAJO				
Material Sólido	A	B	C	D
Cobre	ru	ru	nr	ru
Aluminio	gnc	rl	ru	nr
Acero Inoxidable	snt	pc	ru	snt
Niquel	pc	pc	ru	rl
Fibra Refrasil	ru	ru	ru	ru

ru = Recomendado por uso anterior y adecuado funcionamiento

gnc = Generación de gases no condensables a cualquier temperatura

snt = Generación de gases a elevada temperatura, en presencia de óxido

pc = Probable compatibilidad

rl = Recomendado por la literatura

nr = No recomendado

A = Agua

B = Acetona

C = Amoniac

D = Metanol

CAPITULO IV

MODELOS PARA EL DISEÑO Y CALCULO DEL CALODUCTO

IV.1 Metodología de Trabajo

Con el objeto de analizar la viabilidad de utilizar la tecnología de caloductos en los sistemas de PHES (Plantas helioeléctricas de estanque solar se estableció un procedimiento para el diseño de intercambiadores de calor utilizando caloductos, destinado a la recuperación de calor a bajas temperaturas de salmueras con alto contenido de materiales que provocan incrustaciones. La figura 17 muestra el diagrama de flujo del procedimiento que se siguió para el diseño de los caloductos.

Se estudiaron dos tipos distintos de caloductos, uno con mecha de malla de alambre y el otro con una estructura capilar estriada. En ambos casos el procedimiento de diseño que se siguió fué el mismo, aún cuando el modelo matemático utilizado en cada caso fué distinto. A continuación se desglosan cada uno de los pasos involucrados en este procedimiento y se presentan las ecuaciones relevantes de los modelos.

IV.1.1 Modelo matemático para el caloducto con mecha de alambre

A continuación se describen los pasos dados para el diseño de estos caloductos.

Selección del Fluido de Trabajo

El fluido de trabajo para el caloducto fué seleccionado del conjunto

de fluidos utilizados actualmente por los fabricantes de caloductos. Esto es, no se pretendió en esta primera fase del proyecto estudiar caloductos con fluidos de trabajo nuevos, a fin de no introducir nuevas incógnitas en el experimento.

Se impuso la condición de que la temperatura de operación del caloducto no debe ser mayor que el punto crítico del fluido de trabajo, ni menor que su punto de congelamiento. Esto es, durante la operación del caloducto, el fluido de trabajo debe mantener ambas fases en estado saturado a la presión interna del caloducto.

Para los fluidos candidatos se prepararon tablas con las siguientes propiedades termofísicas, calculadas a la temperatura de operación del caloducto:

(σ) = Coeficiente de tensión superficial en el rango de temperaturas de operación.

(ρ_L) = Densidad de la fase líquida

(λ) = Calor latente de vaporización

(μ_L) = Viscosidad dinámica de la fase líquida

(k_L) = Conductividad térmica de la fase líquida

Para cada uno de los fluidos se calculó primero la siguiente relación:

$$N_p = \frac{\sigma \rho_L \lambda}{\mu_L} \quad (1)$$

conocida como factor de transporte del líquido. El fluido candidato

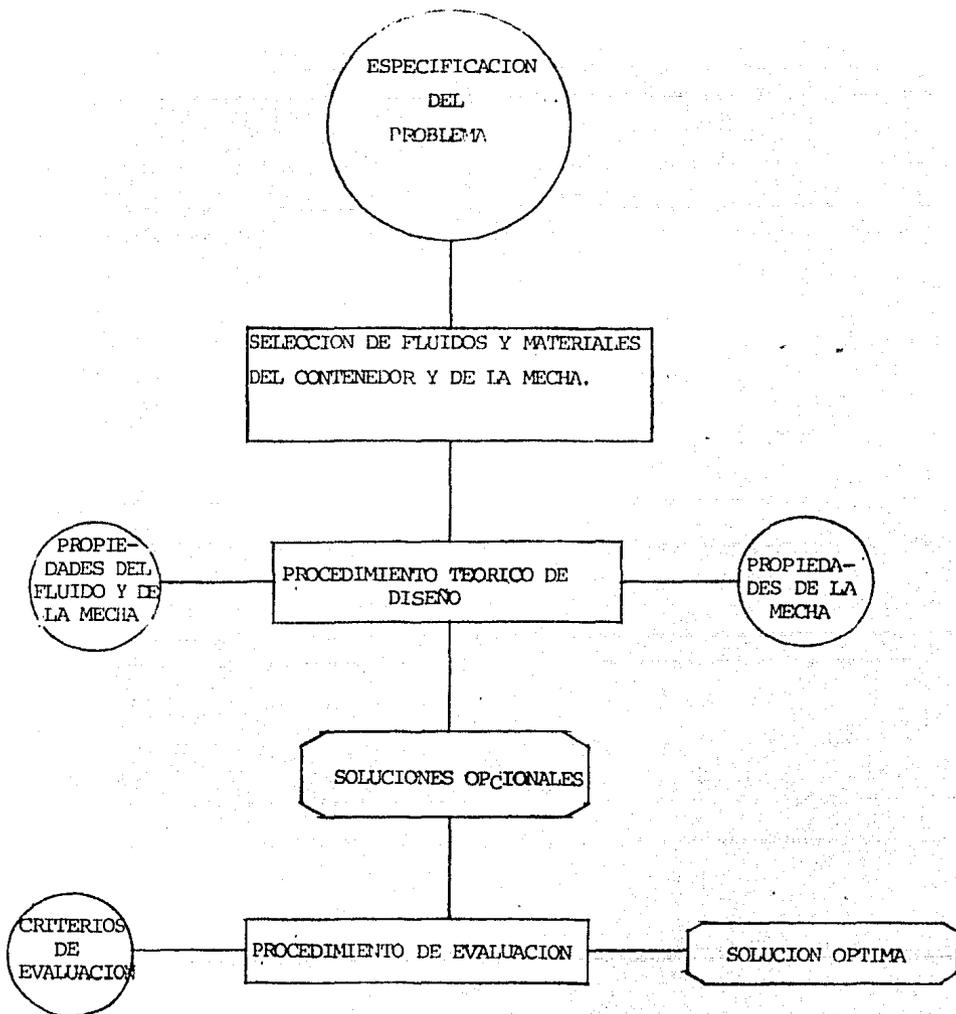


FIGURA 17.- ESQUEMA DEL PROCEDIMIENTO PARA EL DISEÑO DE CALODUCTOS

más viable fué aquel con un valor mayor de Np ya que éste es directamente proporcional al factor de transporte térmico del caloducto. Un factor Np alto asegura que el fluido de trabajo en la fase vapor se comportará como un fluido incompresible y proporcionará un transporte máximo e ininterrumpido de calor de un extremo al otro del caloducto.

Es además deseable que el fluido candidato más viable tenga un valor grande del producto

$Re Np$

(2)

Este factor, conocido como factor de conductancia del líquido, es inversamente proporcional al gradiente de temperaturas a lo largo del caloducto. Un factor de conductancia alto asegura entonces una caída de temperatura pequeña en el caloducto.

Cuando existen dos o más fluidos que presentan valores muy similares en sus factores 1 y 2, y por esta razón no es posible identificar claramente a uno de ellos como el fluido de trabajo más viable, entonces se recurre a otros criterios tales como la toxicidad, la inflamabilidad y el costo, en base a los cuáles se hace la selección final. De estos criterios los dos primeros juegan un papel muy importante en caso de rupturas catastróficas del caloducto.

Para el fluido de trabajo seleccionado (con valores altos de los factores 1 y 2) se prepararon tablas con los valores de las propiedades termofísicas siguientes:

- (σ) = Coeficiente de tensión superficial
- (ρ_l) = Densidad de la fase líquida
- (ρ_v) = Densidad de la fase vapor
- (λ) = Calor latente de vaporización
- (μ_l) = Viscosidad dinámica de la fase líquida
- (μ_v) = Viscosidad dinámica de la fase vapor
- (k_f) = Conductividad térmica del fluido
- (γ) = Relación de calores específicos
- (R) = Constante del gas

Selección del Material del Contenedor y de la Mecha

Con este propósito se establecieron los siguientes criterios adicionales:

- El material del tubo debe ser el mismo que el de la mecha para evitar posibles problemas de naturaleza electroquímica.
- El material debe seleccionarse del conjunto de materiales actualmente usados por los fabricantes de caloductos. Nuevamente en esta fase no se pretende considerar materiales nuevos.
- El material debe ser compatible en el lado de la zona de condensación con el fluido de trabajo de la máquina de ciclo Rankine orgánico.

- Pueden utilizarse recubrimientos (metales ó polímeros) para evitar problemas de incompatibilidad en la parte externa del caloducto, ya sea en la zona de evaporación ó en la zona de condensación.

Para los materiales que son buenos candidatos, por satisfacer los requerimientos anteriores, se determinaron los siguientes parámetros a la temperatura de operación del caloducto.

(ρ_m) = Densidad del material

(k_m) = Conductividad térmica

(σ_m) = Resistencia límite a la tensión

Para los materiales candidatos se calculó el parámetro de conductancia definido por:

$$k_m \sigma_m \quad (3)$$

El material candidato más viable fué aquel que presentó el valor más alto del parámetro de conductancia dado por 3. Este criterio asegura un gradiente mínimo de temperaturas a través de la pared del tubo y de la mecha del caloducto.

Cuando el peso del intercambiador es un parámetro importante, entonces el material candidato más viable debe también satisfacer la condición de minimizar el parámetro del peso dado por la siguiente expresión.

$$\frac{\rho_m}{\sigma_m} \quad (4)$$

ya que el peso de cada tubo es proporcional al producto de la densidad del material y el espesor de la pared del tubo. Este a su vez es inversamente proporcional a la resistencia límite a la tensión del material.

Cuando existieron dos o más materiales que presentaron valores muy similares en sus factores 3 y 4, y por ésta razón no fué posible identificar claramente a uno de ellos como el material más adecuado, se recurrió a los criterios mencionados en las consideraciones prácticas para el diseño de caloductos, en base de los cuáles se hizo la selección final del material.

Cálculo del Diámetro de Vapor del Caloducto

Como diámetro de vapor del caloducto se entiende el espacio libre en el interior del caloducto a través del cual fluye la fase vapor del fluido de trabajo. Para un caloducto de mecha de malla el diámetro de vapor es igual al diámetro externo del tubo (el cuál debe ser especificado) menos dos veces la suma de los espesores de la pared del tubo y de la mecha, suponiendo un contacto íntimo entre éstas. Dicho contacto entre la mecha y la pared del tubo, deberá asegurarse durante el proceso de construcción del caloducto.

La relación que expresa el diámetro de vapor en función de las dimensiones del tubo y de la mecha es:

$$D_v = D_e - 2(\delta + \delta_w) \quad (5)$$

Los parámetros involucrados en esta expresión se encuentran definidos en la figura 9

Diseño Mecánico del Contenedor (Cálculo de t_c)

Para calcular el espesor de pared del tubo contenedor (t_c) se procedió de la siguiente manera:

- La temperatura de operación del fluido de trabajo en la fase vapor T_v que habría de manejar el caloducto se determinó previamente dentro de las actividades correspondientes a la definición del problema.
- Se determinó la presión del vapor del fluido de trabajo a la temperatura de operación del caloducto, esta presión se considerará igual a la presión interna de trabajo del caloducto.
- Se determinó la máxima diferencia de presiones (Δp) entre la presión interna y la presión del medio en que ha de operar el caloducto (presión del fluido orgánico en la zona de condensación y la presión del fluido que se utiliza como medio de calentamiento en la zona de evaporación)

- Se calculó el espesor de la pared del tubo (t), de acuerdo a la siguiente ecuación.

$$t = \frac{C_s \Delta p}{0.5 F_u} \quad (6)$$

El diámetro exterior del tubo D_e se especificó originalmente de acuerdo con lo que se estipula en las actividades de definición del problema. La expresión 6 responde a los requerimientos del código ASME para recipientes sometidos a presión interna no sometidos a fuego directo.

Dado que nuestro intercambiador de caloductos será empleado para la planta de ciclo Rankine orgánico de aprox. 10 Kw de capacidad cuyo evaporador trabaja a una presión de 430 lb/pulg², debemos considerar tal condición para el diseño del caloducto. Esta presión fue tomada del diagrama Presión - Entalpía del manual de operación de la máquina Rox Minto de 10 Kwe instalada en Los Azufres Mich.

La presión de colapso a la que puede fallar el caloducto se determinó mediante la siguiente fórmula [21].

$$P = 50.21 \cdot 10^{-6} \left(\frac{t}{D_e} \right) \quad (7)$$

Mediante esta ecuación, que es aplicable para presiones externas menores de 580 lb/pulg² y para longitudes de tubos mayores de seis

veces el diámetro. se probó si el espesor calculado con la ecuación 6 era suficiente para soportar la máxima presión externa a la que estará sometido el caloducto.

Cuando el espesor calculado con las fórmulas 6 y 7 era mayor que el 10 por ciento del diámetro externo del tubo; esto es, cuando

$$(\tau_c) > 0.1 D_e, \quad (8)$$

entonces era necesario rediseñar el caloducto usando la siguiente expresión para el cálculo del diámetro interno D_i .

$$\frac{D_o^2 + D_i^2}{D_o^2 - D_i^2} = 0.25 \frac{F_u}{\Delta p} \quad (9)$$

Y calcular el espesor de la pared por medio de la siguiente ecuación

$$\tau_c = \frac{D_o - D_i}{2} \quad (10)$$

Las tapas de los extremos del caloducto las cuales pueden observarse en la figura 9 son usualmente planas y circulares y su espesor (τ_e) se calculó mediante la siguiente ecuación:

$$\tau_e = D_e \sqrt{\frac{\Delta p}{2 F_u}} \quad (11)$$

La expresión anterior fué tomada en base a lo estipulado en el código ASME

El tubo para el caloducto fué seleccionado, en base al diámetro externo especificado (D_e), y al espesor calculado (ζ). Cuando (ζ) no coincide con el espesor de los tubos comerciales del material seleccionado, entonces se selecciona el tubo comercial de un espesor (ζ^*) inmediatamente superior al valor de (ζ) calculado. Esto es, el tubo seleccionado deberá tener un espesor (ζ^*) tal que:

$$\zeta^* \geq \zeta \quad (12)$$

De esta forma el diámetro interno efectivo del tubo (D_i) queda fijo automáticamente.

Selección de la mecha

La mecha del primer caloducto estudiado fué de malla de alambre enrollada, por ser la más común y económica. Habiendo definido esto, se procedió a determinar las características de la malla y el espesor de la mecha. El criterio de selección de éste tipo de mecha se determinó en base a las consideraciones prácticas mencionadas en el capítulo III.

Generalmente las mallas se identifican con un número N que representa el número de mallas que existen por pulsada ó por metro lineal en dirección perpendicular al alambre. Un número de malla $50 < N < 300$ (en el sistema inglés) asegura buenas condiciones mecánicas y operativas de la mecha. Generalmente el número de malla está estandarizado y lo

Podemos encontrar en tablas como las que se dan en [18].

Con el objeto de determinar la máxima presión capilar obtenible con una malla dada, es necesario primero calcular la presión hidrostática en el interior del tubo, debida a la fuerza de gravedad y esto se logra mediante la siguiente ecuación:

$$P_g = P_e g (D_i \cos x) + L (\text{sen } x) \quad (13)$$

donde L es la longitud total del caloducto. La presión hidrostática es función del ángulo de inclinación x del caloducto, respecto al plano horizontal. Si el caloducto opera en posición horizontal, $\text{sen}(x)$ es igual a cero; y si opera en posición vertical $\cos(x)$ es igual a cero. Cuando por razones operativas algunas secciones del caloducto se encuentran en distinta posición, entonces la presión hidrostática se calcula de acuerdo a la siguiente fórmula:

$$P_g = P_e g \sum_{j=1}^n (D_x \cos(x_j) + L_j \text{sen}(x_j)) \quad (14)$$

donde el índice j indica la sección del caloducto que se encuentra formando un ángulo (x_j) con el plano horizontal.

Cálculo de la porosidad de la mecha

Otro factor importante para la operación de la mecha son las pérdidas por fricción ocasionadas al moverse el fluido de trabajo a lo largo

del caloducto. Para determinar el parámetro que define la capacidad de la mecha para vencer tales resistencias se procedió calculando primero la porosidad de la mecha (ϵ) con la siguiente ecuación:

$$\epsilon = 1 - \frac{1.05\pi dN}{4} \quad (15)$$

donde d representa el diámetro del alambre del cual se constituye la malla y N representa el número de malla.

Este parámetro permite calcular el factor de permeabilidad de la mecha K para el fluido en la fase líquida por medio de la siguiente ecuación.

