



D-3350



BIBLIOTECA

T
621.4025
V494
401-00031

**ESCUELA SUPERIOR
POLITECNICA DEL LITORAL**
Departamento de Ingeniería Mecánica

**“ANALISIS EXPERIMENTAL DEL COMPORTA-
MIENTO DE LOS DUCTOS TERMICOS”**

Tesis de Grado

**Wilson Bartolomé
Vergara Mosquera**

D-3350

Guayaquil - Ecuador
Agosto 1979

TESIS DE GRADO:
ANALISIS EXPERIMENTAL DEL
COMPORTAMIENTO DE LOS
DUCTOS TERMICOS

AUTOR:
WILSON BARTOLOME
VERGARA MOSQUERA

ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL
DEPARTAMENTO DE INGENIERIA MECANICA

"ANALISIS EXPERIMENTAL DEL COMPORTAMIENTO DE
LOS DUCTOS TERMICOS"

TESIS DE GRADO
PREVIA A LA OBTENCION DEL TITULO DE
INGENIERO MECANICO

Por:

WILSON BARTOLOME
VERGARA MOSQUERA

GUAYAQUIL-ECUADOR

AGOSTO, 1.979

"ANALISIS EXPERIMENTAL DEL COMPORTAMIENTO
DE LOS DUCTOS TERMICOS"

DIRECTOR DE TESIS



M.S. MARCO A. PAZMIÑO B.

A U T O R



WILSON VERGARA MOSQUERA

DECLARACION EXPRESA:

DECLARO QUE: Hechos, ideas y doctrinas expuestos en esta tesis son de mi exclusiva responsabilidad y que el patrimonio intelectual de la misma corresponde a la Escuela Superior Politécnica del Litoral.

(Reglamento de Exámenes y Títulos Profesionales de la ESPOL).

Mi impercedera gratitud
al DIOS TODOPODEROSO.

Con Dios está la Sabiu
duría y el Poder;
Suyo es el consejo y
la Inteligencia.

JOB 12.13
Santa Biblia

RECONOCIMIENTO DE GRATITUD A:

Mi Director de tesis: M.S. MARCO
PAZMIÑO BARRENO, M.S. GALO BETAN
COURTH, M.S. GEORGE CUSTIGAN Y
Profesores del Departamento de In
geniería Mecánica de la ESPOL en
los años lectivos comprendidos -
entre 1.973 y 1.976.

RECONOCIMIENTO DE GRATITUD A:

Mi abuelo, ANIBAL MOSQUERA
TRIVIÑO, mi padre político
CESAR SALAZAR SOLIS, mi ma
dre política TRIFILA MANZA
NO FRANCO, a mis tíos MOS-
QUERA ALVAREZ y hermanos SA
LAZAR MOSQUERA.

DEDICADO A:

Mi madre, MARY IRLANDA
Mi esposa, ROSA
Mis hijos, MARYROSSIE
y JOB WILSON

"ANALISIS EXPERIMENTAL DEL COMPORTAMIENTO DE LOS DUCTOS TERMICOS"

CONTENIDO

	Pág.
CAPITULO 1: INTRODUCCION	2
CAPITULO 2: ANALISIS TEORICO DEL DUCTO TERMICO	4
CAPITULO 3: CONSIDERACIONES DE DI SEÑO DEL DUCTO TERMI- CO.	29
CAPITULO 4: EXPERIMENTACION DEL DUCTO TERMICO	51
4.1. Convección Natu- ral.	60
4.2. Convección Forza <u>da</u> .	66
CAPITULO 5: COMPARACION DE RESUL- TADOS.	69
CAPITULO 6: CONCLUSIONES Y RECO- MENDACIONES	106
CAPITULO 7: APENDICE	115
7.1. Cálculos	115
7.2. Gráficos	131
7.3. Figuras	132
LISTA DE REFERENCIAS	136

CAPITULO 1

INTRODUCCION

CAPITULO I

INTRODUCCION

En los avances de la ciencia, la transferencia y conversión de energía en forma de calor constituye tema de permanente estudio dentro del campo de la investigación, tratando de encontrar fuentes de energía calorífica ^{Rara} en la utilización de recursos que actualmente por el desconocimiento que existe son total o parcialmente desechados, tales como la energía solar, la geotermia, la energía calorífica desprendida en maquinarias pesadas, etc. Todo esto nos ha llevado a buscar entre los reportes de los investigadores algún estudio de interés que pueda ser escudriñado de acuerdo a nuestras capacidades teórica y experimental, que nos permita sacar conclusiones propias para una posible aplicación en la tecnología industrial de nuestro país.

Encontramos dentro de los principales inventos de las últimas décadas al "Ducto Térmico" ("Heat Pipe"), aparato que ha venido a solucionar grandes necesidades dentro del área de la transferencia de calor. Richard S. Gaugler, de la "General Motor Corporation" fue el primer investigador que patentó este aparato en Junio 6 de 1944 bajo el nombre de "Heat Transfer Devices", el mismo que mas tarde en forma independiente fué desarrollado y patentado por George M. Grover de "Los Alamos Scientific Laboratory" que lo patentó en Enero 8 de 1966 como "Evaporation, Condensation Heat Transfer Devices".

El Ducto Térmico utiliza para su operación el calor latente de evaporización o condensación de un fluido junto

al fenómeno de capilaridad para transferir altos flujos de calor sin la ayuda de fuerzas externas. Como resultado de esto tenemos un aparato transportador de calor con coeficientes cientos de veces superior a los mejores conductores metálicos y sus valores de eficiencia sobrepasan el noventa por ciento. La primera aplicación que se encontró al ducto térmico fue en la aeronáutica, como enfriadores en el sistema de generación de potencia de los cohetes, luego su aplicación ha ido creciendo con mucha rapidez, pudiendo actualmente encontrarlos como intercambiadores de calor industriales o en equipos electrónicos, sistemas para control de temperaturas y de potencias caloríficas, entre otras. Debemos señalar además que la diversidad de fuentes de calor que pueden utilizarse con el Ducto térmico, su operación casi isotérmica y confiable, las diversas formas geométricas que puede tener, el no tener partes sólidas movibles, no producir ruidos y no estar afectado por las fuerzas gravitacionales son propiedades que han llevado al Ducto Térmico a preponderante ubicación dentro de la transferencia de calor.

Para recomendar una utilización práctica del Ducto Térmico en base a sus ventajosas propiedades de transportador de energía calorífica es necesario que nosotros mismos - establezcamos un estudio definido del comportamiento de su operación y sus respectivas conclusiones y recomendaciones, lo cual constituye el objetivo esencial del presente trabajo.

CAPITULO 2
ANALISIS TEORICO DEL
DUCTO TERMICO

CAPITULO 2

ANALISIS TEORICO DEL DUCTO TERMICO

El ducto térmico compuesto básicamente por un tubo, una malla y un fluido que puede transportar energía calorífica - con pérdidas mínimas, trabajo como ya hemos mencionado bajo dos fenómenos físicos perfectamente conocidos, tales son el calor latente de evaporización o condensación y la tensión superficial ó bombeo capilar. Su configuración geométrica es variada, de sección transversal generalmente circular, de poco diámetro y longitudes que van en relación con el diseño en particular, puede ser de material metálico ó de vidrio; sus paredes interiores están adheridas a una malla porosa o ellas mismas pueden ser porosas o acanaladas; la malla se encuentra saturada de un fluido que es el transportador del calor, ésta es fabricada de hilo de alambre metálico, de tela tejida, fibra de vidrio, entre otros materiales, pudiendo ser de formas diversas tanto en el tamaño de los poros como en su forma exterior; y, el fluído de trabajo puede ser agua, alcohol, amoníaco y en algunos casos metales líquidos.

La transferencia de calor en el ducto térmico es reversible en una sección actúa como evaporador y en otra sección como condensador, siendo posible encontrar una o más secciones de evaporador y una o más secciones de condensador en un mismo ducto térmico; entre el evaporador y el condensador existe una sección adiabática, aunque esta parte sea eliminada por conveniencias de trabajo, ver figura 2.1. La cantidad de calor a ser transferida por el ducto térmico es añadido por conducción desde el área exterior de un extremo del ducto

llamado evaporador, lo cual aumenta la temperatura del fluido que se encuentra en esta sección del ducto hasta llegar a evaporizarlo y por cambio de densidad forzarlo

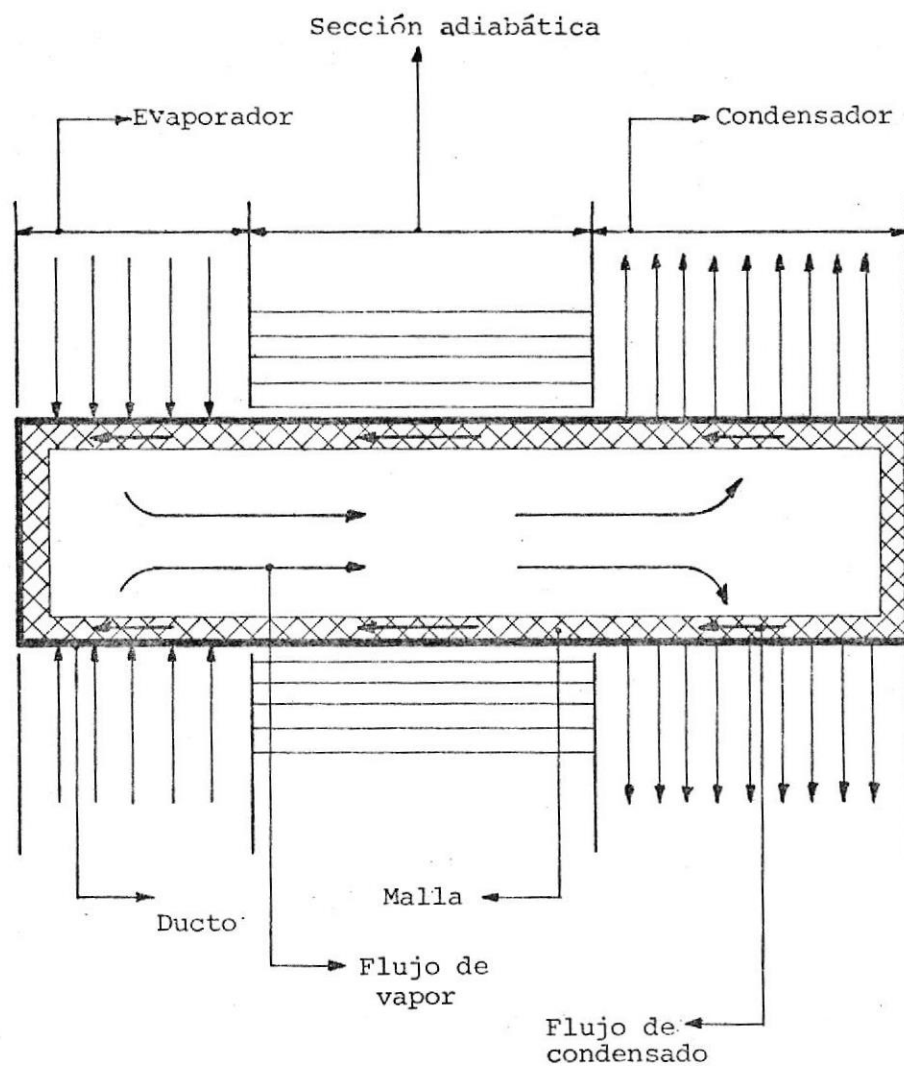


FIGURA 2.1. DUCTO TERMICO

a circular por el centro del ducto pasando por la sección adiabática, si la hay, hasta llegar al otro extremo, llamado condensador, en que se le extrae el calor por conducción a través del área exterior de esta parte del ducto,

resultando de esto la condensación del vapor dentro de la malla, luego de lo cual se produce el bombeo capilar - del condensado a través de la malla hasta volver al evaporador donde nuevamente empieza el ciclo.

La descripción de la operación del ducto térmico nos deja ver claramente que la razón de transferencia de calor que pueda tener, estará limitada por las áreas de transferencia de calor tanto del evaporador como del condensador y por la capacidad de bombeo capilar del fluido de trabajo. Estudiaremos detalladamente cada uno de estos parámetros y las limitaciones que mayormente trascienden en la regulación de su operación.

EL FLUIDO DE TRABAJO

La función que realiza el fluido de trabajo del ducto técnico es absorber la energía calorífica recibida en el evaporador, transportarla a través del ducto y entregarla en el condensador; en conversión de energía este proceso se lo identifica como transferencia de calor del vapor. Cuando el fluido se evapora ocurren dos cosas muy importantes: Primero, la cantidad de calor absorbida por el fluido es la energía utilizada para separar las moléculas que lo componen, esto es lo que se conoce como calor latente de evaporización o condensación, ver apéndice 7.1.1.

Segundo, el aumento de temperatura al recibir calor, producirá además una excitación de sus moléculas que creará un aumento de presión del fluido contra el ducto en la sección de calentamiento, este aumento de presión da lugar

a un movimiento de traslación del fluido hacia la sección de menor presión que será la del condensador atravesando antes la sección intermedia ó adiabática, en ésta sección el fluido entrega su calor latente de vaporización a través de las paredes del ducto hacia el exterior, lo cual origina una disminución de temperatura del fluido y consecuentemente de presión también, con respecto al evaporador; ver Figura 2.2

De acuerdo a lo señalado podemos decir cuantitativamente que la energía calorífica transportada por un ducto térmico estará determinado por el calor latente de evaporación

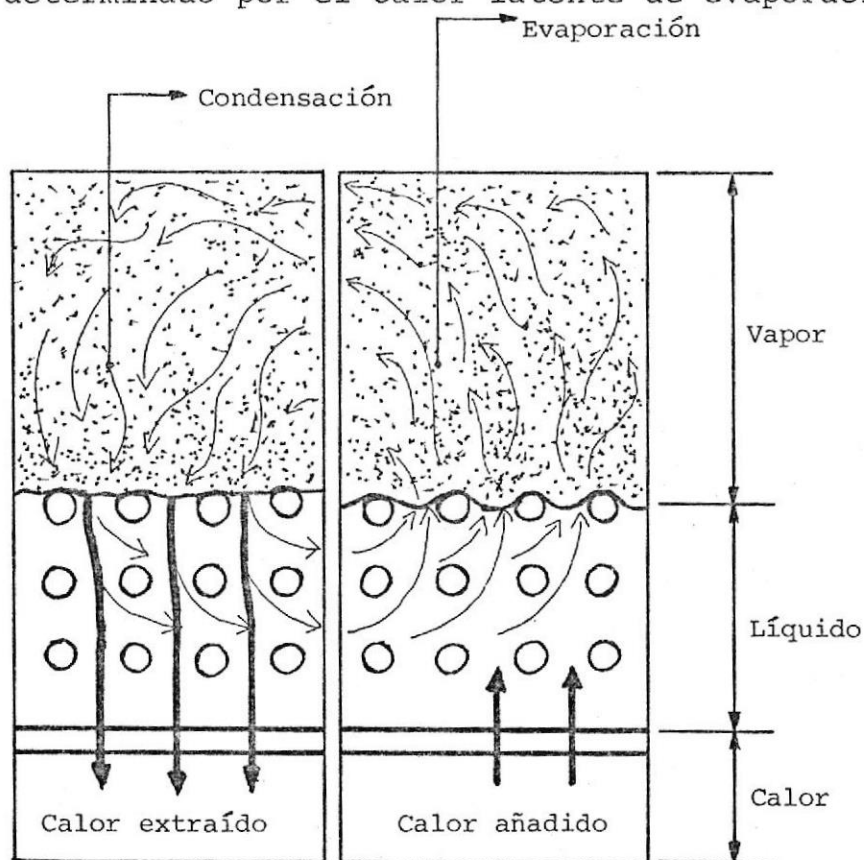


FIGURA 2.2. EVAPORACION Y CONDENSACION DEL FLUIDO DE TRABAJO

del fluido de trabajo. Este calor latente de evaporización dependerá del tipo de fluido de trabajo y de las condiciones de presión y temperatura en las que opere. Luego deducimos en base a lo anterior que el ducto térmico trabajará casi isotérmicamente, puesto que para un valor determinado de calor latente de evaporización de un fluido hay un valor fijo de presión y temperatura y si el ducto térmico per

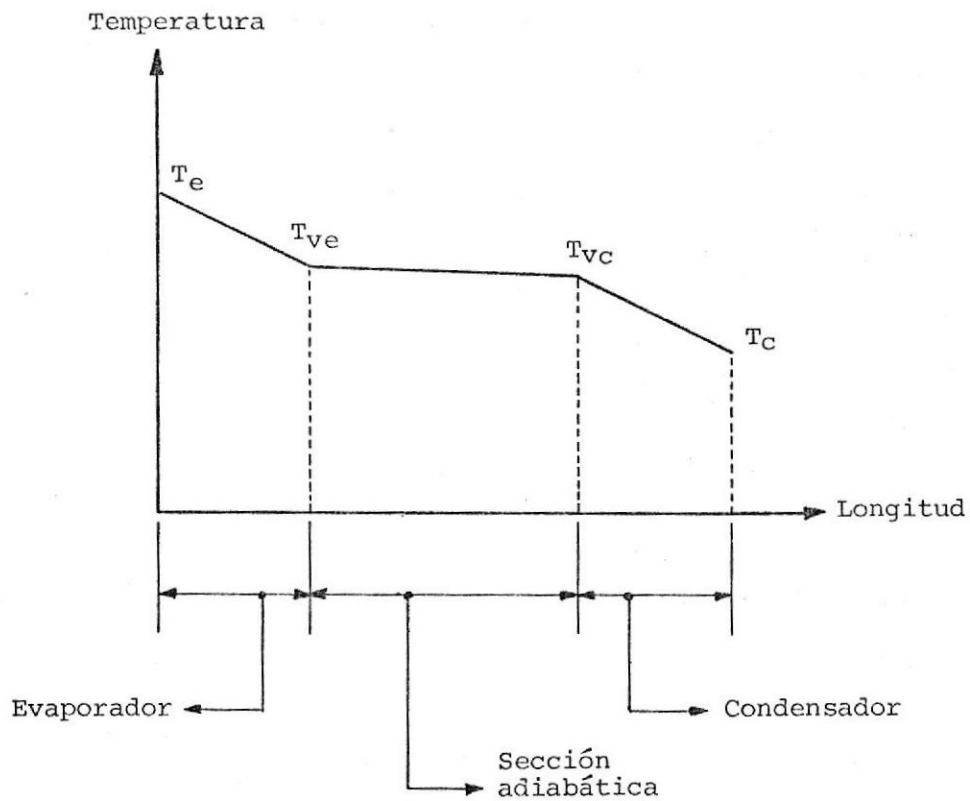


FIGURA 2.3.- DISTRIBUCION TIPICA A LO LARGO DE UN DUCTO TERMICO

mite sólo una pequeña caída de presión luego también tendrá una mínima caída de temperatura y su funcionamiento será isotérmico en la medida que querramos, escogiendo la presión y el fluido necesarios para nuestro objetivo de transferencia de calor; en la figura 2.3 vemos una distribución

típica de temperatura a lo largo de un ducto térmico.

La capacidad de trabajo del fluido en el ducto térmico depende de algunas propiedades físicas del fluido y de su compatibilidad con la estructura y material de la malla; las propiedades más importantes de tener en cuenta en la selección del fluido son, el calor latente de vaporización, presión de vapor, tensión superficial, capilaridad, conductividad térmica, viscosidad y densidad. El calor latente de vaporización de un fluido es inversamente proporcional a la razón de flujo de masa, por lo cual siempre es conveniente tener un alto calor latente de vaporización y su valor determinará la canti-

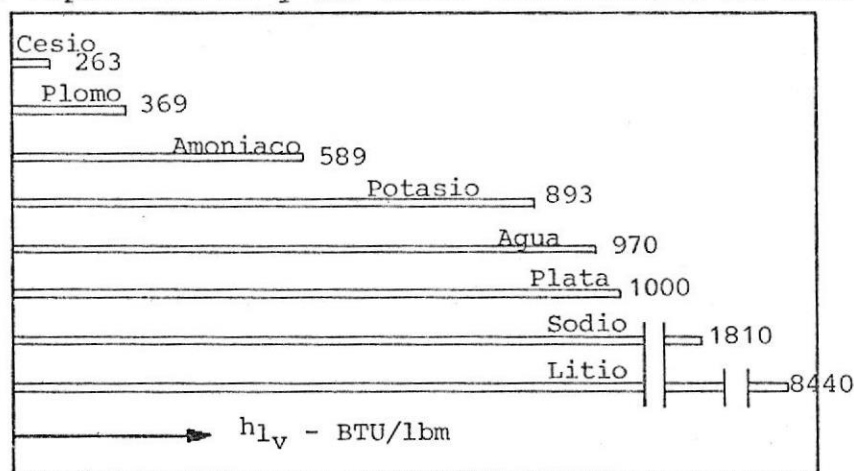


FIGURA 2.4.- CALOR LATENTE DE VAPORIZACION A UNA ATMOSFERA DE PRESION PARA DIVERSOS FLUIDOS DE TRABAJO.

dad de fluido que puede evaporarse en el ducto térmico, ver figura 2.4, en la que se muestran algunos valores del calor latente de evaporación para diversos fluidos. Las curvas de presión de vapor de un fluido nos da el rango de temperaturas para el cual es aplicable su utilización en el ducto térmico, ver figura 2,5; po

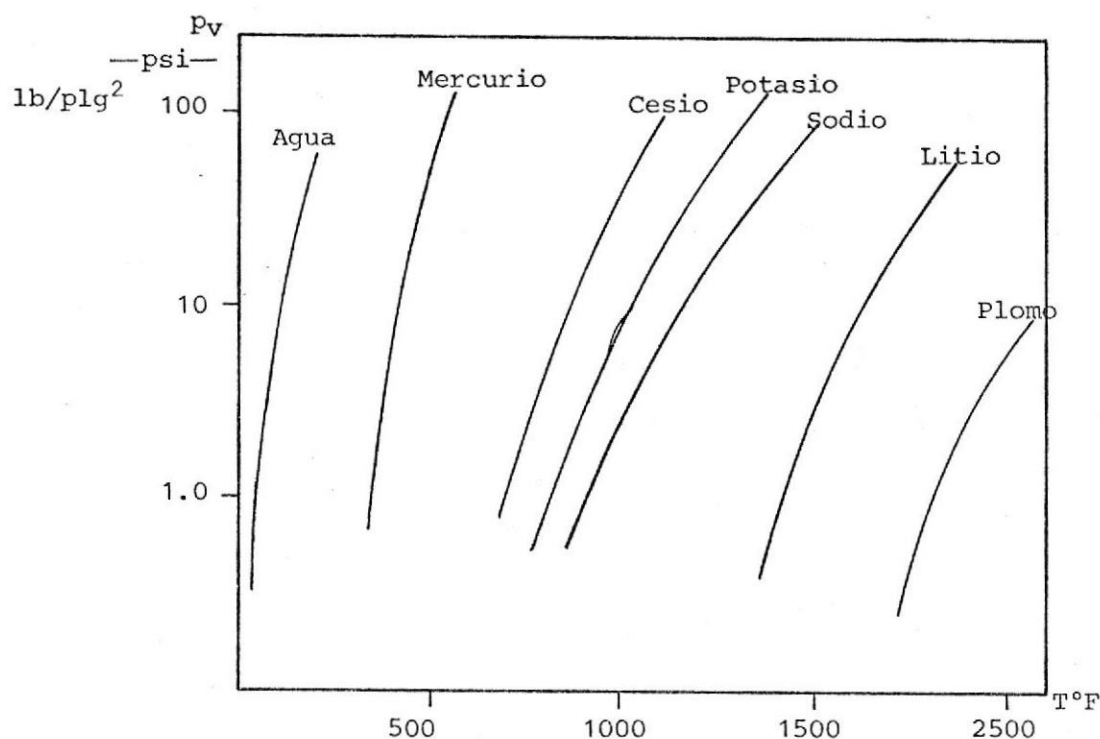


FIGURA 2.5.- PRESION DE VAPOR PARA DIVERSOS FLUIDOS DE TRABAJO

demos observar que las curvas de presión de vapor ascienden rápidamente con la temperatura, así una baja presión de vapor como entre 0.1 y 1 lb/pulg². nos dará un funcionamiento menos isotérmico que si se trabajara con el mismo fluido y valores más altos que los citados, esto tiene su explicación en el hecho de que bajas densidades del vapor originadas por bajas presiones causan altas velocidades - del vapor y como consecuencia se producirán mayores caídas de presión; ésta propiedad de la presión de vapor del fluido de trabajo será muy importante en la determinación del espesor de la pared del ducto térmico, lo cual veremos en el capítulo de las consideraciones de diseño. La

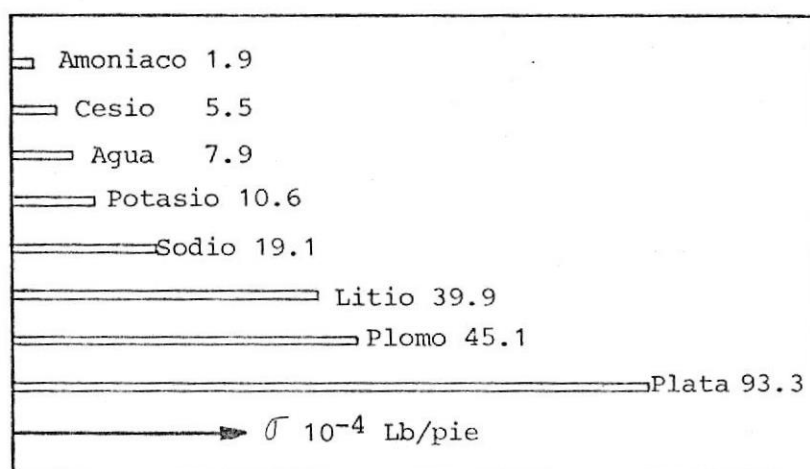


FIGURA 2.6.- TENSION SUPERFICIAL PARA DIVERSOS FLUIDOS DE TRABAJO

tensión superficial y capilaridad son propiedades dependientes entre sí y su relación es de mucha importancia para la selección del fluido de trabajo del ducto térmico, ver apéndice 7.1.2, esta adherencia entre el fluido con el ducto y la malla se la denomina fuerza de atracción capilar, teniendo su incidencia primordial en la selección de afinidad capilar entre fluido, malla y ducto, ver figura 2.6, siempre será deseable que la fuerza de atracción capilar sea de valores considerables en relación a la masa de fluido que circula, de esta manera obtenemos un rápido movimiento del líquido a través de la malla en ausencia de cualquier otro tipo de fuerzas; para conseguir mayores fuerzas capilares el fluido debe tener valores de tensión superficial altos, este es un criterio de tener muy presente en la selección del fluido de trabajo y su comprobación podemos verla en el capítulo de diseño. El fluido de trabajo debe ser un conductor térmico efi-

ciente, de tal manera que sea capaz de absorber y entregar calor en los rangos de temperatura de operación con el menor porcentaje de pérdidas posible. La viscosidad del fluído de trabajo determina la fricción u oposición que hay para su movimiento de traslación, ésta propiedad es mas importante para el fluido en estado líquido que en estado de vapor, puesto que el líquido circulará a través de los poros de la malla mientras que el vapor lo hará por el ducto, se buscará siempre un fluido con baja viscosidad para mejorar el comportamiento del ducto. La densidad del líquido controla la cantidad de masa fluídica que va a ser transportada por la malla desde el condensador hasta el evaporador, además el valor de la densidad del vapor y del líquido tienen mucha trascendencia en la selección del fluido de trabajo puesto que de ello depende la eficiencia de la separación de las moléculas en la interfase líquido- vapor y de su transporte; siempre será conveniente tener un fluído de baja densidad por la misma razón que la dada en el caso de la viscosidad.

De acuerdo al estudio de las propiedades del fluido de trabajo del ducto térmico, podemos decir, que una alta eficiencia de éste puede ser lograda si conseguimos que el fluído tenga un alto calor latente de vaporización, una alta tensión superficial, una alta conductividad térmica, baja viscosidad y densidad del líquido y una presión de vapor tan alta como nos permita un mínimo espesor de la pared del ducto.

LA MALLA

La malla del ducto térmico o acanaladuras que hay en su superficie interior, como se ha aclarado, desempeñan la fun-

ción de tubos capilares para que por medio de ella el flujo de trabajo se traslade en base a sus fuerzas capilares de un extremo a otro del ducto. Esta función que cumple la malla está determinada por varias condiciones que debe cumplir tanto en su estructura como en sus propiedades físico-químicas y que estudiaremos en el presente acápite.