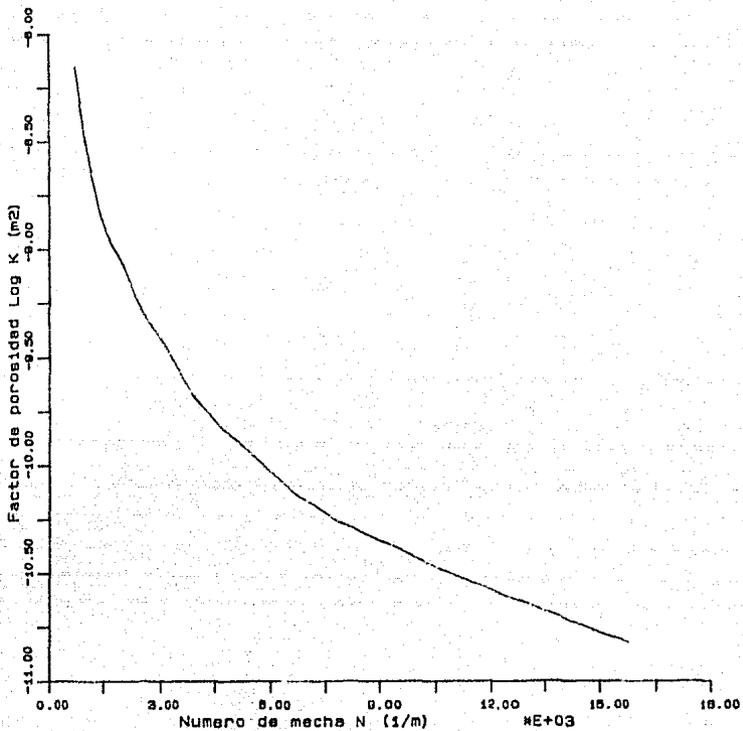
$$K = \frac{d^2 \epsilon^3}{122(1-\epsilon)^2} \quad (16)$$

La gráfica de la figura 18 calculada con las ecuaciones 15 y 16, nos muestra como se comporta el factor de porosidad en función del número de mecha.

Dado que el espesor de la mecha (δ) y el área seccional de la mecha A_w están relacionadas entre sí a través de la función:

$$A_w = \frac{\pi}{4} (D_i + D_v) \quad (17)$$

no es posible determinar en forma explícita el valor de uno sin conocer la otra. Con objeto de determinar las propiedades operativas



Estructura capilar de mecha de malla

Fig. 18 Comportamiento del factor de porosidad en función del número de mecha

de una mecha dada, se tomó como variable independiente a (θ_w) y se le asignaron valores dentro del rango de 0.5 a 5.0 mm, conforme con lo reportado en la literatura. Para estos valores de (θ_w) se calculó D_v para valores fijos de D_i y se determinó A_w , mediante la expresión 17. Una vez conocida el área A_w , se procedió a determinar las características dinámicas de la mecha de la siguiente forma:

La presión capilar máxima, P_{cm} , es la máxima presión desarrollada por la combinación mecha-líquido, y se define como la diferencia de presiones entre la fase vapor y líquida del fluido de trabajo, siendo función del ángulo de contacto entre la fase líquida y la estructura capilar, que a su vez es función de la tensión superficial y el tamaño de poro respectivamente la presión capilar máxima está dada por

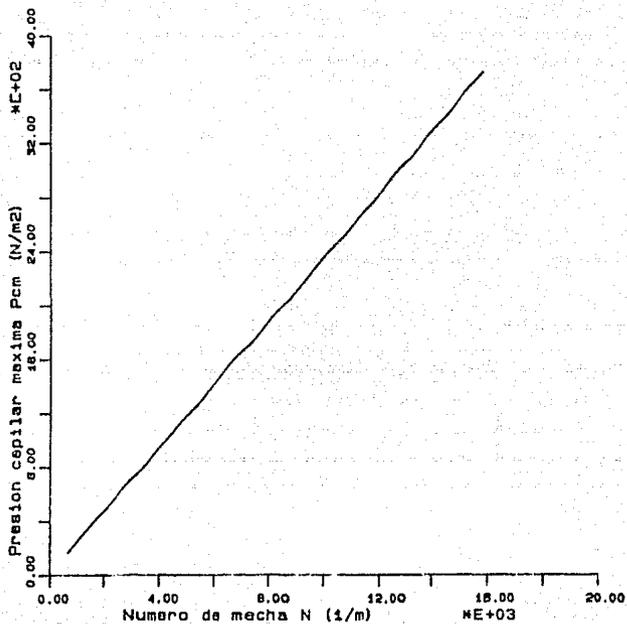
$$P_{cm} = 4\sigma N \quad (18)$$

La gráfica de la figura 19 nos muestra la presión capilar máxima obtenible cuando se utiliza agua como fluido de trabajo para distintos números de mecha.

Coefficiente de fricción fase líquida

Conociendo el factor de permeabilidad, el área seccional de la mecha y las propiedades termofísicas del fluido de trabajo se determinó el coeficiente de fricción de la mecha para la fase líquida del fluido, F_l , mediante la siguiente ecuación:

$$F_l = \frac{\mu_l}{k A_w \lambda P_l} \quad (19)$$



Fluido de trabajo (agua)

Fig. 19 Comportamiento de la presión capilar máxima en función del número de mecha

Coefficiente de fricción fase vapor

El coeficiente de fricción de la mecha para la fase vapor del fluido, F_v , se determinó con la siguiente expresión:

$$F_v = \frac{128 \mu_v}{\pi D_v^3 P_{gr} \lambda} \quad (20)$$

Límite de transporte térmico

Con las ecuaciones 14, 18, 19 y 20 fué posible calcular el límite de transporte térmico del caloducto utilizando la siguiente ecuación:

$$Q_{LMAX} = \left(\frac{P_{en} - P_g}{F_l + F_v} \right) \cdot L \quad (21)$$

Los valores obtenidos para diferentes espesores de mecha nos representan la máxima cantidad de calor que puede transportar el caloducto sin que la presión de retorno del condensado se pierda. Cuando este límite se rebasa la operación del caloducto se deteriora ya que la columna capilar no es suficiente para el transportar el condensado hasta el evaporador.

Una vez seleccionado el valor de (\bar{u}_w) se determinó el área a través de la cual se transportará el fluido de trabajo en fase vapor, mediante la siguiente ecuación:

$$A_v = \frac{\pi}{4} D_v^2 \quad (22)$$

Límite por arrastre

Conocidas las propiedades termofísicas del fluido de trabajo, las características físicas de la estructura capilar, fué posible calcular el límite por arrastre que está dado por:

$$Q_{MAX} = A_v \lambda \sqrt{\frac{\sigma \rho_c K}{1 - N^2}} \quad (23)$$

Otra característica importante del caloducto es su conductividad térmica efectiva puesto que de ella depende en gran parte las caídas de temperatura presentes en el caloducto. Para calcularla se necesita conocer la porosidad de la mecha y las conductividades térmicas del material del caloducto y del fluido de trabajo. La siguiente ecuación permite calcular la conductividad térmica efectiva.

$$k_e = k_c \frac{[(k_c + k_m) - (1 - \epsilon)(k_c - k_m)]}{[(k_c + k_m) + (1 - \epsilon)(k_c - k_m)]} \quad (24)$$

Límite por ebullición

Conocidas las dimensiones del caloducto como lo son: D_i , D_v , L_c , en la conductividad térmica efectiva y las propiedades termofísicas del fluido de trabajo se procedió a calcular esta limitante mediante la ecuación siguiente:

$$Q_{MAX} = L_c \frac{2\bar{r}_c k_e T_v}{\lambda P_v \ln\left(\frac{2x}{D_v}\right)} \left(\frac{2\sigma}{\gamma_n} - P_m\right) \quad (25)$$

donde $[\bar{r}_c]$ es el radio crítico para ebullición por nucleación y en la literatura disponible se le asigna un valor de 2.54×10^{-7} (m) este valor es para el agua.

El radio crítico para ebullición por nucleación se define como el radio medio de las burbujas formadas en las cavidades de un material sólido sumergido en un líquido. La medición de estos radios las hicieron Griffith y Wallis en sus experimentos que realizaron [2].

Límite sónico

Por último se calculó este límite que depende básicamente de las propiedades termofísicas del fluido de trabajo y del área por donde se transportará el fluido de trabajo en fase vapor. La ecuación utilizada es la siguiente:

$$Q_{smax} = A_v P_v \lambda \sqrt{\frac{\gamma R T_v}{2(\gamma-1)}} \quad (26)$$

IV.1.2 Modelo matemático para el caloducto con estructura capilar estriada

Además del caloducto con mecha de malla se analizó el caloducto con una estructura capilar denominada 'Estriada' (6 de canales rectangulares longitudinales). Como se mencionó anteriormente la metodología de trabajo fué la misma que para los caloductos de estructura capilar de malla aún cuando el modelo matemático difiere en algunos aspectos. La figura 20 muestra un corte seccional de este tipo de caloductos.

En esta sección se presentan 'únicamente las partes del modelo que difieren del correspondiente a los caloductos con mecha de malla.

El diámetro de vapor se calculó mediante la siguiente expresión:

$$D_v = D_i - 2\delta \quad (27)$$

conociendo el diámetro externo del caloducto es posible calcular el radio externo del mismo con la siguiente ecuación:

$$r_o = \frac{D_e}{2} \quad (28)$$

Las características de las estrias (el ancho del canal, W , y su profundidad, δ), se propusieron de acuerdo a lo encontrado en [1].

El radio medio de flujo de vapor, R_m es un parámetro que sirve para

el cálculo de la porosidad de la estructura capilar, e indica el radio medio por donde fluye el vapor. Se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$R_m = \frac{D_v + \delta}{2} \quad (29)$$

La porosidad de la estructura capilar se calcula con la siguiente ecuación:

$$\epsilon = \frac{N_0 W}{2\pi R_m} \quad (30)$$

El radio hidráulico del canal, R_{hl} , por otro lado es un parámetro que se relaciona con la porosidad de la estructura capilar e indica el radio promedio por donde circulará el fluido dentro de la estructura capilar. La expresión que define esta característica del canal es la siguiente:

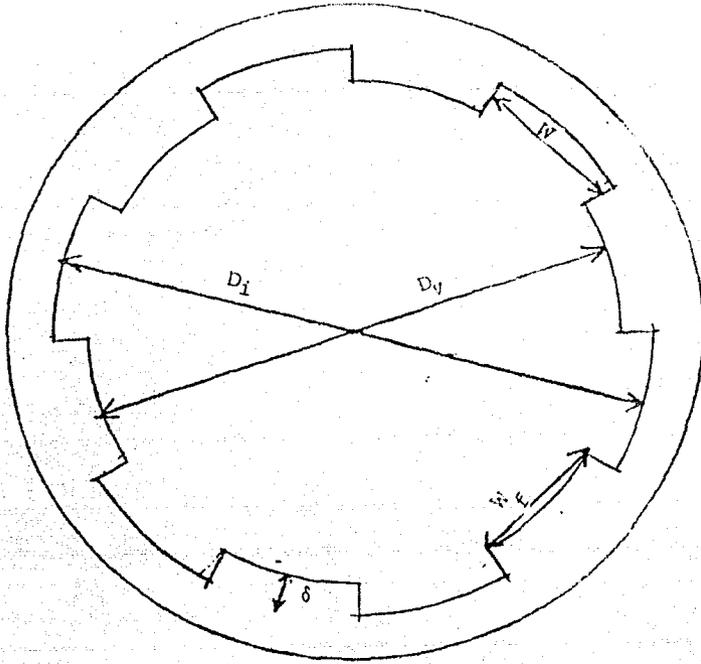
$$R_{hl} = \frac{2W\delta}{W + 2\delta} \quad (31)$$

El área de la estructura capilar, A_w , se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$A_w = 2\pi R_m \delta \quad (32)$$

Mientras que la presión capilar máxima está definida como

$$P_{cm} = \frac{2\sigma}{r_c} \quad (33)$$



- W = ANCHO DE CANAL
 δ = PROFUNDIDAD DE CANAL
 W_F = ANCHO DE ALETA
 D_V = DIAMETRO DE VAPOR
 D_i = DIAMETRO INTERNO

FIGURA 20.- CORTE SECCIONAL DE UN CALODUCTO CON ESTRIAS LONGITUDINALES

donde r_c es el radio capilar de la mecha (que para este caso tiene el mismo valor que el ancho de canal, W); por lo tanto la presión capilar máxima está dada por la siguiente ecuación:

$$P_{cm} = \frac{2\sigma}{W} \quad (34)$$

Es necesario conocer la relación entre el ancho de canal y su profundidad para poder encontrar de tablas un factor llamado coeficiente de fricción para flujo laminar, el cual se encuentra de la tabla 2.4 [1].

$$\alpha = \frac{W}{\delta} \quad (35)$$

Conociendo este factor fue posible calcular el factor de permeabilidad de la mecha con la ecuación siguiente:

$$K = \frac{2\epsilon (R_{hg})^2}{F_2 R_{c2}} \quad (36)$$

El coeficiente de fricción para la fase vapor en el caso de estructuras estriadas se calcula con la siguiente ecuación

$$F_{fv} = \frac{8 \mu_w}{\left(\frac{D_v}{2}\right)^2 A_v R_2 \lambda} \times 981 \quad (37)$$

El radio hidráulico de vapor del caloducto, R_{hv} , sirve para calcular el ancho de la estria, w , tal como se define en la figura 20, y se calcula con la ecuación siguiente:

$$R_{hv} = \frac{D_v}{2} \quad (38)$$

El área seccional para el flujo del vapor se calcula mediante la ecuación siguiente:

$$A_v = \frac{\pi D_v^2}{4} \quad (39)$$

La ecuación para el límite de transporte térmico es formalmente idéntica a la del caso para caloductos con mecha de malla; esto es,

$$Q_{LMAX} = \left(\frac{P_{cm} - P_g}{F_x + F_v} \right) \cdot L \quad (40)$$

Sin embargo para el caso de los caloductos con mecha estriada se deberán sustituir en 40 las expresiones correspondientes para P_{cm} , F_x y F_v . P_g está dada por la misma ecuación en ambos casos. El límite por arrastre se determina con la ecuación siguiente:

$$Q_{AUX} = A_v \lambda \sqrt{\frac{\sigma P_g}{2W}} \quad (41)$$

Dado el radio interno del caloducto

$$R_i = \frac{D_i}{2} \quad (42)$$

la anchura de la aleta de la estria se puede calcular con la siguiente ecuación

$$W_f = \frac{\pi (R_{hv} + R_i)}{N_e} - W_i \quad (43)$$

Dado que los mecanismos de transmisión de calor en las zonas de evaporación y condensación son diferentes, las conductividades térmicas de estas zonas en este tipo de caloducto son distintas. La conductividad térmica de la zona de evaporación se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$k_{ec} = \frac{(W_c k_c d) + (W_v k_v) (0.85 W_c d + d_c)}{(W_c + W_v) (0.85 W_c d + d_c)} \quad (34)$$

mientras que la correspondiente a la conductividad térmica de la zona de condensación está dada por la siguiente ecuación:

$$k_{cc} = \frac{(W_c d_c) + (W_v d_v)}{W_c + W_v} \quad (35)$$

El límite por ebullición se determina utilizando la siguiente expresión:

$$Q_{EMAX} = L_e \frac{2 \pi k_{ec} T_v}{\lambda P_v \ln \left(\frac{d_o}{d_i} \right)} \left(\frac{20}{r_n} - P_m \right) \quad (46)$$

donde T_v es la temperatura de la fase vapor del fluido ; L_e es la longitud de la zona de evaporación; y r_n representa el radio de ebullición por núcleos.

El límite sónico del caloducto se calcula mediante la siguiente ecuación

$$Q_{s,MAX} = A_v P_v \lambda \sqrt{\frac{\gamma R T_v}{2(\gamma+1)}} \quad (47)$$

IV.2 Selección del fluido de trabajo

La tabla 5 nos muestra los fluidos candidatos a ser utilizados como fluido de trabajo mostrando algunas de sus propiedades

La tabla 6 nos muestra algunas de las propiedades termofísicas de los fluidos candidatos a ser utilizados como fluido de trabajo.