La malla del ducto debe encontrarse perfectamente adherida al mismo para evitar que durante el funcionamiento se acumule líquido entre el huelgo que se formaría entre la

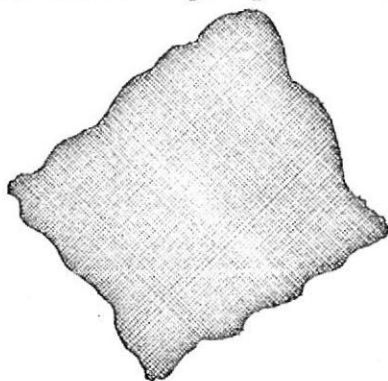


FIGURA 2.7.- MALLA

malla y el ducto por una mala adherencia; una disminución de la cantidad de masa fluídica circulando en el ducto afectaría disminuyendo su eficiencia, luego esto nos obliga a perfeccionar la adherencia entre la malla y el ducto. En la figura 2.7 vemos un tipo de malla usado comúnmente en los ductos térmicos.

Se ha determinado en la práctica que la malla con poros pequeños es la que mejores resultados da, sobre todo en

la región del evaporador y en la sección media del ducto térmico que corresponde a la interfase líquido-vapor, los canales de paredes lisas y grandes son deseables para producir mínimas caídas de viscosidad del líquido. La conductividad térmica de la malla es de mucha importancia - cuando el fluido de trabajo no es un buen conductor térmico, pero si el ducto y el fluido son buenos conductores entonces la importancia decrece, el peor caso de transferencia térmica ocurre cuando las dos fases líquido y vapor en un medio poroso transmiten calor en serie y el mejor caso ocurre cuando lo hacen en paralelo. La permeabilidad de la malla es un parámetro que determina la razón de flujo del líquido a través del medio poroso cuando está sujeto a un gradiente de presión, un aumento de la permeabilidad disminuye el radio de curvatura del menisco - que forma el contacto del fluido con las paredes del evaporador, esto además producirá un aumento de la eficiencia del ducto térmico debido a que crece la razón de transferencia de calor, para lograr esto se disminuye el diámetro de los poros de la malla en el evaporador teniendo cuidado que esta operación puede también disminuir la permeabilidad en una malla homogénea mas no en una de geometría variada. La porosidad de la malla es el número de poros por unidad longitud en porcentaje, algunos valores de porosidad y permeabilidad para diversos tipos de mallas que son las mayormente utilizadas en los ductos térmicos, podemos ver en la figura 2.8.

En las figuras 2.9 a y b presentamos en un corte transversal arreglos de malla no homogénea de poros pequeños y gran permeabilidad que forma con el ducto un anillo concéntrico o creciente, estas mallas son hechas de tal

Malla de Niquel 100	58.5
0.164	
Malla de Niquel 50	62.5
0.715	
Malla de Niquel 200	67.6
0.083	
Fibras de acero inoxidable 0.013	80.8
0.210	
Fibras de acero inoxidable 0.0030	82.8
1.25	
Fieltro de cobre	89.5
1.25	
Espuma de cobre 220-5	912
2.40	
Espuma de niquel 210-5	94.4
3.90	
$\rightarrow K$	$\rightarrow \epsilon \%$
10^{-8}	pie^2

FIGURA 2.8.- VALORES DE POROSIDAD Y PERMEABILIDAD PARA DIVERSOS TIPOS DE MALLAS



FIGURA 2.9.- ARREGLO DE ANULO DE MALLA EN UN DUCTO TERMICO

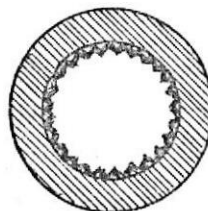


FIGURA 2.10 ARREGLO MALLA-DUCTO

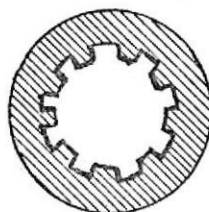


FIGURA 2.11.- CANALES DE FLUJO EN UN
DUCTO TERMICO

modo que queden comprimidas y sinterizadas a la superficie interior del ducto, estos dos tipos son utilizados - cuando el ducto térmico tiene un metal líquido como fluido de trabajo, en la figura 2.10 observamos el arreglo malla-ducto que más comúnmente se usa. En la figura 2.11, mostramos un ducto térmico en el cual tiene como malla una serie de acanaladuras hechas en la superficie interior del ducto, estos canales pueden ser cubiertos con una malla fina que tenga poros pequeños, este modelo tiene muy poca resistencia al flujo del líquido y es muy utilizada para obtener altas eficiencias de ductos térmicos que utilizan metales líquidos como fluidos de trabajo, tienen como desventaja su dificultad de construcción. La afinidad química entre la malla y el fluido de trabajo o el material del ducto deben ser de valores que impidan la reacción química entre ellos, puesto que ello implicaría que los materiales se descompongan rápidamente o provocarían la generación de gases no condensables dentro del ducto lo cual tiene incidencias negativas en su eficiencia y tiempo de vida.

Entonces, desde un punto de vista teórico, en referencia

a lo que acabamos de estudiar, diremos que una malla de óptima capacidad de operación en un ducto térmico deberá tener un alto porcentaje de porosidad, una alta permeabilidad, una buena conductividad térmica y exenta de reacciones químicas con el fluido y el material del ducto.

EL DUCTO

La estructura exterior del ducto térmico comúnmente es de dimensiones predeterminadas por las necesidades de trabajo o aplicación a la que va a ser sometido, entre las propiedades que debe tener el ducto están, una buena conductividad térmica que permita al fluido de trabajo absorber y entregar el calor por conducción a través de las paredes del ducto con la menor cantidad de pérdidas, debe ser de material que tenga su punto de fusión muy por encima de la temperatura máxima que va a soportar el ducto durante la operación, debe tener una baja afinidad química con los elementos del medio que opera es decir que la probabilidad de que reaccione químicamente con el medio debe ser casi nula en tal forma que se asegure un largo tiempo de vida del material que lo compone, debe tener poco peso para facilitar su fabricación, operación y disminuir su costo de materiales.

Las secciones correspondientes al evaporador y condensador del ducto tienen áreas de transferencia de calor que son de valores independientes entre si en razón de la evaporación y condensación son operaciones diferentes conectadas solamente por la corriente de vapor y líquido en el ducto, esta separación de funciones determinan la

habilidad del ducto térmico para absorber y entregar calor. La sección media del ducto llamada sección adiabática, separa entre sí el evaporador y el condensador; ésta sección debe estar perfectamente aislada del medio ambiente para impedir la transmisión de calor del ducto al exterior y mantener su temperatura constante, su función es la de permitir una separación más eficiente de la interfase líquido vapor en sus respectivos componentes y el valor de su longitud va a depender de la distancia que separa la fuente y el sumidero de calor.

ARRANQUE

La comprensión de las condiciones bajo las cuales el ducto térmico es puesto en marcha y los varios fenómenos que encierra son muy importantes en el análisis teórico del ducto térmico, desde luego dependerá de su estructura capilar y de la manera en que es calentado o enfriado. A menudo, el ducto térmico es calentado o enfriado uniformemente bajo toda su longitud con una razón de flujo de calor que puede ser variado con el tiempo, y el condensador es enfriado por conducción o radiación en toda su longitud transmitiendo su energía a un sumidero de calor a una temperatura constante. Bajo estas condiciones, tres modos básicos de arranque han sido observados experimentalmente.

El primer modo de arranque del ducto térmico se origina cuando la densidad del vapor del fluido de trabajo y la temperatura ambiente son altas, de ésta manera el flujo de retorno en toda la longitud es obtenida inmediatamente. Este modo de arranque ocurrirá en el orden de unos pocos

segundos, en ausencia de efectos que afecten negativamente en la eficiencia del ducto; en la figura 2.12a se observa este modo de arranque uniforme.

Un segundo modo de arranque del ducto térmico se presenta cuando la densidad del vapor del fluido de trabajo y la temperatura ambiente son tan bajas que el promedio de la trayectoria libre molecular es mayor que el diámetro del espacio para el vapor. Este modo de arranque tiene varias características importantes y complejas, las cuales vamos a citar: Primero, la densidad del vapor en la sección de calentamiento del ducto y el promedio del trayecto libre molecular se vuelven pequeños comparados con el diámetro del espacio para el vapor, entonces en la zona caliente ó evaporador el flujo es continuo y en el condensador está el flujo molecular libre, convirtiéndose en una región de transición. Segundo, los efectos del flujo compresible - son importantes si es que se presentan velocidades del vapor supersónicas. Tercero, la condensación del líquido - en forma de gotas es una posibilidad que existe, entonces el vapor es formado en un punto cercano al de saturación y es subenfriado en la expansión del flujo a través del condensador. En este modo de arranque el fluido de trabajo, que es lo que va a transportarse se encuentra frecuentemente en estado sólido a temperatura ambiente; en las figuras 2.12b. se ven perfiles de curvas para esta clase de arranques en un ducto térmico.

El tercer modo de arranque del ducto térmico ocurre cuando una suficiente cantidad de gas no condensable está presente en el espacio para el vapor. Inicialmente solo el evaporador es calentado uniformemente, entonces la presión

Temperatura

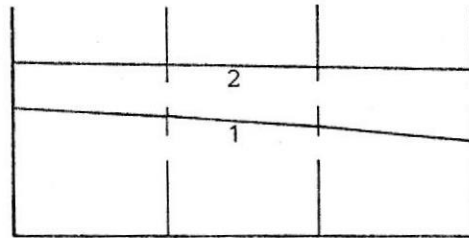


FIGURA 2.12.a. ARRANQUE DINAMICO UNIFORME DE UN DUCTO TERMICO

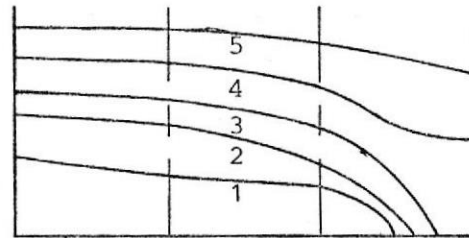


FIGURA 2.12.b. ARRANQUE DINAMICO FRONTAL DE UN DUCTO TERMICO.

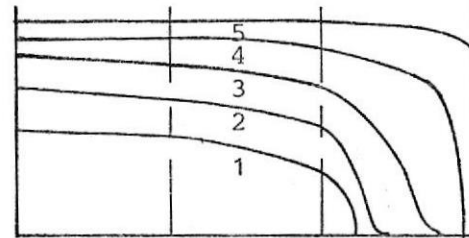


FIGURA 2.12.c. ARRANQUE DINAMICO CON PRESENCIA DE UN GAS NO CONDENSABLE EN UN DUCTO TERMICO.

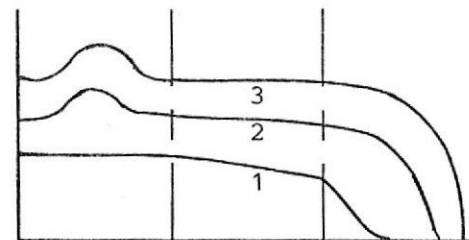


FIGURA 2.12.d. FALLAS EN EL ARRANQUE DINAMICO DE UN DUCTO TERMICO

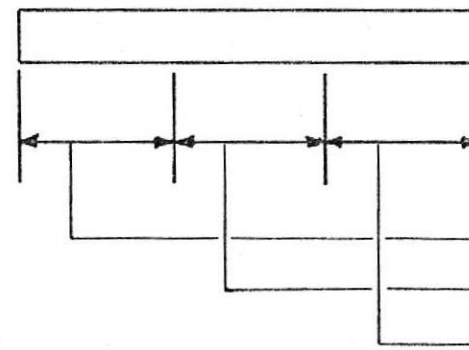


FIGURA 2.12

Evaporador
Sección adiabática
Condensador

del vapor se incrementa y el gas no condensable es barrido hacia afuera de la región del evaporador hasta que la presión en el vapor y en el gas sean iguales y se forme una interfase bien definida gas-vapor. Así como aumenta la presión del vapor acompañado de un aumento en su temperatura, la zona del vapor también se incrementa en su longitud bariendo el gas no condensable antes de que quede comprimido en el condensador. Este modo de arranque puede ocurrir rápidamente, ver figura 2.12.c.

Los tres modos de arranque estudiados son los casos límites, pero pueden presentarse otras maneras de arranque dinámico del ducto térmico, resultantes de la combinación de los modos anteriores y dependiendo específicamente de la magnitud de la presión de vapor y la cantidad de gas no condensable antes de la puesta en marcha.

En la figura 2.12.d. presentamos varias curvas de fallas presentadas en el arranque dinámico del ducto térmico. Estas pueden presentarse en uno o más puntos calientes localizados en el evaporador, los cuales son causas de agotamiento o ausencia de fluido en la estructura capilar debido a la baja razón de retorno de condensado al evaporador ó la ebullición del líquido en la malla como resultado del supercalentamiento. Esto nos obliga a que el flujo de vapor al evaporador debe ser siempre controlado y en este caso reducido para evitar un aumento descontrolado de la temperatura en la zona caliente del ducto, además esta observación debe ser mantenida siempre puesto que la presencia de los puntos calientes pueden presentarse en cualquiera de los modos de arranque.

LIMITE SONICO

Dentro de las limitaciones que se observan en el comportamiento del ducto térmico el límite sónico tiene su importancia en razón que nos determina el valor que puede tener la velocidad del vapor en el ducto térmico. Puesto que el calor que transporta el ducto es igual al calor latente de evaporización del fluido de trabajo, entonces esto puede ser logrado con una mínima razón de flujo de masa; y, además si esta transferencia se produce por una alta densidad y baja velocidad del vapor, el proceso es casi isotérmico debido a que el gradiente de presión también será mínimo.

La deducción matemática y demás puntos, que involucra la presente limitación son presentados en el próximo capítulo, pero presentamos a continuación una tabla de valores experimentales del límite sónico para varios fluidos de trabajo, en la cual podemos observar su dependencia de la temperatura.

LIMITE SONICO PARA FLUIDOS DE TRABAJO DEL DUCTO TERMICO

Temperatura a la salida del evaporador °C.	Límites de flujo de calor (Kilovatios/centímetros cuadrados)			
	Cesio	Potasio	Sodio	Litio
400	1.0	0.5	-	-
500	4.6	2.9	0.6	-
600	14.9	12.1	35	-
700	37.3	36.6	13.2	-
800	-	-	38.9	1.0
900	-	-	94.2	3.9

La mayoría de los ductos térmicos son normalmente operados en límites de flujo sónico, encontrándose tales condiciones en el arranque dinámico del fluido de trabajo. Ordinariamente el límite sónico impide que se presenten puntos de calentamiento localizado en el evaporador y prevee la presencia de otras limitaciones durante la puesta en marcha del ducto térmico.