Tabla 5

Fluido	A	B	C	D	R
Acetona	0-120	57.0	47.0	235.5	0.0012658
Metanol	10-130	64.0	78.5	240.0	0.0025599
Etanol	0-130	78.0	63.0	243.0	0.0017946
Heptano	0-150	98.0	27.0	267.1	0.0008239
Agua	30-200	100.0	218.3	374.1	0.0045666
Freon 113	-10-100	48.0	33.7	214.2	0.0004296
freon 11	-40-120	24.0	43.2	198.0	0.0005860

donde:

A = rango de temperaturas utilizable ($^{\circ}\text{C}$)

B = punto de ebullición a temperatura atmosférica ($^{\circ}\text{C}$)

C = Presión crítica (atm)

D = Temperatura crítica ($^{\circ}\text{C}$)

R = Constante del gas ($1 \text{ atm/sm}^{\circ}\text{K}$)

La relación de calores específicos recomendadas por la literatura disponible es la siguiente:

Tipo de gas	Valor recomendado
-------------	-------------------

Monoatómico	1.67
Diatómico	1.40
Poliatómico	1.33

Tabla 6

T	A	B	C	D	E	F	G	H	I
Agua									
100	2258	958.0	0.60	0.68	0.28	1.27	1.01	1.88	5.89
Acetona									
100	472.0	689.6	6.94	0.148	0.17	0.98	4.43	2.39	1.34
Metanol									
100	980.0	703.6	5.64	0.197	0.211	1.26	4.98	1.92	1.46
Etanol									
90	832.1	725.3	2.59	0.163	0.37	1.07	1.43	1.65	2.04
110	786.6	704.1	5.17	0.160	0.28	1.13	2.66	1.72	1.89
Heptano									
100	319.6	612.0	3.71	0.137	0.21	0.77	1.10	1.09	1.28
Freon 11									
100	146.9	1265	49.04	0.076	0.25	1.31	9.53	0.607	0.90
Pentano									
100	295.7	537.6	16.54	0.124	0.128	0.81	7.19	1.088	0.83

donde:

T = temperatura del fluido de trabajo (°C)

A = calor latente de vaporización (KJ/Kg)

B = densidad de la fase líquida (Kg/m³)

- C = densidad de la fase vapor (Kg/m^3)
- H = conductividad térmica del fluido de trabajo ($\text{W/m}^\circ\text{C}$)
- E = viscosidad dinámica de la fase líquida (cp)
- F = viscosidad dinámica de la fase vapor (cpxE2)
- G = presión de vapor (bar)
- H = calor específico ($\text{KJ/Kg}^\circ\text{C}$)
- I = tensión superficial (N/m E2)

Sustituyendo los valores de las propiedades termofísicas de los fluidos en la fórmula 1 se encontró que el agua fue el fluido que maximizó este valor el cuál presentó el siguiente valor:

$$Np = 4.5476E8 \text{ Kw/m}^2$$

El factor de conductividad del líquido el cuál se calculó mediante la fórmula 2 fue maximizado cuando se propuso el agua como fluido de trabajo. El valor obtenido fue el siguiente:

$$K1Np = 3.0924E-1$$

Dado que el agua fue el fluido que maximizó los factores Np y $K1Np$, se seleccionó este fluido como fluido de trabajo.

Para mostrar Justificar lo anterior a continuación se dan los valores de estos factores para otras sustancias.

Sustancia	Np (Kw/m^2)	$K1Np$ ($Kw/cm^{\circ}C$)
Heptano	1.1915E7	1.5847E-3
Acetona	2.5640E7	3.7947E-3

IV.3 Selección del material de la mecha y del contenedor

Para la selección del material del contenedor y de la mecha se hicieron las siguientes consideraciones:

- 1.- El material del contenedor y de la mecha fué el mismo para evitar el problema de incompatibilidad
- 2.- Para efectos de los diseños preliminares no se consideraron las características corrosivas ni incrustantes de las salmueras, dado que se consideró agua como fluido que cede calor.

La tabla 7 muestra algunas propiedades físicas de los materiales.

Tabla 7

Material	R (g/cm ³)	K _m (W/m°C)	F _u (Kg/cm ²)
Aluminio			
Fundido	2.702	205	844
Alcoa 25	2.702	205	915
Laminado en frío	2.702	205	1689
Latón			
Revalon (Revere			
Copper Brass. Co)	8.585	113	4362
Latón rojo	8.585	113	4574
Cobre (0-100 C)			
Fundido	8.91	394	1196-1407
Recocido fríasado	8.91	394	2251
Estirado en frío	8.91	394	3941
Vidrio	-	0.75	5.25
Níquel (0-100 C)			
Níquel Z (Int. Níquel			
Co.)	8.90	88	7389

Estirado en frío	8.90	88	8444-12315
Recocido	8.90	88	5278

Acero dúctil	7.20	45	2814-1925

Acero Inoxidable (304)			
Recocido	8.02	17.3	5981.5
Rolado en frío	8.02	17.3	13018.5

donde:

R = densidad del material

Km = conductividad térmica del material

Fu = resistencia límite a la tensión

Habiendose sustituido los valores de las propiedades físicas de los diferentes materiales dados en la tabla 6 en la fórmula 3, se encontró que el cobre fué el material que maximizó el parámetro de conductancia, por lo tanto dicho material fué el seleccionado como el material para construir el contenedor y la mecha.

IV.4 Diseños preliminares

Primera mente se hicieron estos diseños preliminares para comprobar si la metodología escogida era la adecuada, además de mostrar paso a paso todo el proceso de cálculo. También sirvieron estos cálculos para darnos una idea del número de caloductos que necesitaríamos para contruir el intercambiador de calor para nuestras necesidades.

El tipo de caloductos que se seleccionó para hacer los primeros cálculos fueron los de mecha de malla, por ser su cálculo más sencillo.

Nota:

Para estos diseños preliminares no se tomaron en cuenta las resistencias térmicas presentes en los caloductos ni las propiedades de los fluidos en contacto con las zonas de evaporación y de condensación respectivamente. Por lo tanto se hicieron los diseños de los caloductos idealmente.

Diseño preliminar I

Para este diseño fueron tomadas las siguientes consideraciones:

- Se consideraron las condiciones de trabajo actuales del evaporador de la máquina Rox Minto
- Agua como fluido de trabajo
- El cobre como material del contenedor y de la mecha

- Mecha de malla como estructura capilar
- la posición horizontal para el funcionamiento del caloducto
- Temperatura de operación del caloducto en la zona de evaporación 100°C
- Longitud de la zona de evaporación = 1.0m
- Longitud de la zona adiabática = 0.127m
- Longitud de la zona de condensación = 1.0m
- Diámetro externo del caloducto = 19.05mm
- Número de mecha = 10629 1/m

Siguiendo la metodología propuesta en la sección IV.1.1 se procedió a realizar los cálculos.

Sustituyendo las propiedades termofísicas del agua y del cobre en la fórmula 6 encontramos el espesor de pared del contenedor.

$$t = 4.5447E-6m$$

pero como el valor mínimo para tubo comercial de cobre es de 0.889mm se escogió este espesor

$$t = .889mm$$

después se calculó la presión de colapso por medio de la ecuación 7 dándonos el siguiente resultado:

$$P = 359.0848 \text{ Kg/cm}^2$$

a continuación se comprobó la expresión 12

$$0.1De > \zeta^*$$

$$1.905\text{mm} > 0.889\text{mm}$$

Después se dieron las especificaciones del contenedor

tubo (3/4 pulg.) 20R WGa

$$De = 19.05\text{mm}$$

$$\zeta^* = 0.889\text{mm}$$

$$Di = 17.272\text{mm}$$

A continuación se calculó el espesor de las tapas de los extremos del caloducto mediante la fórmula 12, obteniéndose el siguiente resultado

$$\zeta_e = 1.5\text{mm}$$

La presión hidrostática se calculó con la fórmula 13

$$Pg = 162.32 \text{ N/m}^2$$

la porosidad de la mecha se calculó con la fórmula 15 dando el siguiente resultado

$$\epsilon = 0.67568$$

la permeabilidad de la mecha se calculó mediante la fórmula 16 obteniéndose el siguiente resultado

$$K = 3.2907E-11$$

El diámetro de vapor se calculó con la fórmula (5) dando el siguiente resultado,

$$12.172mm$$

el área de vapor se calculó con la fórmula 17 obteniéndose el siguiente resultado

$$A_w = 1.4351E-4 \text{ m}^2$$

la presión capilar máxima se calculó mediante la fórmula 18 dando el siguiente resultado

$$P_{cm} = 2504.2 \text{ N/m}^2$$

con las propiedades termofísicas del fluido de trabajo y el área de la mecha sustituidas en la fórmula 19 calculamos el coeficiente de fricción para la fase li

$$F_l = 1326.312 \text{ N/m}^2/\text{Kw m}$$

El coeficiente de vapor para la fase vapor se calculó mediante la fórmula 20 obteniéndose el siguiente resultado

$$F_v = 521.6 \text{ N/m}^2/\text{Kw m}$$

con lo obtenido anteriormente y sustituido en la fórmula 21 se calculó el límite por transporte térmico

$$QLMAX = 0.5958 \text{ Kw}$$

con la fórmula 22 se calculó el área de vapor

$$Av = 9.9791E-5 \text{ m}^2$$

teniendo el área de vapor y las propiedades termofísicas del fluido de trabajo sustituyéndolas en la fórmula 23 se obtuvo el límite por arrastre

$$QAMAX = 5.6066 \text{ Kw}$$

con la fórmula 24 se calculó la conductividad térmica efectiva del caloducto

$$ke = 1.3295E-3 \text{ Kw/m}^\circ\text{K}$$

utilizando la fórmula 25 se calculó el límite por ebullición

$$QEMAX = 2.4868 \text{ Kw}$$

para el cálculo del límite sónico se utilizó la fórmula 26 obteniéndose el siguiente resultado

$$QSMAX = 40.9620$$

para el cálculo del número de caloductos necesarios para transportar una cantidad dada de calor, se divide dicha cantidad de calor entre el límite de transporte de calor más pequeño, el cual fue el límite por

transporte térmico

$$N_t = \frac{Q_a \text{ TRANSPORTAR}}{Q_{\text{MÁXIMO}}}$$

$$N_t = 336$$

Además de este cálculo se hicieron otros 6 más para demostrar la utilidad de la metodología propuesta. En la tabla 8 se muestran los parámetros utilizados en estos diseños y en las tablas 9 y 10 se muestran los resultados obtenidos. De dichas tablas se puede observar lo siguiente:

- Para nuestras necesidades de transporte de calor la posición óptima del caloducto es la vertical
- Un caloducto puede transportar más calor conforme se aumenten sus dimensiones como lo son: L_e , D_v , etc

Nota

La letra E significa que el número que le precede está multiplicado por 10 y el número que le sigue a la letra E es la potencia a la que esta elevada el número 10.

N	= número de mecha	1/m
d	= diámetro del alambre de la malla	m
E	= porosidad de la mecha	-
K	= permeabilidad de la mecha	m ²
P _{cm}	= presión capilar	N/m ²
L	= longitud total del caloducto	m
L _e	= longitud de la zona de evaporación	m
L _a	= longitud de la zona adiabática	m
L _c	= longitud de la zona de condensación	m
F _l	= factor de fricción de la fase líquida	N/m ² /KW m
F _v	= factor de fricción de la fase vapor	N/m ² /KW m
k _e	= conductividad térmica efectiva	KW/m °K
QLMAX	= límite por transporte térmico	KW
QAMAX	= límite por arrastre	KW
QEMAX	= límite por ebullición	KW
QSMAX	= Límite sónico	KW
NT		---

Tabla 9

Parámetros	A	B	C	D
De	19.05E-3	19.05E-3	19.05E-3	22.225E-3
Posición	hor	ver	ver	ver
Dv	1.127E-2	1.127E-2	1.127E-2	1.444E-2
t	889E-6	889E-6	889E-6	889E-6
te	0.0015	0.0015	0.0015	0.0015
tw	0.003	0.003	0.003	0.003
Tipo de tubo	20 BWG _a	20BWG _a	20BWG _a	20BWG _a
Ps	162.32	19989.5	19989.5	19989.5
N	10629	10629	10629	10629
d	37E-6	37E-6	37E-6	37E-6
E	0.6756	0.6756	0.6756	0.6756

K	3.29E-11	3.29E-11	8.58E-10	8.58E-10
Pcm	2504.2	2504.1	463.66	463.66
L	2.127	2.127	2.127	2.127
Le	0.127	0.127	0.127	0.127
Lc	1.0	1.0	1.0	1.0
F1	1326	1326	50.82	50.82
Fv	521.6	521.6	521.6	521.6
ke	1.32E-3	1.32E-3	1.40E-3	1.40E-3
QLMAX	0.5958	5.7232	16.79	40.94
QAMAX	5.6066	5.6066	2.4741	4.0642
QEMAX	2.4868	2.4868	2.6397	3.2432
QSMAX	40.962	40.962	40.962	67.286
NT	336	80	81	62

Tabla 10

Parámetros	E	F	B
De	22,22E-3	25,4E-3	25,4E-3
Posición	ver	ver	ver
Dv	1,444E-2	1,76E-3	1,76E-3
t	889E-6	889E-6	889E-6
te	0,0015	0,002	0,002
tw	0,003	0,003	0,003
Tipo de tubo	20BWGa	20BWGa	20BWGa
Pa	19989,5	19989,5	19989,5
N	10629	10629	1968
S	37E-6	37E-6	215E-6
E	0,6756	0,6756	0,65107

	3.29E-11	3.26E-11	8.58E-10
Dom	2504.2	2504.1	463.66
	2.127	2.127	2.127
Le	0.127	0.127	0.127
Lc	1.0	1.0	1.0
F1	1084.9	917.9	35.171
Fv	193.30	87.322	87.322
ke	1.32E-3	1.32E-3	1.32E-3
QLMAX	8.2736	10.52	78.50
QAMAX	9.2089	13.703	6.0467
QEMAX	3.0554	3.6218	3.8444
QSMAX	67.284	168.9	168.9
NT	66	55	52

CAPITULO V

CONSIDERACIONES PARA EL CALCULO DE CALODUCTOS (DISEÑO REAL)

VI.1 Metodología para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor total del caloducto

Hasta este momento solo se ha calculado el calor que puede transportar el caloducto sin tomar en cuenta las propiedades de los fluidos que estarán en contacto con las zonas de evaporación y condensación, ni las resistencias térmicas presentes en el caloducto. Por tal razón es necesario calcular los coeficientes de transferencia de calor de película de los fluidos y los coeficientes de transferencia de calor del contenedor, estructura capilar y del espacio de vapor.

Antes de iniciar con el análisis del modelo matemático del coeficiente total de transferencia de calor de un caloducto se describirá brevemente el modelo físico.

Dado que todo coeficiente de transferencia de calor está relacionado con una resistencia térmica y esta provoca una caída de temperatura a continuación se describirán las caídas de temperatura presentes en los caloductos. La primera caída de temperatura se origina en la película de fluido que se adhiere a la pared externa del caloducto en la zona de evaporación; la siguiente se debe a la resistencia que ofrece la pared del contenedor al paso de calor; a continuación se presenta una caída de temperatura en la estructura capilar saturada de fluido;

después se presenta otra caída de temperatura en el espacio de flujo de vapor en la zona adiabática. En la zona de condensación se presentan también tres caídas de temperatura similares a las de la zona de evaporación.

Las figuras 21 (a y b) muestran el modelo físico de las caídas de temperatura presentes en un caloducto y sus resistencias térmicas equivalentes.

La ecuación que define un flujo de calor es la siguiente:

$$Q = \frac{1}{R_r} (T_1 - T_2) \quad (48)$$

Para superficies cilíndricas la resistencia térmica está definida por la ecuación de Fourier de la siguiente manera:

$$R_r = \frac{\ln \left(\frac{r_c}{r_o} \right)}{2\pi L k} \quad (49)$$

y la ecuación de Clausius Claperyon define la convección en el vapor adaptada para caloductos es:

$$R_c = \frac{T_v F_v \left(\frac{L_c}{6} + L_c + \frac{L_c}{2} \right)}{P_v \lambda J} \quad (50)$$

Las caídas de temperatura presentes en el caloducto se definen de la siguiente manera:

$$(\Delta T_1) = t_{fe} - t_{fde} \quad (51)$$

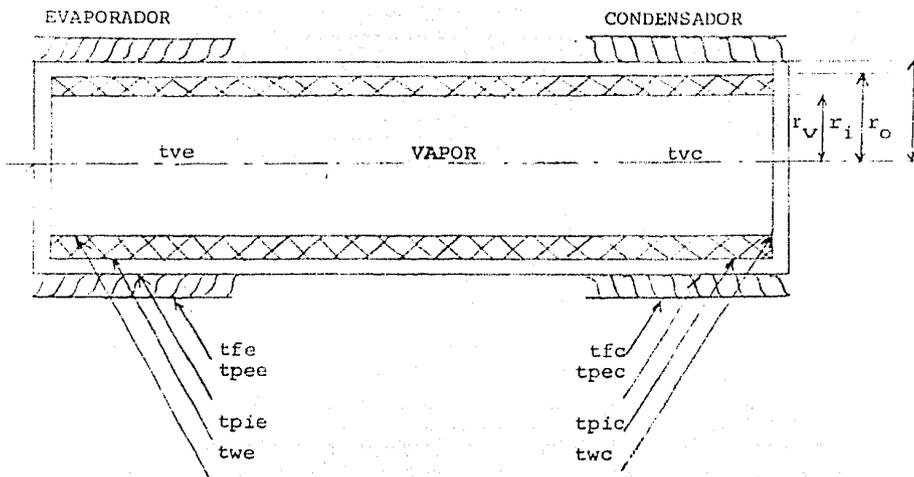


FIGURA 21 (a).- TEMPERATURAS EXISTENTES EN UN CALODUCTO =

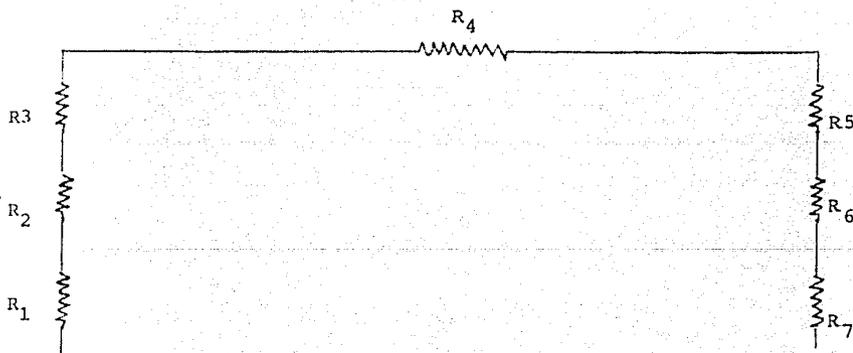


FIGURA 21 (b).- RESISTENCIAS TERMICAS DE UN CALODUCTO

$$(\Delta T_2) = t_{fee} - t_{pie} \quad (52)$$

$$(\Delta T_3) = t_{pie} - t_{we} \quad (53)$$

$$(\Delta T_4) = t_{ve} - t_{vc} \quad (54)$$

$$(\Delta T_5) = t_{wc} - t_{pic} \quad (55)$$

$$(\Delta T_6) = t_{pic} - t_{pec} \quad (56)$$

$$(\Delta T_7) = t_{pec} - t_{fc} \quad (57)$$

y las resistencias térmicas correspondientes a las caídas de temperatura anteriores son las siguientes:

$$R_1 = \frac{1}{2^{1/4} \gamma_0 L_c h_{ee}} \quad (58)$$

La resistencia térmica de película del fluido en contacto con la zona de evaporación está definida de la siguiente manera: donde:

$$h_{ee} = h_{fe} + h_{pe}$$

donde:

h_{fe} = coeficiente de transferencia de calor de la incrustación en la zona de evaporación.