LIMITE DE ARRASTRE

El límite de arrastre es un efecto de mucha significación en la eficiencia de operación del ducto térmico y comprende la interacción viscosa del vapor fluyendo en un sentido y el líquido fluyendo en la misma dirección pero en sentido contrario. Esto ha sido encontrado en condiciones de alta velocidad en el ducto, esta interacción durante el flujo es suficiente para que el líquido sea arrastrado fuera de la malla hacia el flujo del vapor, reduciéndose por tanto la cantidad de fluido fluyendo en el evaporador.

La deducción de la razón de flujo de calor en base al límite de arrastre del fluido partirá del hecho de que el arrastre del líquido ocurrirá cuando las fuerzas de inercia en el vapor excede a las fuerzas de tensión superficial lo cual producirá puntos de calentamiento localizados en la sección del evaporador, entonces para no llegar a esa situación se ha determinado experimentalmente que el límite máximo ocurre cuando la relación de fuerzas dadas en esta parte, que en Mecánica de los Fluidos se la conoce como Número de Weber, es igual a la unidad ó lo que es lo mismo decir que las fuerzas de inercia en el vapor son iguales a las fuerzas de tensión superficial del líquido.

LIMITE DE FLUJO DE CALOR

La razón máxima de flujo de calor del ducto térmico tiene además de las limitaciones dadas, las cuales dependen mayormente de las características físicas de sus elementos, otros puntos importantes que considerar, los mismos que vamos a tratarlos bajo este subtítulo puesto que van a depender mayormente de la cantidad máxima de calor que se le va a entregar ó puede absorber el ducto a través de su área respectiva y de la máxima cantidad de calor que comprende el calor latente de evaporización del fluido.

En la mayoría de los flujos de los sistemas de dos fases la formación de burbujas de vapor en la fase líquida, punto de ebullición, mejora la transferencia de calor por convección, pero en los ductos térmicos la convección en la fase líquida no se requiere por cuanto el calor entra al ducto por conducción a través de su pared y de la estructura capilar, además la formación de burbujas no es deseable por cuanto ellas pueden causar sobrecalentamiento o puntos calientes localizados, los cuales destruyen la acción de la malla, esto permite que los metales líquidos sean utilizados en buena cantidad por cuanto en los mismos es difícil llegar a la ebullición porque el líquido tiende a llenar los sitios de nucleación para la formación de burbujas. Entonces siempre se calentará al ducto térmico isotérmicamente antes de ser usado para permitir que el líquido moje toda su pared interior y de esta manera llenar los pequeños sitios de nucleación que pueden haber.

Cuando el agua es utilizada como fluido de trabajo, la e-

bullición debe ser una mayor limitación porque la conduc tividad térmica del fluido es baja y porque realmente no se llena los sitios de nucleación. El área de transferen cia de calor va a depender de la cantidad de calor que pue da absorber el fluido en base a lo cual será determinada, siendo de mayor importancia conocer primero, en base al criterio dado, el valor del área de la sección del evaporador y, las del condensador y adiabática dependerán de

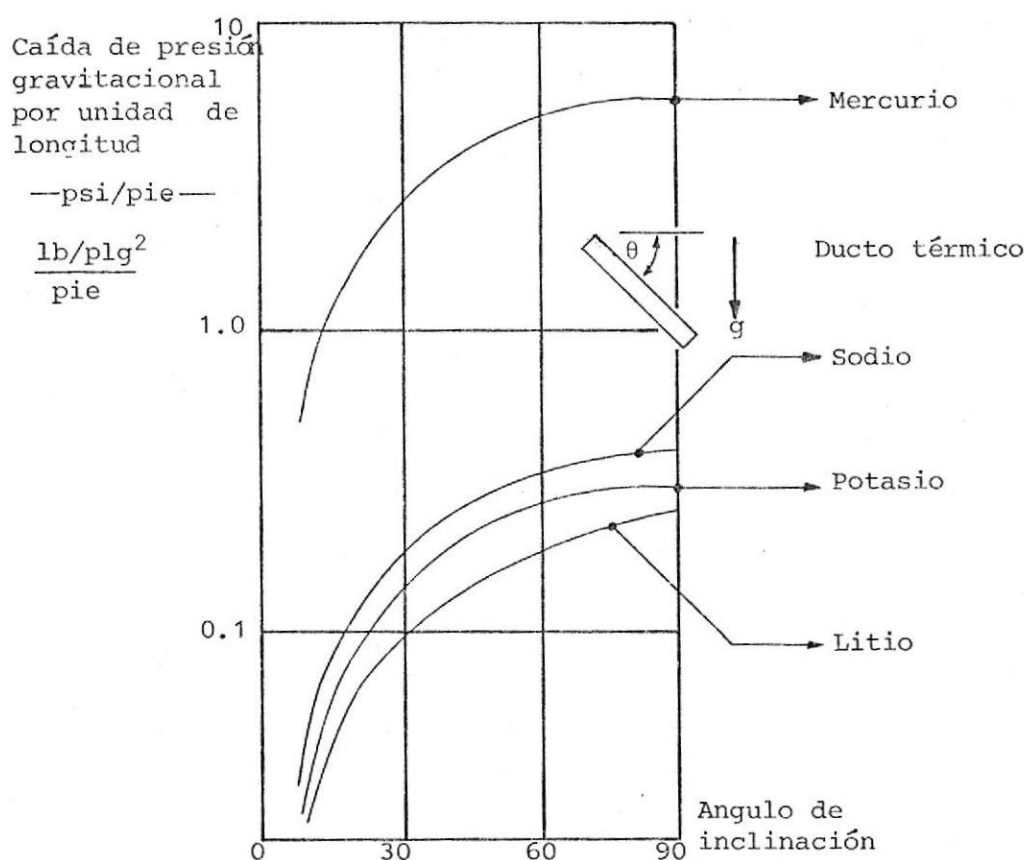


FIGURA 2.13.- CAIDAS DE PRESION GRAVITACIONAL PARA DIVERSOS METALES LIQUIDOS UTILIZADOS COMO F.D.T. EN LOS D.T.

él primordialmente.

EFECTO DE LA GRAVEDAD

La fuerza de la gravedad puede en determinados casos in-

fluir sobre el funcionamiento del ducto térmico, así la gravedad ayudará a aumentar su eficiencia cuando la sección del evaporador está por debajo del condensador, no producirá ningún efecto cuando se encuentran al mismo nivel y disminuirá la eficiencia cuando la sección del condensador está por debajo del evaporador. Como los efectos gravitacionales son de valores muy pequeños para el vapor éstos se desprecian y siempre que éstos efectos se tomen en cuenta será sólo para la fase líquida. En la figura 2.13 podemos observar los efectos de la gravedad para un ducto térmico inclinado con diferentes fluidos de trabajo.

CONCLUSION

Las limitaciones y características que hemos señalado del ducto térmico sirven para definir los campos de aplicación práctica del ducto térmico. Así en la figura 2.14 vemos las curvas de los límites que hemos citado para ducto térmico con metal líquido como fluido de trabajo, las líneas gruesas representan los valores de los límites escogidos para este caso y el ducto deberá operar con valores que no exceden a estas curvas.

Del análisis teórico y del estudio experimental se ha determinado que el ducto térmico puede operar transmitiendo calor con una capacidad de quinientas veces mayor por unidad de peso que el mejor conductor metálico. También, hay muchas aplicaciones en la transferencia de calor que necesitan una temperatura uniforme ó casi constante para una área determinada, esto puede ser llevado a efecto por

medio de un ducto térmico en base a que su funcionamiento según se ha determinado es casi constante, si la fuente calor es una llama ó cualquier otra fuente que no entrega la energía en forma continua el ducto seguirá operando normalmente sin ser afectado, esto se debe a que

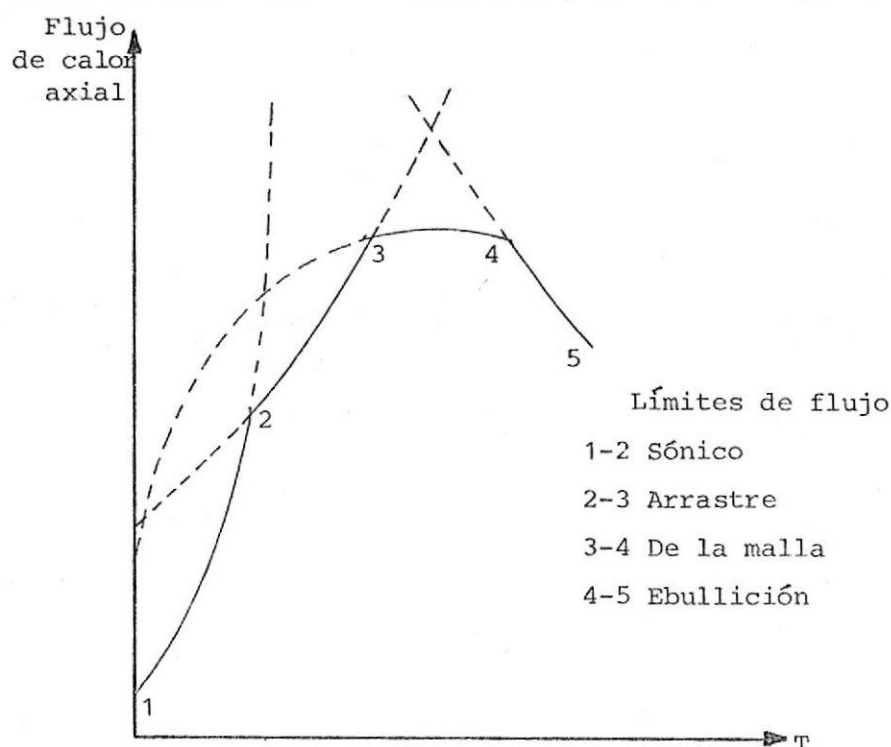


FIGURA 2.14.- LIMITACIONES DE UN DUCTO TERMICO

la evaporización y condensación del fluido de trabajo se efectúa teóricamente a una misma temperatura y un aumento o disminución de ella sólo aumentará o disminuirá la razón de evaporización y condensación, además esta habilidad de absorber y descargar calor es lo que permite al ducto térmico que se lo llame transformador de calor. Si por algún motivo es necesario separar la fuente y el su-

midero de calor, el ducto puede hacerlo sin disminuir su eficiencia porque tiene la sección adiabática en su parte media.

Podemos agregar también que las vibraciones producirán ó aumentarán la turbulencia del fluído lo cual aumentará la razón de transferencia de calor en el ducto y como consecuencia mejorará la eficiencia del aparato. El ducto térmico podrá, de acuerdo a sus principios teóricos de operación, operar en un rango de temperaturas sin ninguna - clase de control externo, su funcionamiento es confiable para un período grande.

En la conclusión final del análisis teórico del ducto térmico debemos recalcar en el hecho de que las dos limitaciones más importantes para su selección y en su operación son: Primero, la capacidad de transporte de calor en base a su capacidad de bombeo capilar ó flujo de masa en el ducto; y, la segunda, es la razón máxima de flujo de calor que pueden aceptar las secciones del evaporador y condensador. Estos dos puntos son los que deben básicamente determinar la capacidad del ducto térmico y los que todos los diseñadores van a tener en cuenta para el desarrollo de su trabajo.

CAPITULO 3
CONSIDERACIONES DE DISEÑO
DEL DUCTO TERMICO

CAPITULO 3

CONSIDERACIONES DE DISEÑO DEL
DUCTO TERMICOINTRODUCCION
CONSIDERACIONES PARA PROYECTO DE UN
DUCTO TERMICO

Al estudiar el análisis teórico del ducto térmico hemos señalado las características principales de su operación y las propiedades de cada uno de los elementos que lo componen, en este capítulo vamos a establecer todas las ecuaciones matemáticas que nos permitan conocer cuantitativamente la teoría de la ingeniería para el diseño y el análisis del comportamiento del mismo. Trataremos de presentar el análisis en riguroso orden y amplitud de tal forma que se facilite su comprensión; la nomenclatura utilizada está acorde con la mayoría de los textos conocidos en nuestra especialidad.

La teoría del ducto térmico nos ha dicho que las capacidades de flujo de calor y de bombeo capilar son las dos importantes propiedades que definen la aplicación práctica del ducto térmico, mientras que las demás propiedades siempre quedarán bajo opinión del diseñador en particular. En nuestro caso desarrollaremos éste trabajo con el mismo criterio y circunscribiendo el análisis a un ducto de sección transversal circular de forma cilíndrica y alargada por ser el de mayor uso y el que mayores ventajas ofrece para el cálculo de diseño, y a partir de éste generalizaremos para otras formas. La cantidad de fluido de trabajo que deberá tener el ducto para su operación es tal que cubra totalmente la malla y ésta debe estar perfectamente adherida a la superficie interior del ducto, el ángulo de contacto entre el fluido y la malla debe ser

menor de noventa grados ó sea que el fluido debe mojar a la malla. Además, partiremos del criterio de que el flujo de calor que se transmite axialmente por las dos áreas que corresponden a las tapas del ducto son despreciables, en virtud de que este valor es muy pequeño con relación a la cantidad de calor transmitida lateralmente y porque además todos los estudios consultados parten de este punto, exceptuando un trabajo reciente de ducto térmico con carga controlada de gas por D.K. Edwards y B.D. Marcus, ver referencias bibliográficas. Así mismo tomamos como nulo el gradiente de temperaturas en sentido radial, es decir que la temperatura en el centro del ducto es igual a la temperatura del área interior de la malla, esto es porque el radio del ducto es muy pequeño en comparación con su longitud y la conductividad térmica de los elementos del ducto térmico son tales que las pérdidas de calor en una dimensión pequeña son casi nulas. Esta elevada conductividad térmica de la interfase líquido-vapor hacen que el radio hidráulico del espacio para el vapor sea grande, ver apéndice 7.1.3, y que el gradiente de presión que ocasiona el flujo de vapor sea mínimo.

CONDICION ESTATICA

La condición estática del ducto térmico representa al estado del mismo en el cual no existe transferencia de calor, el calor no es añadido ni extraído y no existe ningún tipo de movimiento en relación al campo gravitacional. En la figura 3.1 vemos un ducto térmico cuya longitud es l , el radio del ducto es r_t , la estructura capilar es de radio r_m , el espacio para el vapor es r_v y ϕ es el ángulo de inclinación del tubo en el campo gravitacional;

de acuerdo a la Ley fundamental de la Hidrostática para fluidos incompresibles la presión para la fase líquida del ducto será

$$p_l(x) = p_{atm} + \rho_l g x \text{ sen } \phi \quad 3.1$$

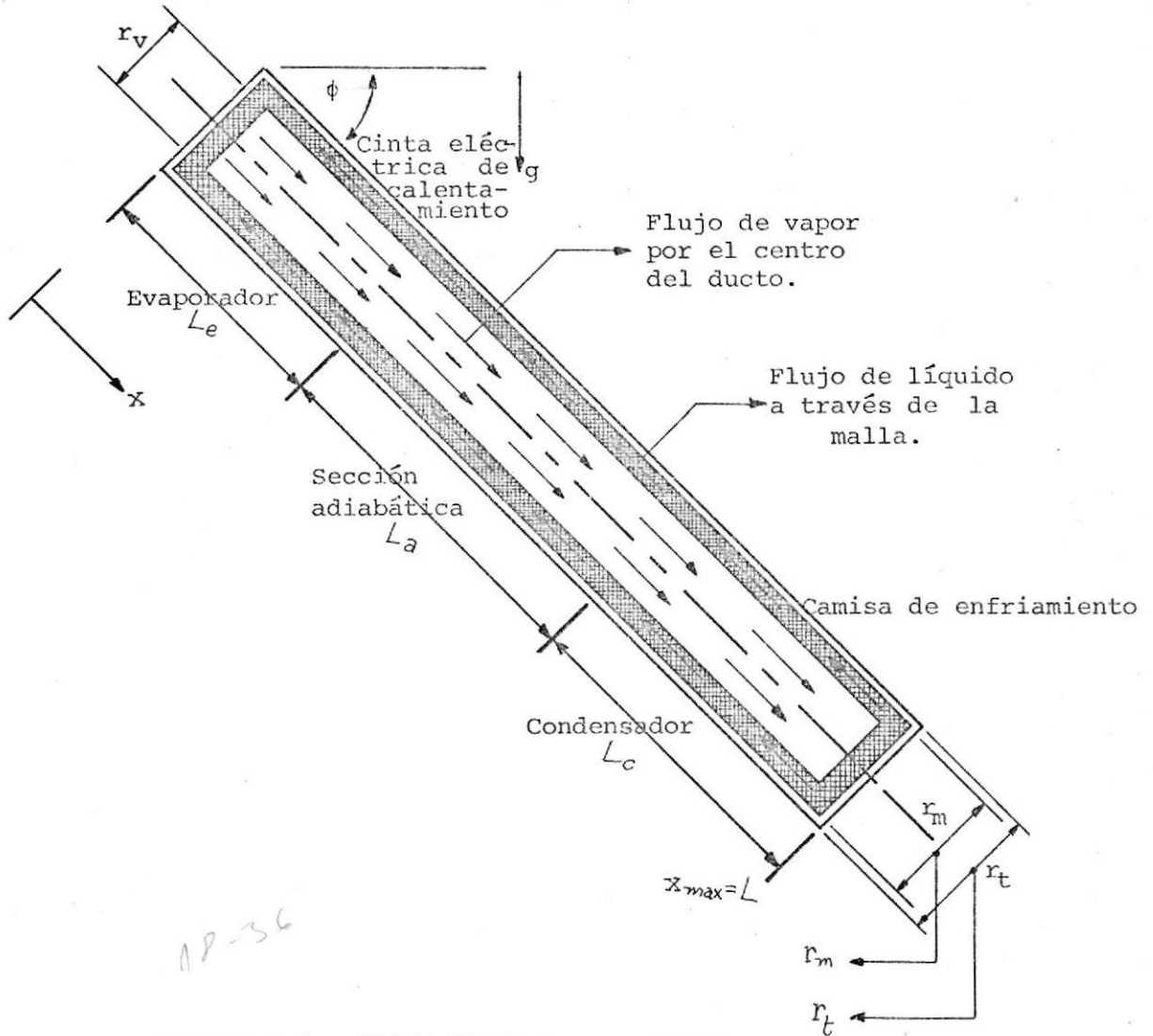


FIGURA 3.1.- DUCTO TERMICO CILINDRICO

la fase de vapor tiene un comportamiento casi igual al de los gases ideales y obedecerá la distribución de Boltzman, pero como el gradiente de presión es mínimo lo despreciamos y decimos que la presión de la fase vapor del ducto es solamente $p_v(x)$.

En la interfase entre el líquido de la estructura capilar y el vapor adyacente existirá una diferencia de presión debida a la tensión superficial que la determinaremos de la siguiente manera, si llamamos $r(x)$ al radio de curvatura del menisco de esta interfase y si asumimos que las formas de las moléculas al paso de la fase líquida a vapor ó viceversa debido a su tensión son esféricas, entonces tendremos

$$\sigma = \frac{F}{2 \pi r(x)} \quad \therefore \quad F = 2 \pi \sigma r(x)$$

$$p = \frac{F}{A} \quad \therefore \quad F = pA$$

luego,

$$pA = 2 \pi \sigma r(x)$$

$$[p_v(x) - p_\ell(x)] [\pi r(x)^2] = 2 \pi \sigma r(x)$$

$$p_v(x) - p_\ell(x) = \frac{2\sigma}{r(x)} \quad 3-2$$

De esta última ecuación deducimos que la presión del vapor del fluido de trabajo depende no solamente de la temperatura T , sino también del radio de curvatura de la interfase líquido-vapor $r(x)$. Respecto a esta dependencia de la presión del vapor $p = p(T, r)$, un trabajo titulado "Teoría del ducto térmico" por T.P. Cotter, citado en nuestra lista de referencias 1, nos dice que

$$p(T, r) = p(T, \infty) e^{-\frac{2\sigma M}{\rho_\ell R T r}}$$

donde M es el peso molecular del vapor y R es la constante universal de los gases; la cantidad $2\sigma M/\rho_\ell R T$ general-

mente tiene valores de magnitud 10^{-6} ó menos, el tamaño del poro capilar de la malla es del orden de 10^{-4} cm, entonces el valor del exponente será tan pequeño que lo podemos despreciar y podemos tomar $p = p(T)$. En base a este análisis para el caso de condición estática del ducto térmico se puede hacer que la presión del vapor del fluido de trabajo es igual a la presión del vapor adyacente $p(T) = p_v$.

Si la estructura capilar tiene una malla de poros cuyo menor radio efectivo o radio hidráulico es r_c y el fluido de trabajo forma con ella un ángulo de contacto θ , entonces de acuerdo a la mecánica de los fluidos el radio de curvatura mínimo para la formación del menisco entre el líquido y la malla será igual a $r_c/\cos \theta$. De la misma manera, se ha determinado por parte de algunos experimentadores que bajo ciertas circunstancias en la superficie de la estructura capilar ó fuera de ella la interfase líquido-vapor puede tener un radio máximo de curvatura mayor o menor al radio del espacio para el vapor, así, si una buena parte del líquido forman burbujas entonces las fuerzas gravitacionales estarán predominando sobre las de tensión superficial y el radio de curvatura de la interfase tendrá un valor infinito. Luego el rango de variaciones de los valores que puede tomar el radio de curvatura de la interfase líquido-vapor será $r_c/\cos \theta < r_c \leq \infty$.

Con los valores límites del radio de curvatura y tomando en cuenta la ecuación 3.2 podemos decir que el máximo gradiente de presiones existirá cuando el radio de curvatura tenga un valor mínimo, ó sea

$$r(x) = r_c/\cos \theta$$

$$\begin{aligned}
 p_v(x) - p_l(x) &= \frac{2 \sigma}{r_c / \cos \theta} \\
 &= \frac{2 \sigma \cos \theta}{r_c}
 \end{aligned}
 \tag{3-3}$$

la diferencia de presiones de la interfase líquido-vapor debida a las fuerzas hidrostáticas es

$$p_v(x) - p_l(x) = \rho_l g x \sin \phi \tag{3-4}$$

e igualando estas dos diferencias de presiones, correspondientes a las ecuaciones 3-2 y 3-3, tendremos

$$\frac{2 \sigma \cos \theta}{r_c} = \rho_l g x \sin \phi$$

$$x_{\text{máx}} = L$$

$$L = \frac{2 \sigma \cos \theta}{\rho_l g r_c \sin \phi} \tag{3-5}$$

ésta es la máxima longitud que puede tener el ducto térmico y la máxima elevación del ducto con relación al campo gravitacional es

$$L \sin \phi = \frac{2 \sigma \cos \theta}{\rho_l g r_c} \tag{3-6}$$

CONDICION DE ESTADO ESTABLE

El ducto térmico estará en condiciones de estado estable después de que han terminado los efectos del arranque y todas las propiedades dinámicas de su operación se estabilizan a lo largo de todo el ducto. Las ecuaciones que determinaremos serán orientadas a conocer las máximas ra

zones de flujo de energía calorífica del ducto en el presente estado.

La ecuación de conservación de la energía en estado estable en ausencia de fuentes externas es

$$\nabla \cdot \vec{q} = 0$$

en donde q es la razón de flujo de energía que en este caso es calor, ver apéndice 7.1.4. El flujo de calor en estado estable por convección y radiación en el ducto es

$$\vec{q} = h \cdot \rho \cdot \vec{v} - k \cdot \nabla T$$

h es la entalpía específica del fluido de trabajo y, k es la conductividad térmica del medio. El flujo de calor por radiación es de valor insignificante en relación al de convección y conducción razón por la que despreciamos este valor. El flujo total de calor $Q(x)$ será

$$Q(x) = \int_0^{r_t} q_x(x, r) 2\pi r dr$$

Cuando el ducto térmico se encuentra operando en estado estable el flujo de calor es grande aunque los gradientes de temperaturas en sentido axial y radial son muy pequeños exceptuando solamente el gradiente de temperatura radial en las paredes del ducto y en la malla. Entonces asumiento que en el régimen de estado estable los términos de conducción de calor en sentido axial x son despreciables comparados con los términos de la convección, tenemos

$$Q(x) = \int_0^{r_v} h_v \rho_v v_x 2\pi r dr + \int_{r_v}^{r_m} h_l \rho_l v_x 2\pi r dr \quad 3-7$$

Las entalpías específicas del vapor h_v y del líquido h_l corresponden a la interfase líquido-vapor y dependen de la temperatura estando relacionadas por la siguiente ecuación

$$h_v(T) = h_l(T) + h_{lv}(T) \quad 3-8$$

donde $h_{lv}(T)$ es el calor latente de vaporización del fluido de trabajo a la temperatura T . Además, definimos a las entalpías específicas promedio del líquido \bar{h}_l como

$$\bar{h}_l = \frac{\int_{r_v}^{r_m} h_l \rho_l v_x \cdot 2\pi r dr}{\int_{r_v}^{r_m} \rho_l v_x \cdot 2\pi r dr} \quad 3-9$$

La ecuación de la conservación de masa o continuidad para un fluido de densidad $\rho(x,r)$ fluyendo con velocidad $v(x,r)$ es

$$\nabla \cdot \rho \vec{V} = 0$$

dado en el apéndice anterior. Para nuestro ducto térmico los componentes de la velocidad v_x y v_r satisfacen las condiciones de frontera.

$$v_x(0,r) = v_x(l,r) = v_r(x,r_m) = 0$$

Si aplicamos esta ecuación al flujo total de vapor \dot{m}_v y de líquido \dot{m}_l en el sentido axial x , tendremos

$$\begin{aligned} \dot{m}_v(x) &= \int_0^{r_v} \rho_v v_x dA \\ &= \int_{r_v}^{r_m} \rho(x,r) v_x(x,r) 2\pi r dr \quad 3-10 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\dot{m}_\ell(x) &= \int_{r_v}^{r_m} \rho_\ell v_x dA \\ &= \int_{r_v}^{r_m} \rho(x,r) v_x(x,r) 2\pi r dr\end{aligned}\quad 3-11$$

aplicando el Teorema de Gauss a estas dos últimas ecuaciones, ver apéndice 7.1.5., en la región que comprende el ducto 0-x y su radio interior r_m , tenemos que

$$\dot{m}_v(x) + \dot{m}_\ell(x) = 0 \quad 3-12$$

Sustituyendo las ecuaciones 3-8 al 3-12 en la ecuación 3-7; presentado en la referencia (1), obtendremos la siguiente expresión

$$Q(x) = h_{\ell v} \dot{m}_v \left[1 + (h_\ell - \bar{h}_\ell) / h_{\ell v} \right] \quad 3-13$$

en los cálculos prácticos el término $(h_\ell - \bar{h}_\ell) / h_{\ell v}$ es de valor muy pequeño que el no tomarlo en consideración de ninguna manera altera el resultado, con este criterio podemos decir que el transporte de energía calorífica a lo largo del ducto térmico se debe al flujo por convección - del calor latente de vaporización del fluido de trabajo, o sea

$$Q(x) = h_{\ell v} \cdot \dot{m}_v(x) \quad 3-14$$

LIMITE DE CAPILARIDAD

La capacidad de flujo de calor del ducto térmico dada por la razón de bombeo capilar es una de las principales ecuaciones que se deben conocer dentro del diseño de este aparato. El análisis que a continuación vamos a presentar se orienta a este propósito, para lo cual acogemos como pun-

to de partida las ecuaciones fundamentales de la mecánica de los flúidos y transferencia de calor y como modelo básico el correspondiente a la última figura, teniendo en cuenta que para que nuestro desarrollo sistemático se facilite junto con su exposición es necesario tener presente las siguientes asunciones que hacemos:

1. El sistema es tratado en una sola dimensión.
2. La malla en el condensador y en la sección adiabática se encuentran saturadas con líquidos, y la sección del evaporador es perfecta de tal manera que todo el líquido que le llega se convierta en vapor.
3. La temperatura en la sección del condensador (malla y fluido) es representativa del valor promedio entre la temperatura de saturación del fluido y la temperatura del sumidero.
4. La temperatura de la sección adiabática y del evaporador (malla y fluido) es igual a la temperatura de saturación del fluido.
5. El flujo de calor extraído en la región del condensador es uniforme en toda su longitud.
6. En la interfase líquido-vapor un punto puede ser determinado con un simple radio de curvatura.

Estas asunciones necesarias para la presentación conveniente de las ecuaciones matemáticas las mencionaremos en el momento oportuno.