h_{pe} = coeficiente de transferencia de calor de película en la zona de evaporación

Para el cálculo de (h_{pe}) se procede de la siguiente manera:

utilizando dos relaciones que nos definen el Número de Nusselt nos fue posible calcular el coeficiente de transferencia de calor para la zona

de evaporación las cuales son las siguientes:

$$Nu = \frac{D_e h_{pe}}{k} \quad (59)$$

$$Nu = 0.33 Re^{0.66} Pr^{0.33} \left(\frac{\mu}{\mu_p} \right)^{0.14} \quad (60)$$

la ecuación anterior es aplicable para flujo turbulento cuando $Re > 2200$ igualandolas y despejando el coeficiente de transferencia de película en la zona de evaporación (h_{pe}).

donde:

$$h_{pe} = \frac{0.33 Re^{0.66} Pr^{0.33} \left(\frac{\mu}{\mu_p} \right)^{0.14} k_p}{D_e} \quad (61)$$

Re es el Número de Reynolds y se define con la expresión siguiente:

$$Re = \frac{G D_e}{\mu} \quad (62)$$

donde:

G es la velocidad másica de la salmuera y está definida con la siguiente ecuación:

$$G = \frac{G_{\text{sal}} \text{ TOTAL}}{A_{\text{mas}}} \quad (63)$$

donde:

A_{max} es el área máxima de paso de la salmuera a través del haz de caloductos y es normal a la dirección del flujo. Para su cálculo se utilizó la siguiente relación:

$$A_{max} = L_e \times D \times (N_t \times L_e \times D_e) \quad (64)$$

donde:

L_e = longitud de la zona de evaporación

D = longitud de la hilera con más caloductos

N_t = número de caloductos

D_e = diámetro externo de los caloductos

La figura (21c) nos muestra el A_{max} en un intercambiador de tubo y coraza

El Número de Prandtl se define con la siguiente relación

$$Pr = \frac{c \mu_v}{k} \quad (65)$$

donde:

c = calor específico del fluido en contacto con la zona de evaporación del caloducto

k = conductividad térmica del fluido

(μ_v) = viscosidad dinámica del fluido

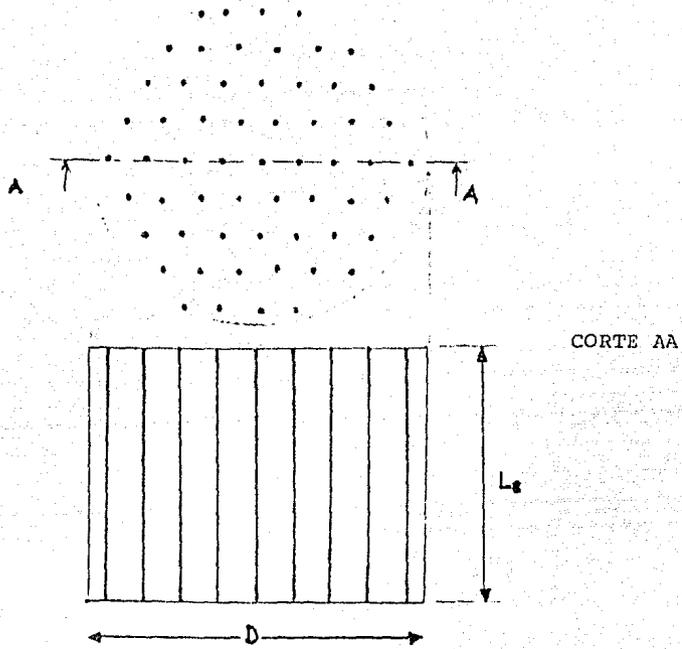


FIGURA 21 (c).- CORTE DE UN INTERCAMBIADOR QUE MUESTRA EL A_{MAX}

μ = viscosidad dinámica del fluido

r_o = radio externo del caloducto

L_e = longitud de la zona de evaporación del caloducto

Resistencia térmica del contenedor en la zona de evaporación

$$R_{2e} = \frac{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{2\pi k_m L_e} \quad (65)$$

donde:

r_i = radio interno del caloducto

k_m = conductividad térmica del material del caloducto

La resistencia térmica de la estructura capilar en la zona de evaporación se calculó mediante la siguiente ecuación:

$$R_3 = \frac{\ln\left(\frac{r_v}{r_w}\right)}{2\pi k_{ee} L_e} \quad (67)$$

donde:

r_v = radio de vapor

k_{ee} = conductividad térmica de la estructura capilar en la zona de evaporación

La resistencia térmica en el espacio de flujo de vapor se calculó mediante la ecuación siguiente:

$$R_1 = \frac{T_v F_w \left(\frac{L_e}{v} + L_e + \frac{L_e}{v}\right)}{P_w 2 J} \quad (68)$$

donde:

T_v = temperatura de la fase vapor del fluido de trabajo

F_v = coeficiente de fricción para la fase vapor

L_a = longitud de la zona adiabática del caloducto

L_c = longitud de la zona de condensación

(ρ_v) = densidad de la fase vapor del fluido de trabajo

(λ) = Calor latente de vaporización del fluido de trabajo

J = equivalente mecánico del calor

Nota

Dado que este término tiene una magnitud muy pequeña con respecto a los demás para cálculos ingenieriles generalmente se desprecia, y en nuestros diseños nosotros no lo tomamos en cuenta

Cálculo de la resistencia térmica de la mecha en la zona de condensación

$$R_{52} = \frac{\ln\left(\frac{r_i}{r_o}\right)}{2\pi L_c k_{ec}} \quad (69)$$

donde:

k_{ec} = conductividad térmica de la estructura capilar en la zona de condensación.

La resistencia térmica del contenedor en la zona de condensación se

calculó con la siguiente ecuación:

$$R_6 = \frac{1/\rho \left(\frac{y_0}{\gamma_i} \right)}{2\pi L_c k_m} \quad (70)$$

La resistencia térmica de película del fluido en contacto con la zona de condensación se calculó mediante la siguiente ecuación:

$$R_7 = \frac{1}{2\pi y_0 L_c h_{ec}} \quad (71)$$

donde:

$$h_{ec} = h_{pc} + h_{fc}$$

el cálculo de (h_{pc}) se efectuó de la siguiente manera:

$$h_{pc} = \frac{q}{(T_p - T_{sat})} \quad (72)$$

utilizando la ecuación de Rohsenow para ebullición nucleada para encontrar la densidad de flujo de calor que se expresa mediante la siguiente ecuación:

$$q = g \mu_e \lambda \sqrt{\frac{m_e - m_{cr}}{\sigma}} \left[\frac{C_e (T_p - T_{sat})}{\lambda C'} \right]^{\frac{1}{n}} Re_1^{-m} \quad (73)$$

$$n = 0.33$$

$$m = 1.77$$

$$C' = 0.01$$

sustituyendo lo anterior en la ecuación () nos quedó la expresión:

siguiente:

$$h_{pc} = g \mu_e \lambda \sqrt{\frac{\rho_l - \rho_v}{\sigma}} \left[\frac{C_l}{\lambda C'} \right]^{1/4} \left[\frac{(\rho_l - \rho_v)^{1/2}}{(\rho_l - \rho_v)} \right]^{1/4} Pr_l^{-1/4} + h_{pc} \quad (74)$$

donde:

g = constante de la aceleración de la gravedad

h_f = coeficiente de transferencia de calor de correspondiente al ensuciamiento en la zona de condensación

μ_e = viscosidad dinámica del fluido en contacto con la zona de condensación

λ = calor latente de vaporización del fluido

ρ_l = peso específico en fase líquida

ρ_v = peso específico en fase vapor

σ = tensión superficial del fluido

C_l = calor específico del fluido

t_f = temperatura del fluido en la pared del tubo

t_{sat} = temperatura de saturación del fluido

Pr_l = número de Prandtl del fluido

Ya obtenidos las resistencias térmicas individuales de las diferentes partes del caloducto, se calculó la resistencia térmica total del caloducto de la manera siguiente:

$$R_t = R_1 + R_2 + R_3 + R_4 + R_5 + R_6 + R_7$$

esto es:

$$R_t = \left[\frac{1}{2\pi r_o L_e h_{cc}} + \frac{1/2 (r_o/r_i)}{2\pi L_e k_m} + \frac{1/2 Pr_l (r_o/r_i)}{Pr_l 2\pi} + \frac{1/2 (r_i/r_o)}{2\pi L_e h_{cc}} + \frac{1/2 (r_o/r_i)}{2\pi L_e k_m} + \frac{1}{2\pi L_e r_o h_{cc}} \right] \quad (75)$$

por lo tanto:

$$\Delta T = Q R$$

$$Q = A_p \Delta T \left[\frac{\pi v_o^2}{2\pi v' L_c h_{ee}} + \frac{\pi v_o^2 \ln(r_o'/r_i)}{2\pi L_c k_m} + \frac{\pi v_o^2 \ln(r_o/v_o)}{2\pi L_c h_{ec}} + \right. \quad (76)$$

$$\left. \frac{\pi v_o^2 T_v F_r \left(\frac{L_c}{\delta} + L_1 + \frac{L_c}{\delta} \right)}{Pr \lambda d} + \frac{\pi v_o^2 \ln(r_o'/r_o)}{2\pi L_c h_{ec}} + \frac{\pi v_o^2 \ln(r_o/r_o')}{2\pi L_c k_m} + \frac{\pi v_o^2}{2\pi v' L_c h_{ec}} \right]^{-1}$$

entonces el coeficiente total de transferencia de calor nos queda de la forma siguiente:

$$U_{HP} = \left[\frac{v_o}{2 L_c h_{ee}} + \frac{v_o^2 \ln(r_o'/r_i)}{2 L_c k_m} + \frac{v_o^2 \ln(r_o'/r_o)}{2 L_c h_{ec}} + \right. \quad (77)$$

$$\left. \frac{\pi v_o^2 T_v F_r \left(\frac{L_c}{\delta} + L_1 + \frac{L_c}{\delta} \right)}{Pr \lambda d} + \frac{v_o^2 \ln(r_o/v_o)}{2 L_c h_{ec}} + \frac{v_o^2 \ln(r_o/r_o')}{2 L_c k_m} + \frac{v_o}{2 L_c h_{ec}} \right]^{-1}$$

Con todo lo calculado anteriormente y con la ayuda de la ecuación general de transferencia de calor se calculó el calor real transportado por un caloducto de la siguiente manera:

$$Q_{HP} = A_p (t_{ree} - t_{rec}) U_{HP} \quad (78)$$

donde:

A_p = área seccional del caloducto

t_{ree} = temperatura de la pared externa del caloducto
en la zona de evaporación

t_{rec} = temperatura de la pared externa del caloducto
en la zona de condensación

0.2 Cálculo de los coeficientes de transferencia de calor de película de los fluidos en contacto con las zonas de evaporación y condensación

Observaciones

- Se tomaron las condiciones de trabajo del intercambiador de calor de la máquina Rox Minto
- Para efectos de los diseños preliminares se consideró agua a 100 °C como fluido transmisor de calor (en contacto con la zona de evaporación)
- No se tomó en cuenta ningún coeficiente de ensuciamiento por incrustación en la zona de evaporación ni en la zona de condensación
- Se consideró Freon 12 como fluido al que se le cedió calor

Para la zona de evaporación se calculó primeramente el área máxima de paso por donde pasará el fluido caliente. Como referencia se tomó un intercambiador en el cuál la hilera con mayor número de tubos contenía 14 para el cuál correspondió un diámetro interno de coraza de 0.4 m y una longitud para la zona de evaporación de los caloductos de 0.7 m. Para calcular este parámetro se utilizó la fórmula 64 y sustituyendo los datos dados anteriormente se obtuvo el siguiente resultado

$$A_{max} = 0.031 \text{ m}^2$$

Cálculo de la velocidad másica del fluido que estará en contacto con la zona de evaporación.

Para esto se consideró un gasto de 12500 Kg/h de este fluido que es el gasto que se suministra al evaporador que actualmente funciona en la planta de ciclo Rankine Orgánico con una potencia aproximada de 10 Kwe. Utilizando la fórmula 53 se obtuvo el siguiente resultado

$$G = 112 \text{ Kg/m}^2 \text{ seg}$$

A 100 C el agua tiene una viscosidad de 0.3547 cp (centipoises)

Cálculo del número de Reynolds

para calcular este parámetro utilizamos la fórmula 62 y se obtuvo el resultado siguiente

$$Re = 8020.3$$

El número de Prandtl se tomó de [19]

$$Pr = 2.12$$

para efecto de los diseños preliminares la relación de viscosidades se tomó igual a uno.

Cálculo del número de Nusselt

para este fin utilizamos la fórmula 60 dando el siguiente resultado

$$Nu = 93.05$$

con todos los parámetros anteriores se calculó el coeficiente de transferencia de calor del fluido en contacto con la zona de evaporación utilizando la fórmula 56

$$h_{pe} = 2.4988 \text{ Kw/m}^2 \text{ K}$$

Cálculo del coeficiente de transferencia de calor de película del fluido en contacto con la zona de condensación del caloducto

Para éste calculo se utilizó la fórmula (74), y con los datos siguientes:

- g = aceleración de la gravedad [9.81 m/s^2]
- (μ_f) = viscosidad dinámica del fluido orgánico [$0.1296 \text{ E-4 Kg seg/m}$]
- (λ) = calor latente de vaporización [24.95 Kcal/Kg]
- (ρ_l) = peso específico del líquido [1115.66 Kg/m^3]
- (ρ_v) = peso específico del vapor [114.72 Kg/m^3]
- (σ) = tensión superficial [3.26 E-4 Kg/m]
- C_l = calor específico del líquido [$0.2828 \text{ Kcal/Kg}^\circ\text{K}$]
- k = conductividad térmica del fluido [$0.05994 \text{ Kcal/h m}^\circ\text{K}$]
ref. [20]

además se hizo la siguiente consideración [$t_p - t_{sat}$] = 3°K

$$h_{pc} = 60.496 \text{ Kw/m}^2 \text{ }^\circ\text{K}$$

CAPITULO VI

DISEÑO REAL DE LOS CALODUCTOS

Una vez probada la metodología de cálculo nos fué posible implementar dos programas de computadora uno para cada tipo de caloducto de los mencionados en este trabajo para hacer más sencillo y rápido su cálculo.

El fluido de trabajo seleccionado fué el agua por ser según lo estudiado en la sección IV.2, el que presenta las propiedades termofísicas mas altas para el rango de temperaturas en que trabajarán los caloductos.

El material seleccionado para el contenedor y para la estructura capilar fué el cobre por ser el material que presentó el valor más alto de conductividad; haciendoce la aclaración que para esta fase del proyecto no se tomó en cuenta la compatibilidad entre este material y los fluidos en contacto con la zona de evaporación y condensación del caloducto.

En el apéndice B.1 se muestran los diagramas de flujo de dichos programas y en el apéndice B.2 se muestran los programas CAL01 y CAL02 así como los resultados obtenidos.

VI.1.1 Comentarios al Programa CAL01

Se asignaron valores para las dimensiones del caloducto como lo son:

- longitud de la zona de evaporación (Le)
- longitud de la zona adiabática (La)
- longitud de la zona de condensación (Lc)
- diámetro externo del caloducto (De)
- espesor del contenedor (r')
- espesor de mecha (Z.W)
- posición del caloducto vertical

Los datos anteriores se dan a continuación para las corridas del programa que se hicieron.

No. de Corrida	Le (m)	La (m)	Lc (m)	De (m)
1	1.0	0.127	1.0	0.0254
2	0.1	0.7	0.7	0.0254

Dado que se observó en los diseños preliminares que los caloductos transportan una cantidad mayor de calor a medida que se aumenta su diámetro se escogió el diámetro de 0.0254m (1 pulg.) por ser un tamaño comercial de tubo y ser el tipo de caloducto más estudiado en la literatura disponible.

- El espesor de pared del contenedor se tomó de los diseños preliminares dado que la presión a la que estarán sometidos es pequeña y puede ser soportada por tubos comerciales de espesor mínimo disponible.

- Se supuso una caída de temperaturas entre la pared externa de la zona de evaporación y la pared externa de la zona de condensación igual a 10°C .
- Los valores del número de mecha (N) y el diámetro del alambre del que están constituidas se tomaron de la tabla F-147 [1].
- Los calibres del contenedor fueron tomados de la tabla 7.1 [1].
- Los valores de la porosidad de la mecha fueron calculados previamente para los diferentes números de mecha y se dan como datos en el programa y se calcularon para números de mecha comprendidos entre 236 y 15748 (1/m).
- También se calculó previamente las conductividades de las mechas propuestas y se dan como dato en el programa; también calculadas para los números de mecha comprendidos entre 236 y 15748 (1/m). La tabla No. 11 muestra los diferentes números de mecha y el valor del diámetro del alambre del cual están constituidas y además sus respectivas porosidades y conductividades térmicas calculadas a la temperatura de 100°C .

- En este programa ya se tomaron en cuenta los coeficientes de transferencia de calor de los fluidos en contacto con la zona de evaporación y de condensación del caloducto así como las resistencias térmicas presentes en el mismo.
- Los resultados de las corridas del programa se muestran gráficamente en las figuras: 29, 30, y 31

Tabla 11

N	d	(ϵ)	k_w
(1/m)	(m)	(-)	(Kw/m ² K)
15748	25E-6	0.67533	1.3305E-3
12795	30E-6	0.68345	1.3067E-3
10629	37E-6	0.67568	1.3295E-3
9055	44E-6	0.67144	1.3421E-3
7874	53E-6	0.65585	1.3899E-3
6692	64E-6	0.64680	1.4187E-6
5511	76E-6	0.65460	1.3938E-3
4724	91E-6	0.64549	1.4229E-3
3937	110E-6	0.64286	1.4315E-3
3149	131E-6	0.65981	1.3775E-3
2755	152E-6	0.65466	1.3936E-3
2362	180E-6	0.64938	1.4104E-3
1968	215E-6	0.65107	1.4050E-3
1771	247E-6	0.63926	1.4433E-3
1574	290E-6	0.62357	1.4965E-3
1377	340E-6	0.61391	1.3949E-3
1181	390E-6	0.62017	1.5083E-3

N = número de mecha

d = diámetro del alambre de la mecha

(ϵ) = porosidad de la mecha

k_e = conductividad térmica de la mecha

VI.1.2. Comentarios al Programa CAL02

Se asignaron valores para las dimensiones del caloducto como lo son:

- longitud de la zona de evaporación (Le)
- longitud de la zona adiabática (La)
- longitud de la zona de condensación (Lc)
- diámetro externo del contenedor (De)
- espesor de pared del contenedor (ϵ^*)
- ancho de la estria (canal) (w)
- Profundidad de la estria (δ)
- Posición del caloducto vertical

De los datos anteriores se dan a continuación los que se mantienen constantes en todo el programa

No. de corrida	Le (m)	La (m)	Lc (m)	(De) (m)
1	1.0	0.127	1.0	0.0254
2	0.7	0.1	0.7	0.0254
3	0.5	0.1	0.4	0.0254

El dato del diámetro externo del caloducto permanece constante en todas las corridas del programa por las razones expuestas con anterioridad. Los valores de ancho y profundidad de canal se variaron para observar que efecto tenían en el transporte de calor del caloducto.

- Se dan como dato también los coeficientes de transferencia de calor de los fluidos en contacto con la zona de evaporación y condensación del caloducto
- Se supuso una diferencia de temperaturas entre las paredes externas del caloducto en la zona de evaporación y condensación igual a 10°C .
- Los valores del coeficiente friccional para flujo laminar [FR] se tomaron de la tabla 2.4 [2].
- Los valores de ancho y profundidad de canal se asignaron de acuerdo a los valores que se encontraron en la literatura disponible.

VI.2 Interpretación de Resultados

VI.2.1 Programa CALOI

- El número de mecha es un factor que no afecta considerablemente el transporte real de calor, esto puede observarse claramente en la gráfica de la figura 29.
- El factor que más afecta el transporte de calor como se puede observar en los resultados del programa es el espesor de la mecha, dado que actúa como resistencia térmica y es la limitante más importante que se debe de tomar en consideración.
- En la gráfica de la figura 30 se observa que los caloductos aumentan su capacidad de transporte de calor al aumentar sus dimensiones, principalmente aumentando las dimensiones de la zona de evaporación.
- Los límites por transporte térmico, arrastre, ebullición, y sónico no nos limitan en forma considerable el funcionamiento del caloducto dado que trabajarán a bajas temperaturas, esto puede observarse en la gráfica de la figura 31

- De los números de mecha recomendados en la literatura con el que podemos transportar mas calor es el que tiene una valor de (7874 1/m).

VI.2.2 Programa CAL02

- De los resultados obtenidos podemos observar que el número de canales [estrias] afecta considerablemente en el transporte de calor esto puede observarse en la gráfica de la figura 32.
- En la gráfica de la figura 33 se observa que el caloducto conduce una cantidad mayor de calor cuando la profundidad del canal es menor.
- Se observa que a menor valor de la relación (ancho del canal/Profundidad del canal) la cantidad de calor que puede conducir el caloducto es mayor.
- Los límites de transporte térmico, arrastre, ebullición, y sónico tiene un efecto mínimo en el transporte de calor dadas las bajas temperaturas a las que trabajarán los caloductos esto se observa en la gráfica de la figura 34.

- El tamaño del caloducto sí nos afecta en forma considerable el transporte de calor pudiéndose observar en la gráfica de la figura 33 que a mayor longitud de caloducto, mayor es la cantidad de calor que podemos transportar.
- En la gráfica de la figura 35 se hace la comparación del funcionamiento de los dos tipos de caloductos estudiados en este trabajo, pudiéndose observar que el caloducto estriado tiene mejores características de funcionamiento que los de mecha de malla.
- Los resultados obtenidos en los programas están de acuerdo a los resultados que se presentan en la literatura disponible.

CONCLUSIONES

- De los resultados obtenidos del estudio teórico de los caloductos, se observa que estos dispositivos funcionando en las condiciones propuestas resultarán poco eficientes para transferir los aprox. 200 Kwt necesarios para el funcionamiento de la planta de ciclo Rankine Orgánico de capacidad aprox. de 10Kwe puesto que sería necesarios una cantidad sumamente grande de caloductos y el tamaño del evaporador resultaría en consecuencia demasiado grande.
- Una alternativa que se propone para mejorar la eficiencia de los caloductos es el disminuir la resistencia térmica que se presenta en la estructura capilar, y para lograrlo es necesario estudiar otros tipos de estructuras capilares que presenten una resistencia menor al flujo de calor.
- Otra alternativa puede ser el desarrollar un fluido de trabajo que presente mejores propiedades termofísicas que las del agua para las temperaturas propuestas.

SIEMBOLOGIA

- A_{max} = área máxima para el paso del fluido que cede calor a través del haz de caloductos que es normal a la dirección del flujo
- A_V = área de flujo de vapor en el caloducto
- A_W = área seccional de la estructura capilar
- A_P = área seccional del caloducto
- D = diámetro de coraza del intercambiador de valor
- D_e = diámetro externo del caloducto
- D_v = diámetro del espacio de vapor
- d = diámetro de alambres de malla
- f_u = resistencia límite a la tensión del material de la malla y el contenedor
- F_l = coeficiente de fricción del fluido de trabajo en fase líquida
- F_v = coeficiente de fricción del fluido de trabajo en fase vapor
- F_{eRel} = constante que depende de la geometría de estría
- g = constante de la aceleración de la gravedad
- G = velocidad másica
- h_{ee} = coeficiente de transferencia de calor externo en la zona de evaporación
- h_{ec} = coeficiente de transferencia de calor externo en la zona de condensación
- h_{fe} = coeficiente de transferencia de calor de la incrustación

- en la zona de evaporación
- h_{fc} = coeficiente de transferencia de calor de la incrustación en la zona de condensación
- h_{pe} = coeficiente de transferencia de calor de película en la zona de evaporación
- h_{pc} = coeficiente de transferencia de calor de película en la zona de condensación
- J = equivalente mecánico del calor
- k_l = conductividad térmica del fluido de trabajo en fase líquida
- k_m = conductividad térmica del material de la mecha y el contenedor
- k = conductividad térmica del fluido que cede calor
- k = permeabilidad de la mecha
- k_e = conductividad térmica efectiva de la malla
- k_{ee} = conductividad térmica de las estrias en la zona de evaporación
- k_{ec} = conductividad térmica de las estrias en la zona de condensación
- L = longitud total del caloducto
- L_a = longitud de la zona adiabática
- L_e = longitud de la zona de evaporación
- L_c = longitud de la zona de condensación
- m_e = peso específico del fluido en contacto con la zona de condensación en fase líquida
- m_v = peso específico del fluido en contacto con la zona

de condensación en fase vapor

N = número de mecha

N_t = número de caloductos

N_e = número de estrias

Nu = número de Nusselt

P = presión de colapso

P_g = presión hidrostática en el interior del caloducto

P_{cm} = presión capilar máxima

Pr = número de Prandtl

Q_{AMAX} = límite por arrastre

Q_{LMAX} = límite por transporte térmico

Q_{EMAX} = límite por ebullición

Q_{SMAX} = límite sónico

Q_{HF} = calor real transportado por un caloducto

q = densidad de flujo térmico

R = constante del gas

R_m = radio medio de flujo de vapor

R_{h1} = radio hidráulico de estria

R_{hv} = radio hidráulico de vapor en para caloductos
estriados

Re = número de Reynolds

R_t = resistencia térmica total del caloducto

R_1 = resistencia térmica externa en la zona de
evaporación

R_2 = resistencia térmica del contenedor en la zona de
evaporación

- R3 = resistencia térmica de la estructura capilar en la zona de evaporación
- R4 = resistencia térmica en el espacio de vapor
- R5 = resistencia térmica de la estructura capilar en la zona de condensación
- R6 = resistencia térmica del contenedor en la zona de condensación
- R7 = resistencia térmica externa en la zona de condensación
- tfe = temperatura del fluido en contacto con la zona de evaporación
- tfc = temperatura del fluido en contacto con la zona de condensación
- tree = temperatura de pared externa del caloducto en la zona de evaporación
- treec = temperatura de pared externa del caloducto en la zona de condensación
- treei = temperatura de pared interna del caloducto en la zona de evaporación
- treeic = temperatura de pared interna del caloducto en la zona de condensación
- tve = temperatura de vapor en la zona de evaporación
- tvc = temperatura de vapor en la zona de condensación
- twe = temperatura de la estructura capilar en la zona de evaporación
- twc = temperatura de la estructura capilar en la zona de condensación

de condensación

- T_v = temperatura del fluido de trabajo en fase vapor
- T_{sat} = temperatura de saturación del fluido en contacto con la zona de condensación
- U_{HP} = coeficiente total de transferencia de calor del caloducto
- w = ancho de la estria
- w_f = ancho de aleta
- γ = ángulo de inclinación del caloducto
- α = relación entre ancho y profundidad de la estria
- γ = relación de calores específicos del fluido de trabajo
- δ = profundidad de estria
- Δp = diferencia entre la presión interna y externa del caloducto
- ϵ = porosidad de la mecha
- λ = calor latente de vaporización del fluido de trabajo
- μ_l = viscosidad dinámica del fluido de trabajo en fase líquida
- μ_v = viscosidad dinámica del fluido de trabajo en fase vapor
- μ = viscosidad dinámica del fluido en contacto con la zona de evaporación
- ρ_l = densidad del fluido de trabajo en fase líquida
- ρ_v = densidad del fluido en fase vapor
- ρ_m = densidad del material del la mecha y el contenedor

- δ^* = espesor de pared del contenedor
- δ_e = espesor de las tapas de los extremos del contenedor
- δ_w = espesor de mecha
- σ = tensión superficial
- (μ_p/μ) = relación de viscosidades del fluido en contacto con la zona de condensación en la pared del caloducto y a su alrededor

BIBLIOGRAFIA

CALODUCTOS

- (1). S. W. Chi: Heat Pipes Theory and Practice.
McGraw-Hill Book Company, (1976)
- (2). F.D. Dunn, D.A. Reay: Heat Pipes 2nd Edition.
Pergamon Press, (1978)
- (3). M.N. Ivanovskii, V. P. Sorokin and I.V. Yasodki: The Physicals Principles of Heat Pipes, Traslation by R. Berman, Clarendon Press, Oxford, (1982)
- (4). Latrofa, Enrico; Renzo Lazzereti: Sui Tubi di Calore.
Revista La Termotecnica No.8, pag 394-406, (1971)

ENERGETICOS

Estanques Solares

- (5). Dr. Jorge M. Huacuz; Ing. Jesús Castañeda; et al;
Estanques Solares Instituto de Investigaciones Eléctricas,
Informe Anual, (1982)

Geotermia

- (6). Simposio Internacional Sobre Energía Geotérmica en
América Latina: Reporte, Guatemala, Guatemala, (1976)
- (7). Raúl De La Parra Dávalos: Estado Actual de la Energía
Geotérmica en México, C.F.E, (1980)
- (8). Energéticos: Boletín Informativo del Sector Energético,
Año 3, No.3, Marzo (1979)
- (9). Informe del Grupo Técnico Sobre Energía Geotérmica
Correspondiente a su Segundo Período de Sesiones;
Boletín Informativo del Sector Energético, Marzo, (1979)
- (10). A. Hinojosa and A. García: Evaluation of Geothermal
Waste Fluids in Los Azufres México for the Binary Cycle
Process. International Conference, The Future of Small
Energy Resources, UNITAR, (1981)

- (11). Othman Yasin and Zekai Kutun: Operational Problems Encountered in Heat Exchangers Used for Geothermal Energy Utilitation. Heat Exchangers, Thermal Hydraulic Fundamentals and Design, Mc-Graw Hill, (1981)
- (12). Fortunato Garibaldi: Effect of Some Hidrodinamic Parameters on the Silica Deposition. Geothermal Institute of Auckland, (1980)
- (13). J.A. Apps: Boletin. Lawrence Barkeley Laboratory, Noviembre (1977)
- (14). Hank J.A. and Nekoksa G.: Corrosion Monitoring in the Cooling Systems of the Geysers Geothermal Plants, California, Presented During Corrosion, Houston Texas, March, (1976)

Fluidos de Desacho en la Industria

- (15). Beno Sternlicht: Waste Energy Recovery an Excellent Investment Opportunity. Energy Convers Mgmt, (1982)

TRANSFERENCIA DE CALOR

- (16). Donald Q Kern: Transferencia de Calor 13 edición.
C.E.C.S.A., (1978)
- (17). Dr. Celidonio F.G. Dispenza: Trasmissione del
Calore Nei Circuiti Convoglianti Liquidi in Ebollizion.
Istituti di Gasdinamica, Universita di Palermo,
Nota tecnica No. J, Ottobre, (1971)

MATERIALES

- (18). Brady G.S.: Material Handbook 10th Edition.
McGraw-Hill, (1973)
- (19). Weast R.C.: Handbook of Chemistry and Physics
10th Edition. CRC Press Inc, (1974-1975)

FLUIDOS

Agua

- (20). Tablas de Vapor: Editorial Servicios y Representaciones
de Ingenieria, (1980)

Frønes

(21). E.I. du Pont de Nemours and Company, Inc.: Tablas de Fluidos Orgánicos, (1955 - 1956)

(22). Erik Oberg, Franklin D. Jones et al: Machinery Handbook 21st. Edition, Industrial Press Inc., (1979)

APENDICE A

PROBLEMAS PRESENTES AL UTILIZAR BALBUERAS GEOTERMICAS

A.1 Formas de prevención y remoción de incrustaciones

Método de control Clave

1.-Limpieza Periódico

- | | |
|--------------------------------------|---|
| a).Remoción física (raspado, golpeo) | c |
| b).Golpeo térmico | c |
| c).Limpieza ultrasónica | c |
| d).Técnicas de cavitación | a |
| e).Desprendimiento de envoltura | c |

Limpieza continuo

- | | |
|---|---|
| a).Remoción física
(Raspado, limpieza a chorro) | c |
| b).Limpieza ultrasónica | c |
| c).Erosión | c |
| d).Sólidos suspendidos, remoción por filtración
(Convencional, cama de arena), ciclones
centrífugos floculación | a |

3.-Prevención

- | | |
|--------------------------------------|--|
| a).Modificación de fluido geotérmico | |
|--------------------------------------|--|

- i). Química (flotación, precipitación) a
- ii). Interacción fluidos superficie
(Plásticos) x
- iii). Control de nucleación por catálisis c
- iv). Pre y post precipitación c
- v). Dilución d
- b). Campos electrostáticos y magnéticos c
- c). Otros métodos
 - i). Bombeo Down hole d
 - ii). Operación a mínima eficiencia a

4.-Modificaciones de diseño

- a). Modificación del diseño para propiciar el flujo turbulento a
- b). Modificación del diseño para minimizar los efectos de la incrustación (intercambiadores de contacto directo y de lecho fluidizado) x

Interpretación de claves:

- a = Investigación con desarrollo requerido menor de 5 años
- b = Investigación con desarrollo requerido mayor de 5 años
- c = Tecnología incierta, puede ser desarrollada, se requiere de innovaciones
- d = Series de desventajas debido a la tecnología, a costos
- x = Tecnología disponible

A2 CORROSION

Hay cuarenta mecanismos de corrosión y fallas metálicas que han sido estudiadas. A continuación se presentan aquellos que requieren atención especial en los sistemas geotérmicos donde domina el líquido.