Haciendo un balance de masa para una longitud infinitesimal Δx en la sección del condensador ($0 < x < L_C$), tenemos

$$\text{Flujo neto de masa} = 0$$

$$\dot{m} = 0$$

$$[\dot{m}_\ell(x + \Delta x) - \dot{m}_\ell(x)] \varepsilon A - \dot{m}_v \Pi D \Delta x = 0$$

donde, ε es la porosidad de la malla o fracción de volumen ocupado, A es el área transversal de la malla, D es el diámetro interior de la malla; el producto εA siempre nos dará el área real de flujo, razón por la que utilizamos este valor y no solo A para el caso de la estructura capilar. Reordenando la ecuación nos quedará:

$$\frac{\dot{m}_\ell(x + \Delta x) - \dot{m}_\ell(x)}{\Delta x} = \frac{\Pi D}{\varepsilon A} \dot{m}_v$$

en el límite cuando $\Delta x \rightarrow 0$

$$\frac{d\dot{m}_\ell(x)}{dx} = \frac{\Pi D}{\varepsilon A} \dot{m}_v \quad 3-15$$

$$0 < x < L_C$$

aplicando la ley de la conservación de la energía, tendremos

$$\Delta E = 0$$

para nuestro elemento diferencial será

$$[\dot{m}_\ell(x + \Delta x) - \dot{m}_\ell(x)] h_\ell \varepsilon A + \frac{\Delta x}{L_C} Q - \dot{m}_v h_v \Pi D \Delta x = 0$$

el término $\frac{\Delta x}{L_C} Q$ representa la cantidad de calor por unidad de longitud que sale de la sección del condensador, L_C es la longitud del condensador, reordenando la ecuación nos quedará

$$h_\ell \frac{\dot{m}_\ell(x + \Delta x) - \dot{m}_\ell(x)}{\Delta x} + \frac{Q}{\varepsilon A L_C} = \frac{\Pi D}{\varepsilon A} h_v \dot{m}_v$$

en el límite cuando $\Delta x \rightarrow 0$

$$h_l \frac{d\dot{m}_l(x)}{dx} + \frac{Q}{\epsilon AL_C} = \frac{\pi D}{\epsilon A} h_V \dot{m}_V \quad 3-16$$

$$(0 < x < L_C)$$

tomando la ecuación fundamental del momentum, que dice:

$$\text{suma de fuerzas actuando en el fluido} = \frac{1}{g_0} \cdot \text{flujo neto del momentum de salida}$$

g_0 es la gravedad específica, para nuestro caso la ecuación estará expresada de la siguiente manera.

$$\text{fuerzas capilares} + \text{fuerzas de fricción} + \text{fuerzas de gravedad} = \frac{1}{g_0} \cdot \text{flujo neto del momentum} \quad 3-17$$

Nos corresponde ahora encontrar la correspondiente ecuación para cada una de las fuerzas y flujo señalados. Las diferencias de presión debido a la tensión superficial ó capilaridad, de acuerdo a lo deducido en la ecuación 3.3 es

$$\Delta p(x) = \frac{2\sigma \cos \theta}{r(x)}$$

cuando el menisco formado entre el líquido y en este caso la malla es caracterizada por dos radios de curvatura, entonces la ecuación se transforma en

$$\Delta p(x) = 2\sigma \left[\frac{\cos \theta_1}{r_1(x)} + \frac{\cos \theta_2}{r_2(x)} \right]$$

Si llamamos R al radio del poro de la malla, entonces

$$\cos \theta = \frac{r(x)}{R(x)}$$

Tomando en cuenta este valor el gradiente de presión será

$$\Delta p(x) = 2\sigma \left[\frac{1}{R_1(x)} + \frac{1}{R_2(x)} \right]$$

aplicando esta ecuación a nuestro modelo tenemos que

$$\Delta p(x) = 2\sigma \left[\frac{1}{R(x)} + \frac{1}{R(x+\Delta x)} \right]$$

luego la fuerza debida a la tensión superficial capilar es

$$F_\sigma = 2\sigma \left[\frac{1}{R(x)} + \frac{1}{R(x+\Delta x)} \right] \varepsilon A \quad 3-18$$

si asumimos que el flujo en el ducto es laminar, entonces de acuerdo a la Ley de Darcy para flujo laminar a través de un medio poroso, tenemos que el gradiente de presión va le

$$\Delta p(x) = \frac{\mu_\ell L \dot{m}}{\rho_\ell K}$$

μ es la viscosidad absoluta o dinámica del fluido, L es la longitud efectiva del flujo en el medio poroso y, k es la permeabilidad de la malla. Para nuestro caso la ecuación quedará, así:

$$F_\mu = \Delta p(x) \cdot A$$

$$L = \Delta x$$

$$F_\mu = \frac{\mu_\ell m_\ell(x)}{\rho_\ell k} \Delta x \cdot \varepsilon A \quad 3-19$$

el gradiente de presión para un fluido debido al campo gra vitacional en que se encuentra obedece a la siguiente e cuación

$$\Delta p(x) = \frac{\rho g}{g_0} L \cos \phi$$

entonces para el presente caso tendremos que

$$F_g = \rho_l \frac{g}{g_0} \epsilon A \Delta x \cos \phi \quad 3-20$$

el flujo neto del momentum aplicado a nuestro elemento diferencial de acuerdo a su figura es

$$\text{flujo neto del momentum} = \dot{m}_l(x+\Delta x) \epsilon A \frac{\dot{m}_l(x+\Delta x)}{\rho_l} - \dot{m}_l(x) \epsilon A \frac{\dot{m}_l(x)}{\rho_l} \quad 3-21$$

sustituyendo las ecuaciones 3-18 al 3-21 en la 3-17, tendremos

$$2\sigma \left[\frac{1}{R(x)} + \frac{1}{R(x+\Delta x)} \right] \epsilon A + \frac{\mu_l \dot{m}_l(x)}{\rho_l k} \Delta x \epsilon A + \rho_l \frac{g}{g_0} \epsilon A \Delta x \cos \phi$$

$$= \frac{1}{g_0} \dot{m}_l(x+\Delta x) \epsilon A \frac{\dot{m}_l(x+\Delta x)}{\rho_l} - \dot{m}_l(x) \epsilon A \frac{\dot{m}_l(x)}{\rho_l}$$

ó también

$$2\sigma \frac{\frac{1}{R(x)} + \frac{1}{R(x+\Delta x)}}{\Delta x} + \frac{\mu_l}{\rho_l k} \dot{m}_l(x) + \frac{g}{g_0} \rho_l \cos \phi = \frac{1}{g_0 \rho_l} \frac{\dot{m}_l(x+\Delta x) - \dot{m}_l(x)}{\Delta x}$$

en el límite $\Delta x \rightarrow 0$, la ecuación se convierte en

$$2\sigma \frac{d}{dx} \left[\frac{1}{R(x)} \right] - \frac{\mu_l}{\rho_l k} \dot{m}_l(x) + \frac{g}{g_0} \rho_l \cos \phi = \frac{1}{g_0 \rho_l} \frac{d}{dx} \left[\dot{m}_l^2(x) \right] \quad 3-22$$

De esta ecuación general que acabamos de encontrar, llegaremos a determinar la razón de flujo de calor Q en términos de las propiedades de capilaridad de la malla y del fluido, sustituyendo adecuadamente los límites o condiciones de frontera que nos interesa. Así, despejando \dot{m}_v de la ecuación 3-15 y reemplazando en la 3-16, tenemos que

$$\frac{d \dot{m}_\ell(x)}{dx} (h_v - h_\ell) = \frac{Q}{\epsilon AL_C} \quad (0 < x < L_C)$$

Luego

$$\frac{d \dot{m}_\ell(x)}{dx} = \frac{Q}{\epsilon AL_C h_{\ell v}} \quad (0 < x < L_C)$$

integrando entre 0 y x, quedará

$$\dot{m}_\ell(x) = \frac{Q}{\epsilon Ah_{\ell v}} \frac{x}{L_C} \quad (0 < x < L_C) \quad 3-23$$

de la cual se puede agregar que

$$\dot{m}_\ell(x) = \frac{Q}{\epsilon Ah_{\ell v}} \quad L_C < x < L_C + L_a \quad 3-24$$

deduciéndose que el flujo de masa del líquido en toda la longitud de la sección adiabática L_a , debe ser constante. Si nos permitimos representar la temperatura de la sección del condensador por un valor promedio T_C , y la de la sección adiabática por un valor promedio T_a . La ecuación del momentum 3-22 aplicada en las longitudes respectivas de la sección del condensador y la sección adiabática, - reemplazando las ecuaciones 3-23 y 3-24 dentro de ella y agregando que $\mu = \mu(T)$, $\rho = \rho(T)$, tenemos:

$$-2 \left[\frac{\sigma(T_a)}{R(L_C + L_a)} + \frac{\sigma(T_C) - \sigma(T_a)}{R(L_C)} - \frac{(T_C)}{R(0)} \right] + \left[\frac{1}{2k} \frac{\mu_\ell(T_C)}{\rho_\ell(T_C)} L_C + 2 \frac{\mu_\ell(T_a)}{\rho_\ell(T_a)} L_a \right] \left[\frac{Q}{\epsilon Ah_{\ell v}} \right] + \frac{g}{g_0} \left[\rho_\ell(T_C) L_C + \rho_\ell(T_a) L_a \right] \cos \theta = \frac{1}{g_0 \rho_\ell(T_C)} \left[\frac{Q}{\epsilon Ah_{\ell v}} \right]^2 \quad 3-25$$

Se ha demostrado experimentalmente (Report NASA-CR-54882),

referencia bibliográfica (14), que

$$\frac{1}{2k} \left[\frac{h_l (T_c)}{\rho_l (T_c)} L_c + 2 \frac{h_l (T_a)}{\rho_l (T_a)} L_a \right] \gg \frac{Q}{\epsilon Ah_l v} \quad 3-26$$

lo cual hace que el segundo miembro de la ecuación pueda ser despreciado. Además como hemos asumido que la malla de las secciones del condensador y la sección adiabática se encuentra saturada de líquido entonces el radio de curvatura $R(L_c)$ es infinito y también

$$\frac{\sigma(T_c) - \sigma(T_a)}{R(L_c)} = 0 \quad 3-27$$

también podemos asumir que: cuando $x = 0$ el ducto térmico está completamente anegado de líquido y entonces $R(0)$ es infinito, y que el radio de curvatura de la sección adiabática $R(L_c + L_a)$ es de un valor mínimo. Este valor mínimo es tal que el equilibrio de la altura capilar es una prueba vertical del material de la malla queda satisfecha por

$$\frac{2 \sigma(T_a)}{R(L_c + L_a)} = \frac{g}{g_0} \bar{\rho}_l H$$

donde $\bar{\rho}_l$ es el valor promedio de la densidad del líquido en las regiones del condensador y adiabática; H es el aumento del nivel del equilibrio capilar de una malla vertical en el campo gravitacional, este valor es medido a una temperatura de referencia T_r que no es la temperatura de operación del ducto térmico y cerca del nivel donde la aceleración debido a la gravedad es g_r , luego

$$H = H_r \frac{\sigma(T_a)}{\sigma(T_r)} \frac{\rho_l(T_r)}{\rho_l} \frac{g_r}{g}$$

en la cual la variación del radio de curvatura con la tem

peratura sin desechadas, y sustituyendo este valor en la ecuación previa tendremos

$$\frac{2\sigma(T_a)}{R(L_c + L_a)} = \frac{g_r}{g_o} \frac{\sigma(T_a)}{\sigma(T_r)} \rho_l(T_r) H_r \quad 3-28$$

aplicando las asunciones hechas, ecuaciones 3-26 al 3-28 a nuestra ecuación principal 3-25, finalmente nos quedará

$$-\frac{g_r}{g_o} \frac{\sigma(T_a)}{\sigma(T_r)} \rho_l(T_r) H_r + \frac{1}{2K} \left[\frac{\mu_l(T_c)}{\rho_l(T_a)} L_c + 2 \frac{\mu_l(T_a)}{\rho_l(T_a)} L_a \right] \left[\frac{Q}{\epsilon Ah v} \right] + \frac{g}{g_o} \cos \theta \left[\rho_l(T_c) L_c + \rho_l(T_a) L_a \right] = 0$$

de donde deducimos que

$$Q = \frac{2K \epsilon Ah v}{\frac{\mu_l(T_c)}{\rho_l(T_c)} L_c + 2 \frac{\mu_l(T_a)}{\rho_l(T_a)} L_a} \left[\frac{g_r}{g} \frac{\sigma(T_a)}{\sigma(T_r)} \rho_l(T_r) H_r - \frac{g}{g_o} \rho_l(T_c) L_c + \rho_l(T_a) L_a \right] \cos \theta \quad 3-29$$

ecuación que nos dará el valor de la razón máxima de flujo de calor que puede transferir el ducto térmico en base a la capacidad de bombeo capilar del fluido de trabajo y la malla. Haciendo $L_a = 0$, podemos aplicar esta misma ecuación para un ducto térmico sin sección adiabática.

LIMITE SONICO

En el capítulo anterior se definió a ésta limitación del ducto térmico, en ésta parte en cambio presentaremos las ecuaciones que ello involucra hasta llegar a determinar como en los acápites anteriores cuál es la razón máxima de flujo de calor permisible según la presente limitación. De acuerdo a la ecuación 3-14 la razón máxima de flujo de ca-

lor es

$$Q = h_{\ell v} \cdot \dot{m}_v$$

la ecuación de la continuidad nos da

$$\dot{m}_v = \bar{\rho}_v \cdot \bar{v} A$$

donde, $\bar{\rho}_v$ es el valor promedio de la densidad del vapor, \bar{v} es la velocidad promedio en sentido axial del vapor al salir del evaporador, A es el área transversal de la sección central del ducto o pasaje del vapor. Si combinamos estas dos ecuaciones vamos a tener que

$$\frac{Q}{A} = h_{\ell v} \cdot \bar{\rho}_v \cdot \bar{v} \quad 3-30$$

siendo este valor Q/A el flujo de calor axial basado en el área transversal del pasaje de vapor. De acuerdo a la ecuación obtenida podemos decir que este flujo de calor es constante y que puede ser ajustado en tal manera que se utilicen bajas presiones, temperaturas y densidades del vapor hasta valores en que la velocidad del vapor a la salida del vapor sean cercanos al límite sónico.