1. Formación de arco

Se refiere a defectos de fabricación de los equipos

2. Frasilización azul

Se refiere a las fallas de fragilidad que pueden tener los materiales del acero de bajo carbono y baja aleación tensionados

3. Corrosión por presencia de CO_2 .

Si el vapor de agua se condensa y se convierte a líquido en una superficie metálica enfriada, si en el agua tenemos disuelto algo de CO_2 se produce ácido carbónico. Aceros al carbono son especialmente susceptibles a corroerse por la acción del ácido. Particularmente la corrosión es severa en las siguientes circunstancias.

- a) A temperaturas arriba de 160 F
- b) A presiones arriba de 1500 psia
- c) Cuando la presión parcial del CO_2 excede a 15 psia
- d) Cuando el rango de PH está entre 4 - 5.5

Nota:

La presencia de Co en compañía de CO_2 puede causar embrietamiento

transgranular en áreas de tensión alta; incluso a temperatura ambiente.

4. Fisuras cáusticas

Son debidas a soluciones alcalinas que afectan aceros al carbon a temperaturas mayores de 220 F, y aceros inoxidable del tipo 304 a temperaturas de 300 F. Si los materiales son sometidos a tensiones altas, esta condición nos aumenta la velocidad de fisuración.

5. Cavitación corrosión

Se da principalmente en dispositivos que giran a gran velocidad y que experimentan cambios de presión, dicha condición produce burbujas de aire que actúan como focos de corrosión.

6. Corrosión por asrietamiento

Materiales diferentes, microestructuras diferentes y concentraciones de solutos diferentes forman celdas (ánodo - cátodo), al estar en contacto con un electrolito.

Las grietas causan diferencias de concentraciones donde puede presentarse la corrosión.

7. Erosión corrosión

La corrosión sin picadura (corrosión plana) es frecuentemente acompañada por el desarrollo de una capa continua de productos de corrosión, muchos de los cuales son barreras de difusión, y de tal manera baja la velocidad del sistema agua - metal, porque ellos polarizan las superficies anódicas o catódicas.

Si la capa continua es removida, especialmente en forma irregular, el resultado es la generación de celdas eléctricas diferenciales que pueden acelerar la corrosión donde la capa ha sido removida.

8. Corrosión galvánica

Diferentes electrodos en un electrolito pueden tener diferentes potenciales eléctricos, y el voltaje producido producirá una corriente a través del sistema electrodo - electrolito - electrodo. La corriente causará que el ánodo suelte electrones, con el acompañamiento de la solubilización de metal sólido a iones. Por ejemplo: aceros al carbono tienen microestructuras como la ferrita y la cementita. La ferrita es anódica con respecto a la cementita, y cuando las introducimos en un líquido conductor, los electrones que fluyen del ánodo al cátodo provocan una disolución uniforme del metal.

Generalmente éste tipo de corrosión es tolerable a temperatura ambiente y en soluciones con PH neutral.

9. Ampulas de hidrógeno

La presencia de hidrógeno puede dañar los metales al producirse las ampulas de hidrógeno y la fragilización del material. No obstante de que existe la probabilidad de fragilización en sistemas sobrepresurizados, la probabilidad es pequeña; dado que las fallas por ampulamiento ocurrirán primero.

El ampulamiento ocurre cuando el hidrógeno atómico generado en la superficie de reacciones de corrosión (cátodo) penetra dentro del

metal, la cantidad de hidrógeno es pequeña, y el hidrógeno formado es gas diatómico en la superficie del metal, el cual es incapaz de penetrar en el metal. Sin embargo, en presencia de H₂S, cianuros, arsenatos, arsénico, ó bisulfuro de carbono, el hidrógeno tiende a permanecer en forma atómica, y éste sí puede ser conducido fácilmente dentro del metal, con la ayuda de la concentración y presión inherentes en el sistema.

Algunas discontinuidades en los materiales como lo son: inclusiones, huecos, grietas, etc., actúan como barreras de flujo de hidrógeno monoatómico, y cuando una cantidad de éstos hidrógenos se combinan con gas hidrógeno, forman ampúlas en el material que posteriormente provocaran fracturas. Los aceros son los materiales más susceptibles a sufrir éste tipo de corrosión.

10. Corrosión por esfuerzos de fisuración

Cuando aleaciones dúctiles bajo esfuerzos de tensión encuentran un medio específico de corrosión, puede ocurrir la falla llamada corrosión por esfuerzos de fisuración. Casi todos los materiales son susceptibles a éste tipo de falla.

Estas fisuras son generalmente no ramificadas, y se presentan en forma inter y transgranular. Los agentes más comunes que promueven éste tipo de falla son los siguientes:

- a). mercurio, amoníacos, sulfatos en contacto con latón
- b). cáusticos y cloruros en contacto con aceros inoxidables
- c). nitratos en contacto con aceros

d). Sulfuro de hidrógeno en contacto con aceros sometidos a grandes esfuerzos

Salmueras neutrales aereadas son particularmente dañinas a aceros inoxidables del tipo 304, 316L, 321 y 347 AISI, arriba de los 150 -160 F, aún teniendo una pequeña concentración de cloruros, es suficiente para causar fisuración.

11. Fatiga térmica

Se debe a los esfuerzos presentes en los materiales sometidos a ciclos (o cambios) de temperatura experimentados durante el servicio. La fatiga puede ocurrir en la superficie en forma bastante simple, o aparecer como una cadena de fisuras longitudinales.

La magnitud de los esfuerzos causados por la fatiga térmica en una aleación, es directamente proporcional al coeficiente de expansión térmica y al cambio de temperatura que ocurre durante el ciclo.

La cantidad crítica de esfuerzos que el material puede acumular además de la propagación de fisuras es dependiente de las propiedades del metal, como son: cedencia al esfuerzo, ductilidad y microestructura. La cantidad de factores que acortan la vida del material bajo estas condiciones son:

- a). Descarburización de los aceros
- b). Oxidación
- c). Grado de carburización

A.3 METODOS DE UTILIZACION DE SALMUERAS

Ciclo Binario.

Como su nombre lo indica, es un ciclo donde intervienen dos fluidos; uno que cede calor y el otro que lo absorbe. Este calor se transmite mediante un intercambiador de calor. Al fluido que cede calor se le llama fluido primario, y al que absorbe calor se lo denomina secundario.

Como se mencionó anteriormente el calor es transmitido mediante un intercambiador de calor del fluido primario al secundario. El efecto de esta transmisión de calor, es que el fluido secundario pasa de la fase líquida a la fase gaseosa. El fluido secundario ya en forma de gas es conducido a la turbina que a su vez se encuentra acoplada a un generador. Se utiliza el ciclo Rankine en este proceso.

La figura 22 nos ilustra una planta funcionando con ciclo Rankine utilizando un intercambiador de calor funcionando con ciclo Binario

La figura 23 nos muestra el diagrama Presión - Entalpía de un ciclo Rankine Orgánico.

Entre los fluidos geotérmicos que proporcionan calor se mencionan los siguientes:

1.- Agua de Pozo (bombeada ó de flujo natural)

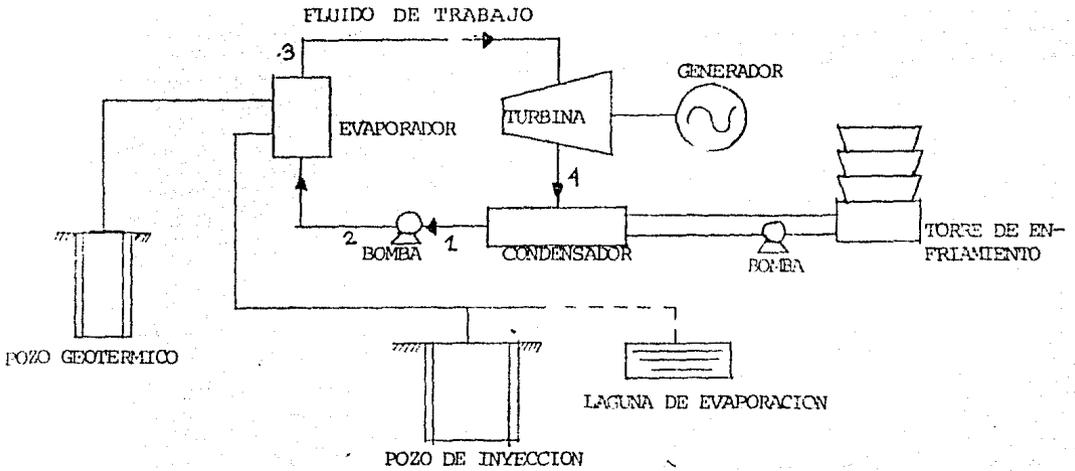
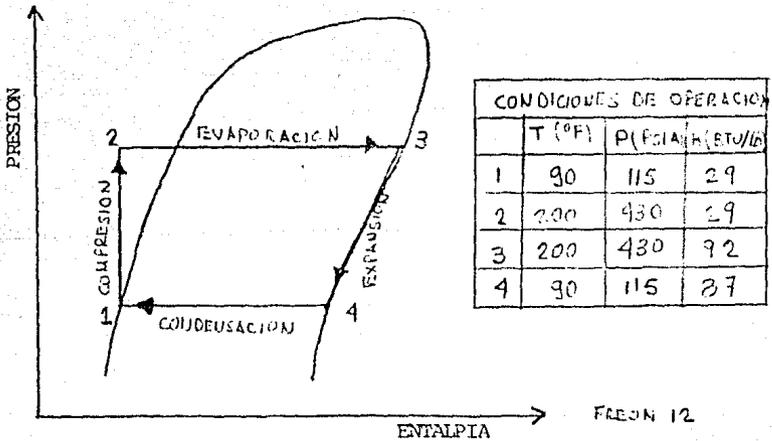


FIGURA 22.- SISTEMA DE CICLO BINARIO UTILIZANDO FLUIDOS GEOTERMICOS



- 2.- Vapor separado
- 3.- Agua separada
- 4.- Agua de manantiales geotérmicos

Entre los fluidos que pueden utilizarse como fluidos secundarios se mencionan los siguientes:

- 1.- Dióxido de carbono
- 2.- Freónes
- 3.- Amoníaco
- 4.- Isobutano
- 5.- En general sustancias orgánicas de bajo punto de ebullición

En los azufres Michoacán están en operación dos plantas una de 50 Kw instalada en 1981 y utilizando Freón 113 como fluido secundario, y otra de 10 Kw también instalada en 1981 y utilizando Freón 12.

Tipos de intercambiadores de calor que se han experimentado para la utilización del ciclo binario utilizando salmuera geotérmica.

Intercambiadores de calor de contacto directo

Los intercambiadores de calor de contacto directo son aquellos donde dos fluidos inmiscibles a diferentes temperaturas se ponen en contacto, y uno de los fluidos cambia de fase. De este modo se obtiene gran eficiencia en la transferencia de calor.

La figura 24 nos muestra esquemáticamente un intercambiador de contacto directo.

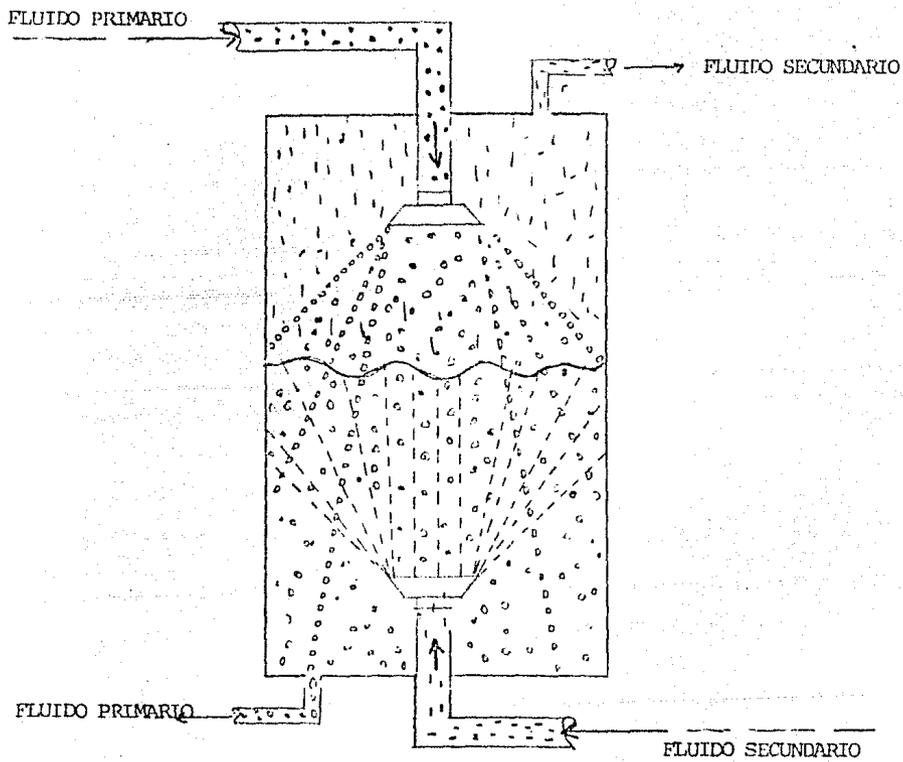


FIGURA 24.- ESQUEMA DE UN INTERCAMBIADOR DE CONTACTO DIRECTO.

Actualmente se ha utilizado este tipo de equipos para la desalinización del agua de mar y se pretende utilizarlos para la generación de energía eléctrica.

Las características que debe tener el fluido secundario según el investigador Tabor Bornick (11)son:

- a). Alto peso molecular
- b). Baja velocidad en la tobera
- c). Flujo másico grande
- d). Técnicamente estable a temperaturas elevadas por tiempos elevados
- e). Baja solubilidad en la salmuera geotérmica

Este tipo de intercambiador funciona eficientemente a presiones bajas. El principal problema de este proceso, es la recuperación de fluido de trabajo en el agua gastada y en los gases no condensables.

Los fluidos de trabajo que pueden utilizarse en este tipo de intercambiador son muy variados y entre ellos se pueden mencionar los siguientes:

- a). Pentanos
- b). Butanos
- c). Freones
- d). Refrigerantes

Ventajas y desventajas del ciclo binario de contacto directo

Comparando éste ciclo con otros ofrece grandes perspectivas para su

utilización. La ventaja principal de este tipo de intercambiador, es que se elimina el problema de incrustación, además de que aumenta la transferencia de calor dado que no existen superficies metálicas de transferencia que actúan como resistencias.

La desventaja que existe en la utilización de éste tipo de intercambiador es que los fluidos en contacto no son completamente inmiscibles, por lo que se experimenta una pérdida de fluido de trabajo; por otro lado deben de ser eliminados los gases no condensables presentes en la salmuera geotérmica.

Intercambiadores de calor de lecho fluidizado

Este tipo de intercambiadores fue propuesto para eliminar los problemas ocasionados por las incrustaciones. Los lechos fluidizados consisten en una cama de partículas sólidas y de un fluido que pasa hacia arriba a través de ellos. Esta es una característica que lo hace diferente a los intercambiadores de calor de tubo y coraza. La figura 25 nos muestra un equipo de este tipo de equipos.

Ventajas y desventajas de este tipo de intercambiadores.

El lecho fluidizado inhibe la incrustación, además de que se ha encontrado un aumento sensible del coeficiente de transferencia de calor. La desventaja, puede ser la erosión que sufre el intercambiador por la acción abrasiva de las partículas sólidas.

Intercambiadores de calor de tubo y coraza

Este tipo de intercambiadores es el que ha sido usado comunmente, dada la experiencia que se tiene en este tipo de equipos. La figura 26 nos ilustra un intercambiador de este tipo.

Generalmente en este tipo de intercambiadores la salmuera se conduce por dentro de los tubos para que la remoción de las incrustaciones sea más rápida y eficiente.

Si no se utiliza algún método preventivo para evitar las incrustaciones, el equipo baja rápidamente su eficiencia.

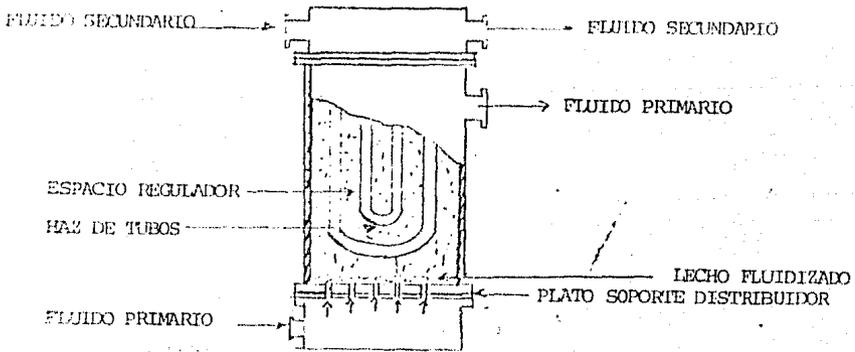


FIGURA 25.- PARTES CONSTITUTIVAS DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE LECHO FLUIDIZADO.

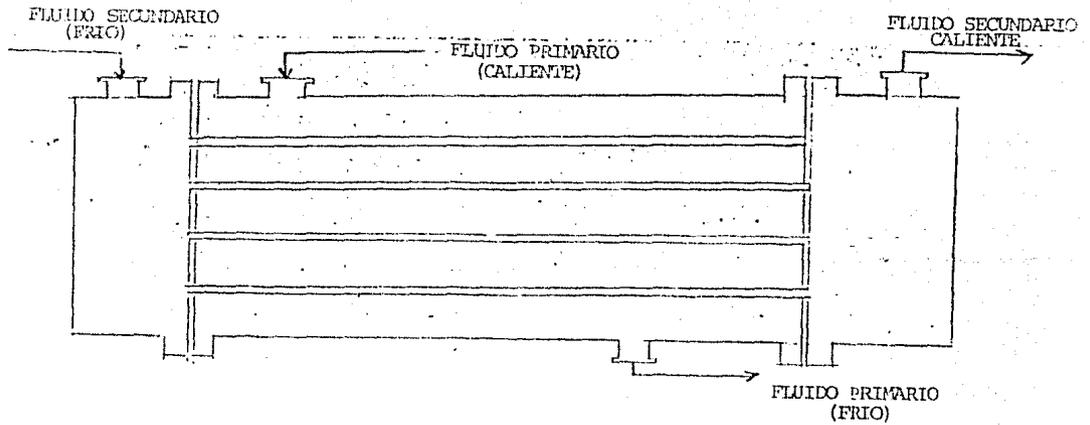


FIGURA 26.- ESQUEMA DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBO Y CORAZA

APENDICE B

PROGRAMAS PARA EL CALCULO Y DIMENSIONAMIENTO DE CALODUCTOS

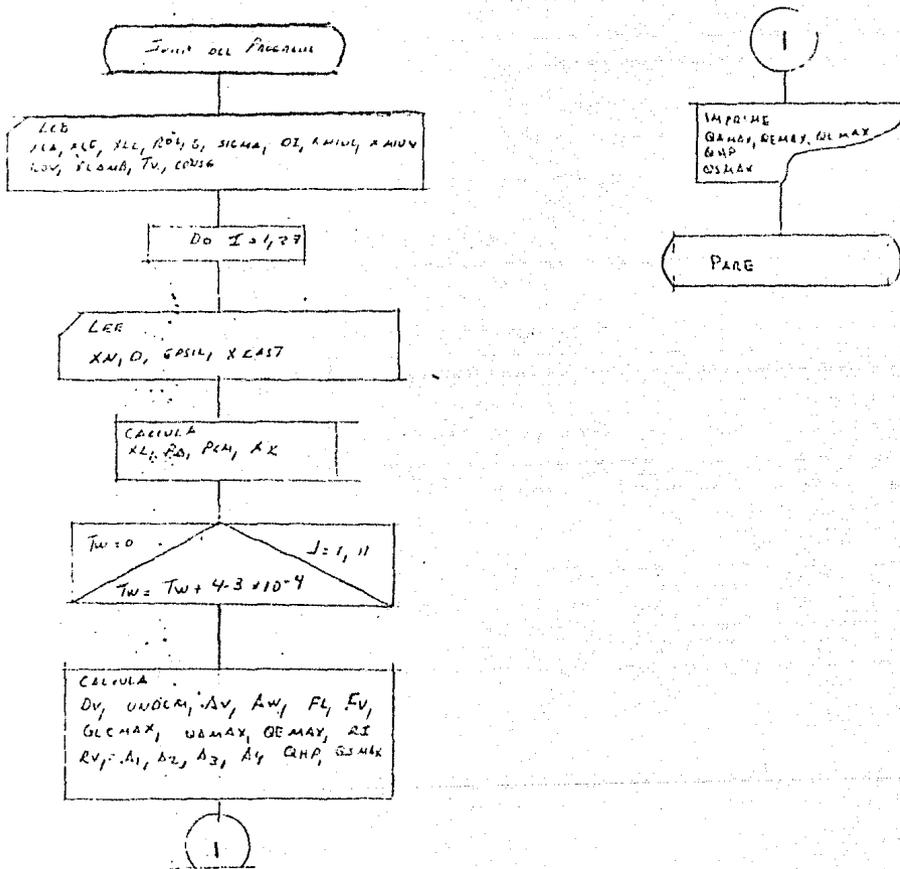


FIGURA 27.- DIAGRAMA DE FLUJO DEL PROGRAMA CALO 1.

```

0001 C
0002 C
0003 C
0004 C
0005 C
0006 C
0007 C
0008 C
0009 C
0010 C
0011 C
0012 C
0013 C
0014 C
0015 C
0016 C
0017 C
0018 C
0019 C
0020 C
0021 C
0022 C
0023 C
0024 C
0025 C
0026 C
0027 C
0028 C
0029 C
0030 C
0031 C
0032 C
0033 C
0034 C
0035 C
0036 C
0037 C
0038 C
0039 C
0040 C
0041 C
0042 C
0043 C
0044 C
0045 C
0046 C
0047 C
0048 C
0049 C
0050 C
0051 C
0052 C
0053 C
0054 C
0055 C
0056 C
0057 C

```

PROGRAMA CALOI

```

PROGRAMA PARA EL DISEÑO Y SELECCION DE CALODUCTOS
ESTE PROGRAMA SE UTILIZA PARA EL CALCULO DE CALODUCTOS EN
POSICION VERTICAL Y CUANDO LA ZONA DE EVAPORACION SE EN
CUENTRA DEBAJO DE LA ZONA DE CONDENSACION
LISTA DE VARIABLES Y UNIDADES
XLA=LONGITUD DE LA ZONA ADIABATICA DEL CALODUCTO (M)
XLE=LONGITUD DE LA ZONA DE EVAPORACION DEL CALODUCTO (M)
XLC=LONGITUD DE LA ZONA DE CONDENSACION DEL CALODUCTO (M)
ROL=DENSIDAD DE LA FASE LIQUIDA (Kg/m3)
G=CONSTANTE DE LA ACELERACION (GRAVEDAD) (M/Seg2)
SIGMA=TENSION SUPERFICIAL DE LA FASE LIQUIDA (N/M)
DI=DIAMETRO INTERNO DEL CONTENEDOR (M)
XHIU=VISCOSIDAD DINAMICA DE LA FASE LIQUIDA (Kg/Seg/m2)
XHIU0=VISCOSIDAD DINAMICA DE LA FASE VAPOR (Kg/Seg/m2)
ROV=DENSIDAD DE LA FASE VAPOR (Kg/m3)
XLAMB=CALOR LATENTE DE VAPORIZACION (KJ/Kg)
TV=TEMPERATURA DEL VAPOR (K)
GAMA=RELACION DE CALORES ESPECIFICOS (--)
DELTA=DIFERENCIA DE TEMPERATURAS ENTRE LA PARED DEL
CALODUCTO EN LA ZONA DE EVAPORACION Y LA PARED DEL
CALODUCTO EN LA ZONA DE CONDENSACION (K)
TW=ESPESOR DE LA MECHA (M)
XN=NUMERO DE MECHA (1/M)
D=DIAMETRO DEL ALAMBRE DE LA MECHA (M)
EPSIL=POROSIDAD DE LA MECHA (--)
XKAST=CONDUCTIVIDAD TERMICA DE LA MECHA (KW/M-K)
LISTA DE LIMITES Y UNIDADES
QMAX=LIMITE POR GERASIS (KW)
QEMAX=LIMITE POR EBULLICION (KW)
QLMAX=LIMITE POR TRANSPORTE TERMICO (KW)
QHT=LIMITE DE TRANSMISION DE CALOR REAL (KW)
QCNAX=LIMITES SONICO (KW)
UNDCN=NUMERO DE CAPAS DE MECHA (--)
DIMENSION TW(20),X2(20,1)
READ(5,*)XLA,XLE,XLC,ROL,G,SIGMA,DI,XHIU,XHIU0,ROV,XLAMB,TV,
FCNSG,GAMA,DELTA,XN,D,EPSIL,XKAST
I1=0
READ(5,*)(TW(I),I=1,20)
READ(5,*)(X2(I,J),J=1,11,I=1,20)
DO 300 I=1,20
READ(5,*)XN,D,EPSIL,XKAST
XL=XLE+XLA+XLC
PG=ROL*G*XL

```

```

0058      PCM = 4.0*SIGMA*XN
0059      XK = (PI**2)*(EPSIL**3)/(122.0*((1.0-EPSIL)**2))
0060      I1=I1+1
0061      WRITE(6,400)XN
0062      WRITE(6,250)
0063      DO 310 J=1,11
0064      IF (X2(I,J).EQ.0)GO TO 300
0065      XTW=TW(I)*X2(I,J)
0066      DV=DI-(2.0*(XTW))
0067      UNDCM=XTW/DV
0068      AV=0.7854*(DV**2)
0069      AW = 0.7854*((DI**2)-(DV**2))
0070      FL = (9.81*XMIUL)/(XK*AW*XLAMB*ROL)
0071      FV = (399.6954*XMIUV)/((DV**4)*ROV*XLAMB)
0072      QLCMAX = ((PCM+FG)/(FL+FV))/(XL)
0073      QAMAX = (AV*XLAMB)*(((SIGMA*ROV*XN)/(1.0-XND))**0.5)
0074      QEMAX = (((6.2832E-3*XK*ST*TV)/(XLAMB*ROV*LOG(DI/DV)))
0075      *(7.8740E6*SIGMA-PCM))*XLE
0076      RO = RE/2.0
0077      RI = DI/2.0
0078      RV = DV/2.0
0079      A1 = LOG(RO/RJ)
0080      A2 = LOG(RI/RV)
0081      A3 =(RO/(2.0*XLE*HEE))+((RO**2.0)*A1/(2.0*XLC*XKH))
0082      A4 =( (RO**2.0)*A2/(2.0*XLE*XKAST))+( (RO**2.0)*A2/
0083      *(2.0*XLC*XKAST))
0084      A5 =( (RO**2.0)*A1/(2.0*XLC*XKH))+(RO/(2.0*XLC*HEE))
0085      A6 =A3+A4+A5
0086      UHP = 1.0/A6
0087      AHP = (3.1416/4.0)*(DE**2.0)
0088      QHP = AHP*UHP*DELT
0089      QSMAX=(AV*ROV*XLAMB)*(((QAMAX*CONSC*TV)/(2*(QAMA+1.0))**0.5)
0090      WRITE(6,200)QAMAX,QEMAX,QLCMAX,QHP,QSMAX,UNDCM
0091      FORMAT(1X,6(F9.5,3X))
0092      200      310      CONTINUE
0093      250      FORMAT(2X,' QAMAX',6X,' QEMAX',6X,' QLCMAX',9X,' QHP ',6X,
0094      $' QSMAX ',7X,' UNDCM')
0095      400      FORMAT(/,2X,' XN =',F7.1,/)
0096      300      CONTINUE
0097      STOP
0098      END

```


0001 C
0002 C
0003 C
0004 C
0005 C
0006 C
0007 C
0008 C
0009 C
0010 C
0011 C
0012 C
0013 C
0014 C
0015 C
0016 C
0017 C
0018 C
0019 C
0020 C
0021 C
0022 C
0023 C
0024 C
0025 C
0026 C
0027 C
0028 C
0029 C
0030 C
0031 C
0032 C
0033 C
0034 C
0035 C
0036 C
0037 C
0038 C
0039 C
0040 C
0041 C
0042 C
0043 C
0044 C
0045 C
0046 C
0047 C
0048 C
0049 C
0050 C
0051 C
0052 C
0053 C
0054 C
0055 C
0056 C
0057 C

PROGRAMA CAL02

PROGRAMA PARA EL DISEÑO Y SELECCION DE CALODUCTOS

ESTE PROGRAMA SE UTILIZA PARA EL CALCULO DE CALODUCTOS EN
POSICION VERTICAL Y CUANDO LA ZONA DE EVAPORACION SE
ENCUENTRA DEBAJO DE LA ZONA DE CONDENSACION
LA ESTRUCTURA CAPILAR SE COMPONE DE ESTRIAS (CANALES
LONGITUDINALES RECTANGULARES)

LISTA DE VARIABLES Y UNIDADES

- XLA = LONGITUD DE LA ZONA ADIABATICA -----(M)
- XLE = LONGITUD DE LA ZONA DE EVAPORACION -----(M)
- XLD = LONGITUD DE LA ZONA DE CONDENSACION -----(M)
- ROD = DENSIDAD DE LA FASE LIQUIDA DEL F.DE T. -----(KG/M3)
- ROV = DENSIDAD DE LA FASE VAPOR DEL F.DE T. -----(KG/M3)
- G = CONSTANTE DE LA ACCELERACION DE LA GRAVEDAD -----(M/SEC2)
- SIGMA = TENSION SUPERFICIAL DEL F.DE T. -----(NM/M)
- DE = DIAMETRO EXTERNO DEL CONTENEDOR -----(M)
- DI = DIAMETRO INTERNO DEL CONTENEDOR -----(M)
- ESPOR = ESPESOR DE LA PARED DEL CONTENEDOR -----(M)
- XMIU = DENSIDAD DE LA FASE LIQUIDA DEL F.DE T. ----(KG-SEG/M2)
- XMIUV = DENSIDAD DE LA FASE VAPOR DEL F.DE T. ----(KG-SEG/M2)
- XLAMB = CALOR LATENTE DE VAPORIZACION -----(KJ/KG)
- TV = TEMPERATURA DEL VAPOR -----(K)
- CONSO = CONSTANTE DEL GAS -----(J/KG-K)
- DELTA = PROFUNDIDAD DEL CANAL -----(M)
- W = ANCHO DEL CANAL -----(M)
- XKL = CONDUCTIVIDAD TERMICA DEL F.DE T. -----(KW/M-K)
- XKM = CONDUCTIVIDAD TERMICA DEL MATERIAL DEL CALODUCTO
------(KW/M-K)

DIFT = DIFERENCIA DE TEMPERATURAS ENTRE LA PARED DE LA ZONA
DE EVAPORACION Y LA PARED DE LA ZONA DE
CONDENSACION -----(K)

HEE = COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR DEL FLUIDO EN
CONTACTO CON LA ZONA DE EVAPORACION -----(KW/M2-K)

HEC = COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR DEL FLUIDO EN
CONTACTO CON LA ZONA DE CONDENSACION -----(KW/M2-K)

GAMA = RELACION DE CALORES ESPECIFICOS -----(--)