Durante el arranque o puesta en marcha del ducto térmico las temperaturas de la misma en muchas ocasiones son muy altas y ocasionan una diferencia entre los dos extremos de la sección del evaporador, la cual puede ser predeterminada utilizando la ecuación del momentum para un sistema con adición de masa, así

$$p_1 = p_2 + \rho_v \cdot v^2$$

en la cual, p_1 es la presión estática en el extremo donde comienza el vaporador, p_2 es la presión estática don-

de termina el evaporador, $\rho_v v^2$ es la presión dinámica a la salida del evaporador. Si ésta ecuación la utilizamos en función del Número de Mach como si el vapor se comportara como un gas ideal, tenemos que

$$\frac{P_1}{P_2} = 1 + M^2 k \quad 3-31$$

M es el Número de Mach a la salida del evaporador, ver Apéndice 7.1.6., k es el radio específico del calor del vapor. El uso correcto de ésta ecuación nos permite tomar gradientes de presión de acuerdo al criterio propio de cada diseñador, ya sea en condiciones sónicas o subsónicas.

LIMITE DE ARRASTRE

La presente limitación nos permite conocer la máxima razón de flujo de calor que puede transferir el ducto térmico en base a la capacidad que le da la relación entre la fuerza de inercia del vapor y la fuerza de tensión superficial del líquido. Esta relación la obtenemos del número de Weber, ver apéndice 7.1.7., el cual vale

$$\frac{\rho_v \cdot v^2 \cdot L}{2 \Pi \sigma} = 1 \quad 3-32$$

cuando ésta razón es mayor que la unidad, se presenta una condición muy similar a la que se puede observar en una porción de agua agitada por altas velocidades del viento en la cual las ondas formadas se propagan hasta que el líquido se rompe en su pico ó altura máxima. Una vez que el arrastre empieza en el ducto térmico la circula-

ción se incrementa hasta que el retorno del líquido no puede acomodarse en el mismo camino del incremento de flujo, esto causará la presencia de puntos secos y sobrecalentamiento de la sección del evaporador.

Puesto que las longitudes de onda de las perturbaciones en la interfase líquido-vapor del ducto térmico está determinada por la estructura de la malla, el límite de arrastre puede ser encontrado combinando las ecuaciones 3-32 y 3-30, de lo que nos queda

$$\frac{Q}{A} = h_v \cdot \sqrt{\frac{2 \pi \rho_v \sigma}{L}} \quad 3-33$$

la cual nos da la razón máxima de flujo de calor en el ducto térmico permitida por el límite de arrastre del fluido de trabajo.

LIMITE DE FLUJO DE CALOR

El ducto térmico para su funcionamiento correcto debe cumplir satisfactoriamente todas las limitaciones anteriores, pero además vamos a señalar en esta parte del capítulo una limitación que tiene una incidencia muy especial en la aplicación misma del ducto. Tal es el caso de que se puede seleccionar un ducto térmico para cierta aplicación y éste puede cumplir con todas las limitaciones anteriores que están relacionadas con las propiedades físicas de los elementos que la componen, pero a lo mejor el área de transferencia de calor del evaporador y condensador y el punto de ebullición del fluido de trabajo no permiten tal cantidad de calor; en tal virtud esto es lo que estudiamos en el presente acápite.

Aunque la ebullición no ha sido encontrada en los ductos térmicos con metales líquidos como fluidos de trabajo, esto de todas maneras puede ocurrir por el alto flujo de calor que recibe el evaporador y por la temperatura alta de operación del ducto. Así, de acuerdo a la ecuación 3-2 y a la ecuación fundamental de la transferencia de calor por conducción a través de una pared sólida, tenemos que

$$p_v - p_\ell = \frac{2 \sigma}{r}$$

$$\frac{Q}{S} = \frac{k (T_w - T_v)}{t} \quad 3-34$$

donde, p_v es la presión del vapor dentro de la burbuja, p_ℓ es la presión en el líquido adyacente, r es el radio del lugar de nucleación, S es el área de la sección del evaporador, k es la conductividad térmica de la malla saturada, T_w es la temperatura del interior de la malla, T_v es la temperatura de la interfase líquido-vapor y, t es el espesor de la malla. Entonces el máximo flujo de calor que puede recibir la sección del evaporador por unidad de área está dada por esta ecuación.


El tamaño de los puntos de localización en los ductos generalmente desconocidos y no es posible predecir cuando va a ocurrir la ebullición, sin embargo ésta última ecuación nos muestra que existen varios factores que ejercen influencia sobre la ebullición. Así, si el lugar para la nucleación es muy pequeño, un gradiente de presión grande se requiere para la formación de burbujas. Para un flujo de calor de entrada, la diferencia de presión dependerá del espesor y la conductividad térmica de la malla, de la temperatura de saturación de vapor y de la caída de presión en el vapor y en la fase líquida, esta caída de pre-

sión no es tomada en cuenta porque no es un factor importante en el estudio de la ebullición.

CONCLUSION

Después de conocer las ecuaciones que nos permitirán encontrar los valores máximos de flujo de calor que pueden ser transmitidos en base a la capacidad de las propiedades que comprenden dichas limitaciones, es necesario hacer énfasis que el ducto térmico no podrá en ningún momento transferir mayor cantidad de calor que le permite el calor latente de evaporización de su fluido de trabajo y éste valor debe estar siempre por debajo de los valores que corresponden a las demás limitaciones.

Además en el escogimiento de los elementos para el ducto térmico para conocer su tiempo de vida y demás características, quienes deseen fabricar uno de estos aparatos deberán tener presente que es importante conocer la afinidad química de los elementos que componen el ducto en tal forma que se garantice la ausencia de reacciones que destruyan los materiales que lo conforman, la geometría de la malla en congruencia con un aumento de la capacidad de bombeo capilar, y que los materiales del ducto de la malla tengan un punto de fusión muy por encima de la temperatura que van a recibir.



CAPITULO 4
EXPERIMENTACION DEL
DUCTO TERMICO

CAPITULO 4

EXPERIMENTACION DEL DUCTO TERMICO

El análisis del comportamiento del ducto térmico abarca el desarrollo de su operación ó funcionamiento estudiándolo desde los puntos de vista teórico y práctico. Corresponde en este capítulo el estudio práctico que equivale a efectuar los experimentos necesarios que nos permitan encontrar resultados que justifiquen su análisis teórico.

La presentación de los experimentos realizados con el ducto térmico la haremos dando primeramente las características de cada uno de los equipos utilizados en todas las experiencias y luego mostrando el procedimiento seguido en el desarrollo de las mismas, teniendo presente para esta parte, que se realizaron dos clases de experimentos, el uno con el enfriamiento en la sección del condensador por medio de la convección natural y el otro con enfriamiento por convección forzada.

EQUIPO UTILIZADO

Tal como lo hemos mencionado anteriormente haremos una descripción detallada de todos los equipos e instrumentos de medición utilizados en las dos clases de experimentos realizados.

DUCTO TERMICO.- Hemos seleccionado para el presente trabajo un Ducto Térmico modelo CA3-18 de la "Heat Pipe Corporation of America", su material es cobre y el fluido de trabajo es agua, las dimensiones son 450 milímetros de longitud y 12.50 milímetros de diámetro de sección -

transversal circular, ver apéndice 7.1.8., y figura 4.1. El rango de operación es de 5 a 200 grados Celsius, las secciones del evaporador, adiabática y del condensador son de la misma dimensión por cuanto así lo menos diseñado en razón de que en esta forma podemos realizar la variedad de experiencias que hemos efectuado, con diferentes potencias caloríficas que introducimos en el evaporador, sin tener que preocuparnos por variar las dimensiones de las tres secciones del ducto, dándonos además la ventaja que luego de concluidas las pruebas podemos establecer conclusiones más precisas entre sus resultados.

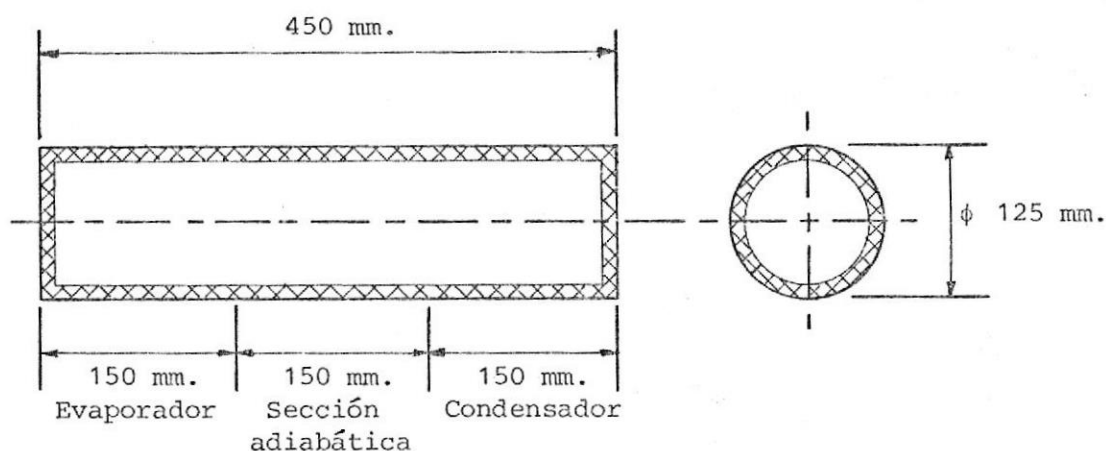


FIGURA 4.1.- DUCTO TERMICO TIPO CA3-18 DE LA "HEAT PIPE CORPORATION OF AMERICA"

FUENTE DE CALOR.- La potencia calorífica necesaria para calentar el evaporador del ducto térmico la obtenemos con una cinta eléctrica flexible recubierta de aislante pesado, en este caso fibra de vidrio que le permite ser usada directamente sobre una superficie metálica o superficies que sean conductores eléctricos. Esta cinta trabaja con corriente alterna de 115 voltios, a 60 ciclos y permite obtener valores de potencia de hasta 96 vatios que equivale a 82.56 Kcal/hr, pudiendo operar hasta temperaturas de 500 grados Celsius.

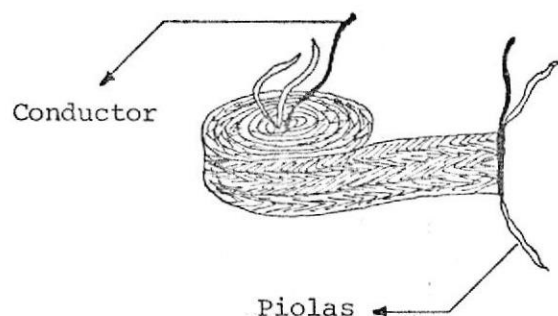


FIGURA 4.2.- CINTA ELECTRICA FLEXIBLE

Sus dimensiones son 25 milímetros de ancho por 600 milímetros de longitud, la misma fue obtenida de "Cole Parmer", catálogo 3105-20, ver figura 4.2.

SUMIDERO.- El sumidero de calor corresponde al sistema que está en contacto con la sección del condensador del ducto térmico. Como ya hemos señalado hemos establecido dos medios de enfriamiento; así, para el enfriamiento por convección natural hemos mantenido un volumen constante de 125 milímetros de agua que cubre toda la sección del condensador, ver figura 4.3., para el enfriamiento por convección forzada también utilizamos agua que en este caso está circulando a través de toda la sección del condensador a una razón de 200 mililitros por minuto, ver figura 4.4.

AISLANTE.- Todo el ducto térmico debe ser recubierto con aislante térmico para evitar que se produzcan pérdidas de calor al medio ambiente que lo rodea, los materiales utilizados para tal efecto son, la primera parte una capa de 10 milímetros de tela de asbesto 1445 marca Asberit S.A., luego una capa de lana de vidrio de 100 milí-

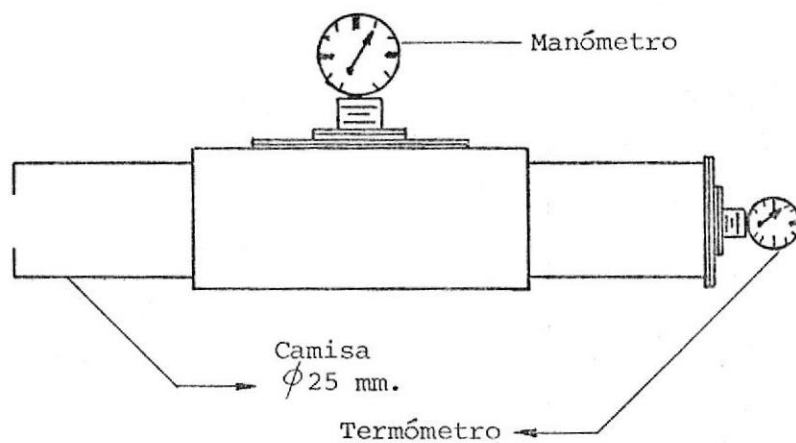


FIGURA 4.3.- CAMISA DE ENFRIAMIENTO PARA LA CONVECCION NATURAL.

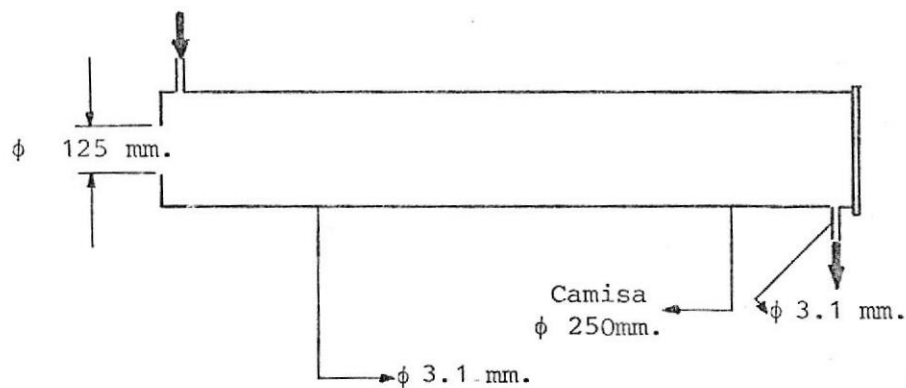


FIGURA 4.4.- CAMISA DE ENFRIAMIENTO PARA LA CONVECCION FORZADA

metros de espesor, estos dos aislantes pueden resistir temperaturas de 400 grados Celsius. Luego de los aislantes lo recubrimos con tela de lienzo preparada con pegamento y pintura que evite cualquier fuga de calor que pudiere existir.

TERMOCUPLAS.- Para medir las temperaturas en los diferentes puntos escogidos se utilizaron termocuplas de cobre con aluminio tipo T de la "Hosking Manufacturing Company", que puede trabajar en un rango de temperaturas entre -300 y 2300 grados Celsius. Las termocuplas al actuar nos dan valores de la diferencia de valores de la fuerza electromotriz que adquieren al estar en contacto con un cuerpo caliente, los mismos que se obtienen por medio de un potenciómetro al cual están conectados, estos valores son dados en milivoltios que para ser convertidos a grados Celsius de temperatura deben ser ubicados en una tabla de valores que acompaña a cada clase de termocupla.