LISTA DE RESULTADOS Y UNIDADES

- QLMAX = LIMITE POR TRANSPORTE TERMICO -----(KW)
- QAMAX = LIMITE POR ARRASURE -----(KW)
- QEMAX = LIMITE POR ERULLICION -----(KW)
- QSNAX = LIMITE SONICO -----(KW)
- QHP = LIMITE DE TRANSPORTE REAL DE CALOR -----(KW)
- W = ANCHO DEL CANAL -----(M)
- DELTA = PROFUNDIDAD DEL CANAL -----(M)
- N = NUMERO DE CANALES EN EL CALODUCTO -----(--)

```

0058      DIMENSION A1(100),FR(100)
0059      WRITE (6,250)
0060      READ (5,8)XLA,XLE,XLC,RDL,G,SIGMA,DE,DI,XMIUL,XMIUV,ROV,
*XLAMB,TU,CONSG,XKL,XKM,HEE,HEC,GAMA,T,DIFF
0061      READ(5,8)(A1(I),FR(I),I=1,100)
0062      XL=XLE+XLA+XLC
0063      W=0
0064      DO 300 J=1,10
0065      W=W+0.0003
0066      DELTA=0
0067      DO 400 K=1,10
0068      DELTA=DELTA+0.0005
0069      ALFA=W/DELTA
0070      IF (ALFA.GT.1.0)GO TO 400
0071      CONTINUE
0072      DV=DI-(2.0*DELTA)
0073      PG=RDL*G
0074      N=0
0075      DO 500 L=1,3
0076      N=N+36
0077      RM=(DV+DELTA)/2.0
0078      EPSIL=(N*W)/(2.0*3.1416*RM)
0079      RHL=(2.0*W*DELTA)/(W+(2.0*DELTA))
0080      AW=2.0*3.1416*RM*DELTA
0081      PCH=(2.0*SIGMA)/W
0082      J1=1
0083      IF (A1(J1).LT.ALFA)GO TO 1000
0084      AX1=A1(J1)
0085      FRX1=FR(J1)
0086      GO TO 1002
0087      1000  J1=J1+1
0088      GO TO 1001
0089      1002  CONTINUE
0090      XK=(2.0*EPSIL*(SHL**2.0))/FRX1
0091      FL=(XMIUL*9.81)/(XK*AW*XLAMB*RDL)
0092      RHV=DV/2.0
0093      AV=(3.1416/4.0)*(DV**2.0)
0094      FV=(8.0*XMIUV*9.81)/((RHV**2.0)*AV*ROV*XLAMB)
0095      QLMAX=((PCH+PG)/(FL+FV))/XL
0096      QAMAX=(AV*XLAMB)*(((SIGMA*ROV)/(2.0*W))
0097      **0.5)
0098      RI=DI/2.0
0099      SDR=((3.1416/N)*(RHV*RI))
0100      IF (SDR.LT.W) GO TO 500
0101      WF=SDR-W
0102      B1=(WF*XKL*XK/(DELTA)+(W*XKL*(0.185*WF*XKM+(DELTA*XKL)))
0103      B2=((W+WF)*(0.185*WF*XKM+(DELTA*XKL)))
0104      XKEE=B1/B2
0105      XKEC=((W*XKL)+(WF*XKM))/(W+WF)
0106      AU=(2.0*3.1416*XKEE*TV)/(250*1000*LOG(DI/DV))
0107      UEMAX=((2.0*SIGMA/2.59E-7)-PCH)*AD*XLE
0108      QSMAX=(AU*ROV*XLAMB)*(((GAMA*CONSG*TV)/(2.0*(GAMA+J.0)))**0.5)
0109      RO=DE/2.0
0110      A2=LOG(RO/RI)
0111      A3=LOG(RI/RHV)
0112      A4=(RO/(2.0*XLE*HEE))+((RO**2.0)*A2/(2.0*XLE*XKM))
0113      A5=((RO**2.0)*A3/(2.0*XLE*XKEE))+((RO**2.0)*A3/

```

```

0115      *(2.0*(XLC*XKEC))
0116      A6=(RO**2.0)*A2/(2.0*XLC*XKH)+(RO/(2.0*XLC*HEC))
0117      UHP=1.0/(A)+A5+A6
0118      AHP=(3.1416/4.0)*(DE**2.0)
0119      QHP=AHP*DIFT*UHP
0120      WRITE(6,200)QLMAX,QANAX,QEMAX,QSMAX,QHP,N,DELTA,N
0121      200  FORMAT(1X,5(F9.5,2X),3(F7.5,2X),I5)
0122      250  FORMAT(2X,' QLMAX',6X,' QANAX',6X,' QEMAX',6X,' QSMAX',7X,
0123      *' QHP',6X,' N',6X,' DELTA',6X,' N',/)
0124      500  CONTINUE
0125      400  CONTINUE
0126      300  CONTINUE
0127      STOP
0128      END

```

PROGRAM SECTIONS

Name	Bytes	Attributes
0 \$CODE	1287	PIC CON REL LCL SHR EXE RD NOU
1 \$FDATA	91	PIC CON REL LCL SHR NOEXE RD NOU
2 \$LOCAL	1068	PIC CON REL LCL NOSHR NOEXE RD NOU
Total Space Allocated	2446	

ENTRY POINTS

Address	Type	Name
0-00000000		DSCDE\$MAIN

VARIABLES

Address	Type	Name	Address	Type	Name	Address	Type
2-00000408	R*4	A2	2-0000040C	R*4	A3	2-00000410	R*4
2-00000418	R*4	A6	2-000003F8	R*4	A0	2-00000420	R*4
2-000003CC	R*4	AV	2-000003AC				

TY

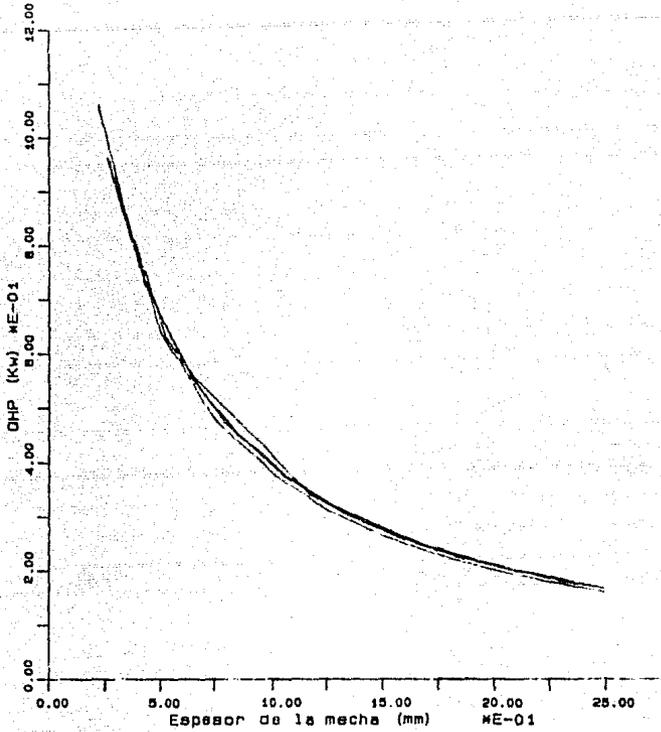
\$

TY

```

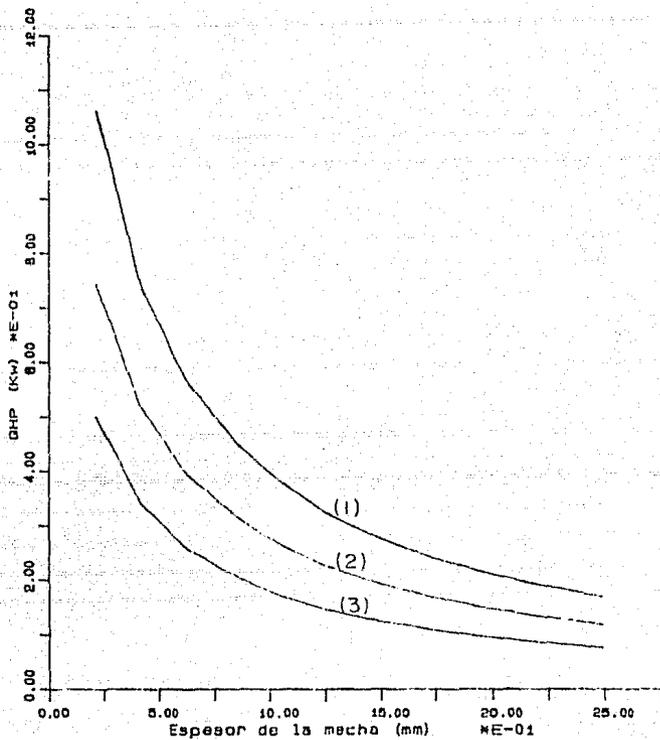
$ INTQER
ZDCL-W-IUVERB, unrecognized command
\INTQER\
$ INTER
$ TY DSCDE\EM.LIS

```



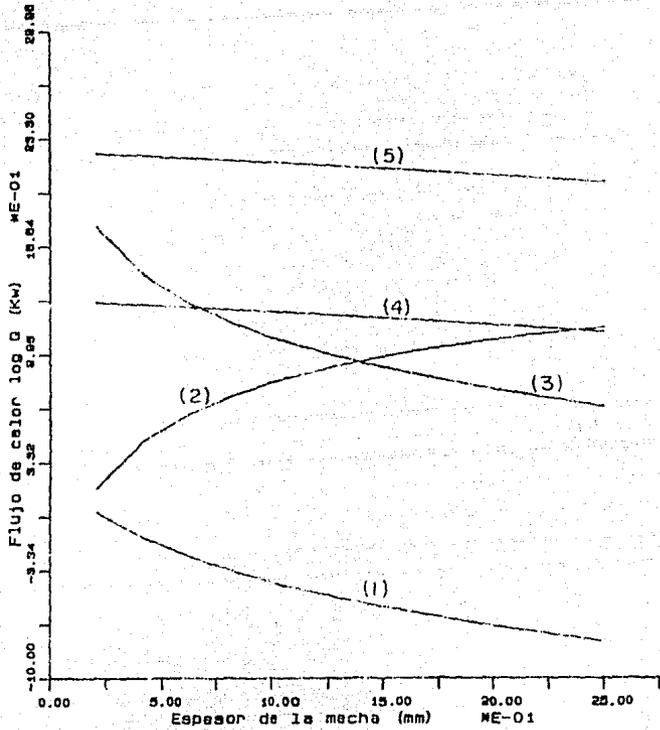
- (1) N = 15798 (1/m) L = 2.127 m
- (2) N = 7874 (1/m) De = 2.54 mm
- (3) N = 3149 (1/m)
- (4) N = 1968 (1/m)
- (5) N = 708 (1/m)

Fig. 29 Calor real transportado por un caloducto de mecha de malla en funcion de; espesor de la mecha



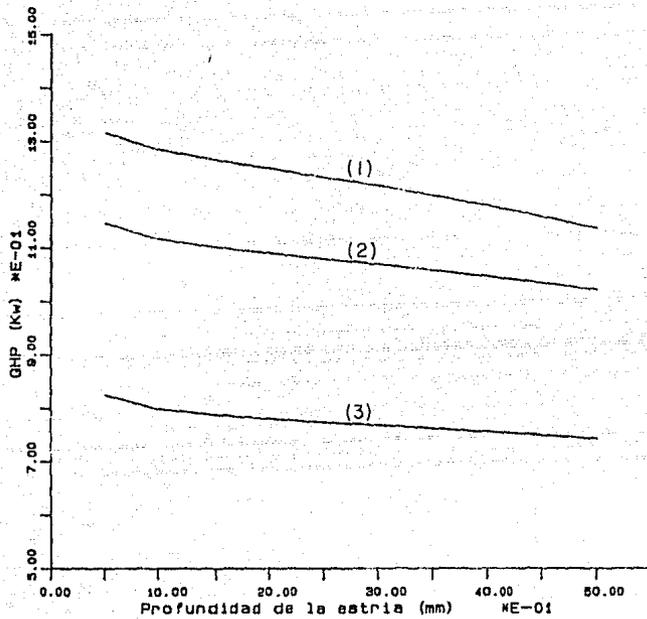
- (1) L = 2.127 m N = 7874 (1/m)
- (2) L = 1.500 m $D_e = 25.4$ mm
- (3) L = 1.000

Fig. 30 Calor real transportado por un caloducto de mecha de malla en función del espesor de la mecha



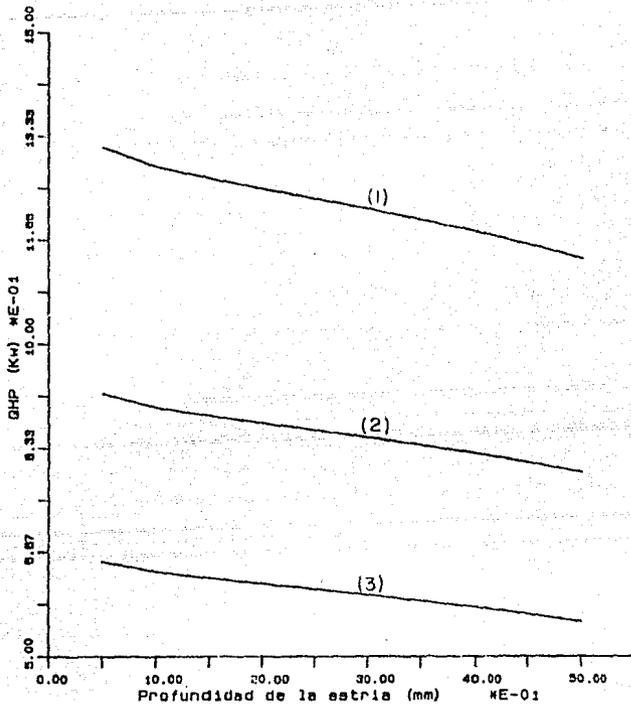
- (1) QHP
- (2) QMAX N = 7874 (1/m)
- (3) QEMAX L = 2.127 m
- (4) QAMAX De = 25.4 mm
- (5) QSMAX

Fig. 31 Limites de transporte de calor de un caloducto de mecha de malla en funcion del espesor de la mecha



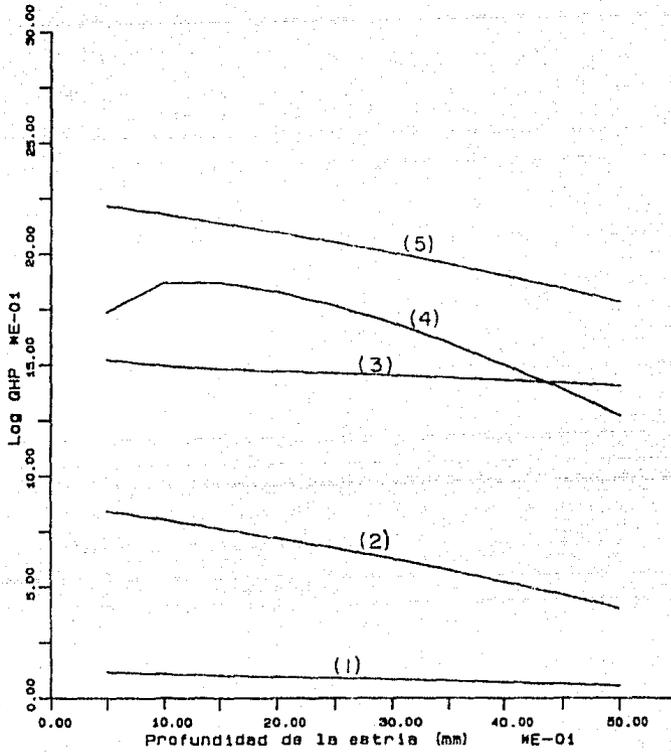
(1) N = 108 L = 2.127 m
 (2) N = 72 W = 0.3 mm
 (3) N = 32 De = 25.4 mm

Fig. 32 Calor real transportado por un caloducto estriado en función de la profundidad de la estria



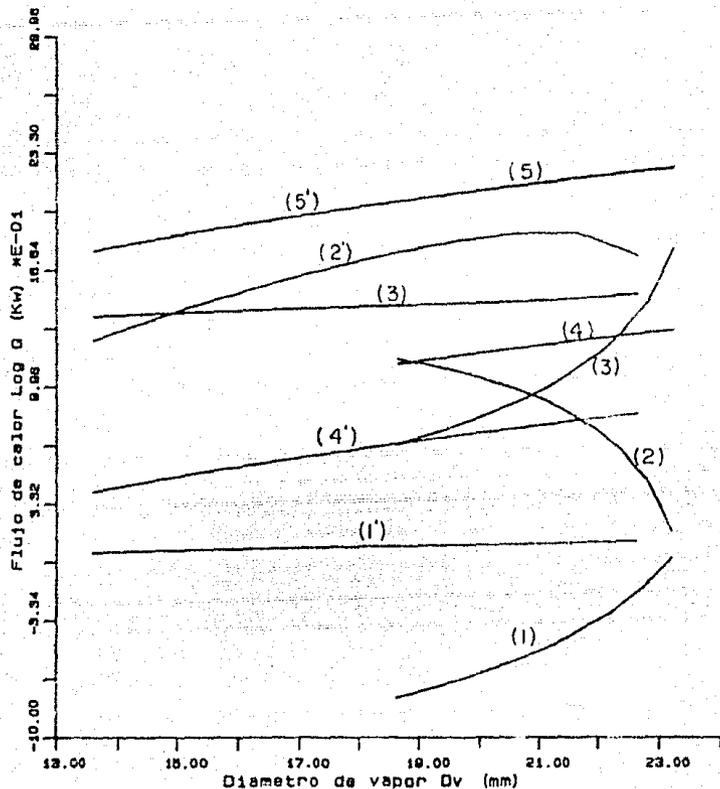
- (1) L = 2.127m N = 108
- (2) L = 1.500m W = 0.3 mm
- (3) L = 1.000m De = 25.4 mm

Fig. 33 Calor real transportado por un caloducto estriado en funcion de la profundidad de la estria



- (1) QHP
- (2) QMAX L = 2.127 m
- (3) QEMAX W = 0.3 mm
- (4) QLMAX De = 25.4mm
- (5) QSMAX

Fig. 34 Calor real transportado por un caloducto estriado en funcion de la profundidad de la estria



- | | | |
|------------|-------------|-----------|
| (1) QHPm | (1') QHPe | |
| (2) QLMAXm | (2') QLMAXe | L=2.127m |
| (3) QEMAXm | (3') QEMAXe | De=25.4mm |
| (4) QAMAXm | (4') QAMAXe | |
| (5) QSMAXm | (5') QSMAXe | |

Fig. 35 Comparacion de los limites de funcionamiento entre caloductos con mecha de malla y estriados en funcion del diametro de vapor