POTENCIOMETRO.- Para medir la fuerza electromotriz creada en las termocuplas, para nuestro trabajo hemos utilizado un potenciómetro de marca "Leeds & Northrup" tipo 8686 Millivolt Potentiometer; ver figura 4.5, con aproximaciones de milésimas de milivoltios, lo cual resulta muy exacto para nuestro trabajo.

REOSTATO.- Es un autotransformador utilizado para variar de acuerdo a nuestra necesidad la potencia eléctrica que vamos a entregar a la fuente de calor del evaporador del ducto térmico. Hemos trabajado con un reostato Variac

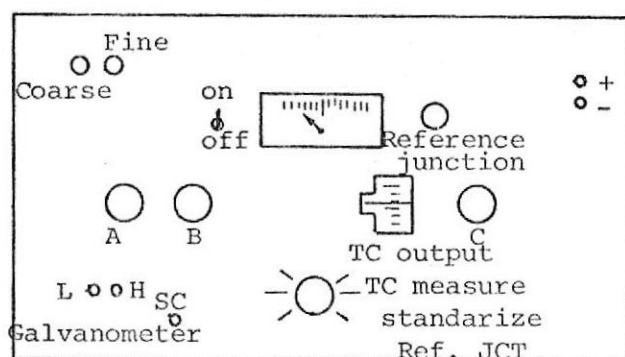


FIGURA 4.5. POTENCIOMETRO LEEDS & NORTHRUP
8686 MILLIVOLT

de características Powersta T (R), Variable Autotransformador tipo 3PN1168 50/60 ciclos de corriente alterna 1PH, INV 120 out V 0-140A 10 KVA 1.4, The Superior Electric Co. Bristol Conn. U.S.A., ver figura 4.6.

MULTIMETROS.- Para controlar posibles variaciones de la potencia eléctrica que estamos utilizando, que pueden producirse por fallas de los productores de la energía, es necesario controlar el voltaje y la intensidad de la corriente eléctrica. Los multímetros usados en nuestras experiencias son dos de marca Fluke tipo 8000A Digital Multimeter; ver figura 4.7.

RELOJ.- Para establecer un mejor control en la toma de las mediciones de temperatura, decidimos después de las experiencias previas que lo mejor era hacerlo a intervalos de tiempo fijo, para tal efecto utilizamos un reloj.

PEGAMENTO.- Para que la termocupla quede perfectamente -

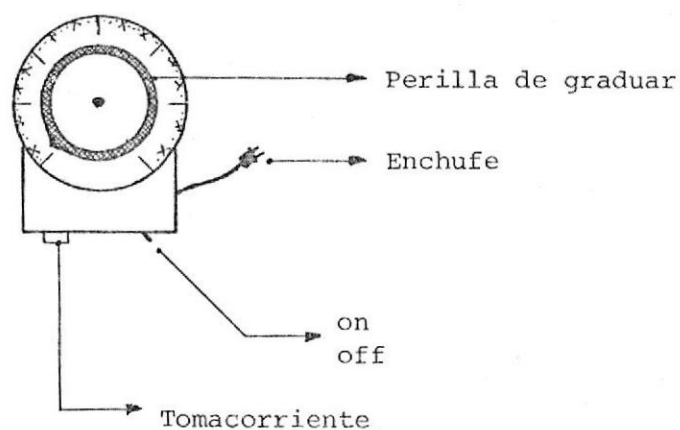


FIGURA 4.6.- REOSTATO POWERSTAT VARIABLE

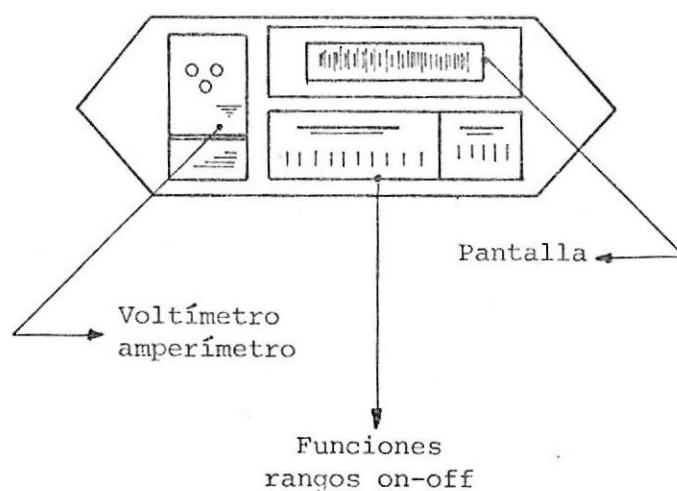


FIGURA 4.7.- MULTIMETROS FLUKE 8000A DIGITAL

adherida al ducto térmico, utilizamos un pegamento especial de marca "Araldite" que resiste altas temperaturas y es a la vez un aislante eléctrico y térmico. Este material por las facilidades para su aplicación, puesto -

que se lo hace a temperatura ambiente, es ventajosa su selección sobre cualquier tipo de soldadura metálica.

TERMOMETRO.- En la experimentación de enfriamiento por convección natural hemos utilizado un termómetro para conocer la variación de su temperatura durante cada experiencia.

MANOMETRO.- Conectado al sumidero al igual que el termómetro, en el caso de las experiencias de enfriamiento por convección natural, utilizamos un manómetro como factor de seguridad por si se presenta el caso de un aumento imprevisto de la presión del sumidero, su figura es igual a la del termómetro.

BOMBA.- Para los experimentos de enfriamiento del condensador del ducto térmico por medio de la convección forzada, hicimos circular el agua por medio de una bomba centrífuga, ver figura 4.8. Esta bomba tiene las siguientes características. Centrifugal Pump model 10-41-316, 316 Series Stainless Steel, Filled Teflow, 35 lbs. Pump/motor weight, motor Universal Type 115 VAC only, Single phase 5 AMP, 60 ciclos, 10000 RPM Changeable Brushes, Solid State Speed Control, On-off switch 3 prouged plug, out 1/4" NPT, in 3/8"NPT, Micropump 1035 Shary Court. Concord, C.A. 94518. El diagrama con las curvas de operación de la bomba presentamos en la figura 4.9.

MEDIDOR DE FLUJO.- Mientras se realiza el flujo de agua sobre el área exterior del condensador es indispensable

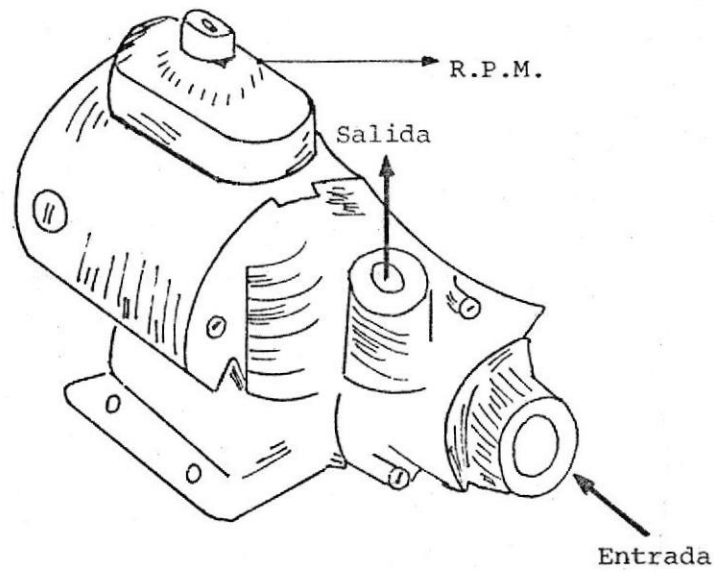


FIGURA 4.8.- BOMBA CENTRIFUGA MODELO 10-41-81

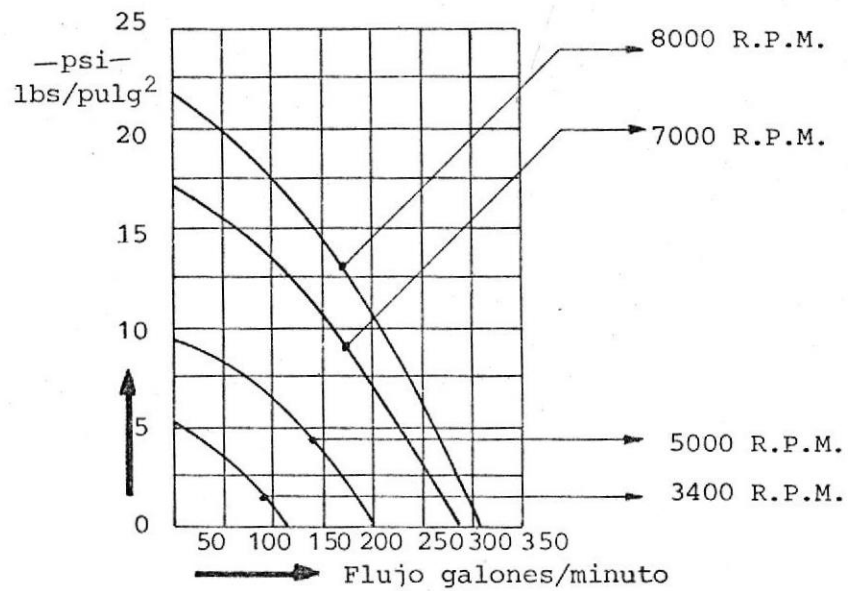


FIGURA 4.9.- CURVAS TÍPICAS DE FLUJO VS. PRESIÓN PARA VARIAS R.P.M. DEL MOTOR A FLUJO ABIERTO DE AGUA A 70°F

controlar su flujo para mantener la misma razón de flujo de agua de enfriamiento, para lo cual utilizamos un medidor de flujo de agua de la "Roger Gilmont Instruments, Inc" Great Neck, N.Y. 11021; ver figura 4.10. En la figura 4.11 podemos ver el diagrama de la curva de funcionamiento del medidor de flujo utilizado en nuestros experimentos.

4.1. CONVECCION NATURAL

Se presentará el procedimiento detallado seguido en la realización de estos experimentos.

1. El ducto térmico seleccionado para nuestro experimento se lo limpia bien con una lija fina para sacar el óxido y la grasa de su superficie exterior.
2. Colocamos las termocuplas en los sitios seleccionados en el ducto térmico; ver figura 4.12, y las fijamos con el pegamento ya señalado anteriormente.
3. Luego de secado el pegamento comprobamos con uno de los multímetros comprobamos conducción eléctrica con la superficie del ducto. De ésta manera aseguramos que la lectura que darán las termocuplas serán correctas.
4. Uno de los extremos del ducto lo escogemos como la sección del evaporador, su longitud es la tercera parte de la longitud total del ducto. A ésta sección le colocamos la cinta eléctrica que la va a calentar, la ajustamos perfectamente para que el calentamiento sea perfecto.

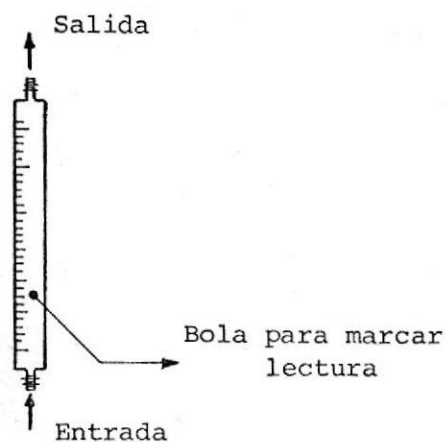


FIGURA 4.10.- MEDIDOR DE FLUJO ROGER GILMONT

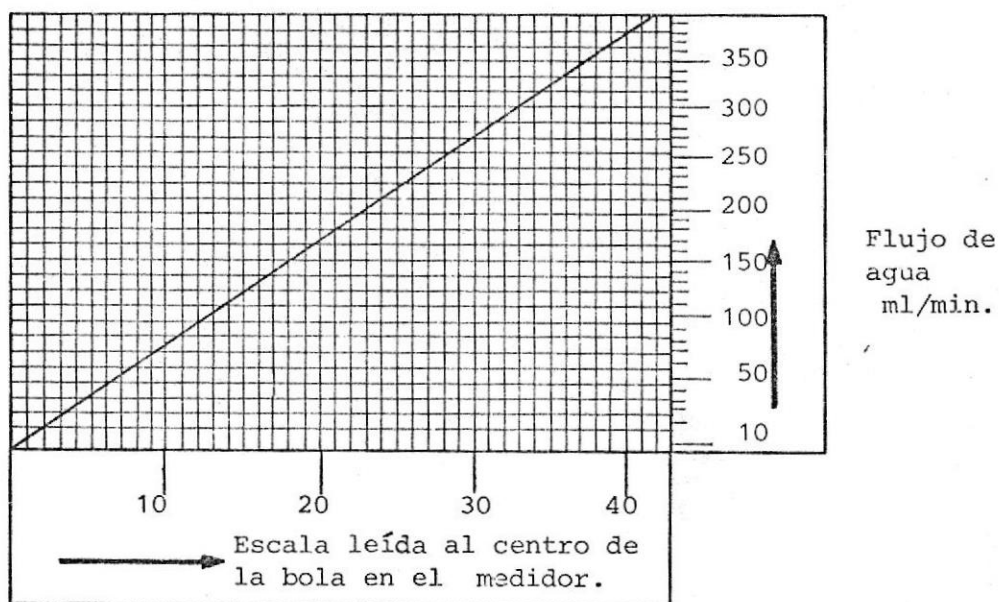


FIGURA 4.11.- CURVA TIPICA DE MEDIDOR DE FLUJO

5. El otro extremo del ducto lo escogemos como la sección del condensador, su longitud es la tercera parte de la longitud total del ducto. A ésta sección le colocamos una cruz de tubo galvanizado de 25 milímetros de diámetro, la cual lleva 125 centímetros cú-

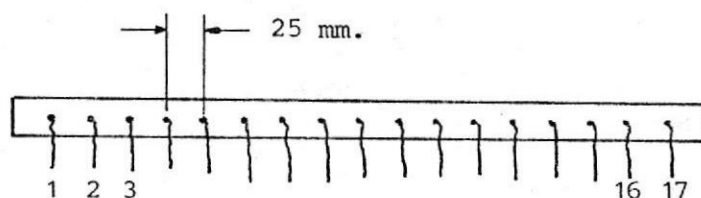


FIGURA 4.12.- DUCTO TERMICO CON LAS TERMOCUPLAS PEGADAS

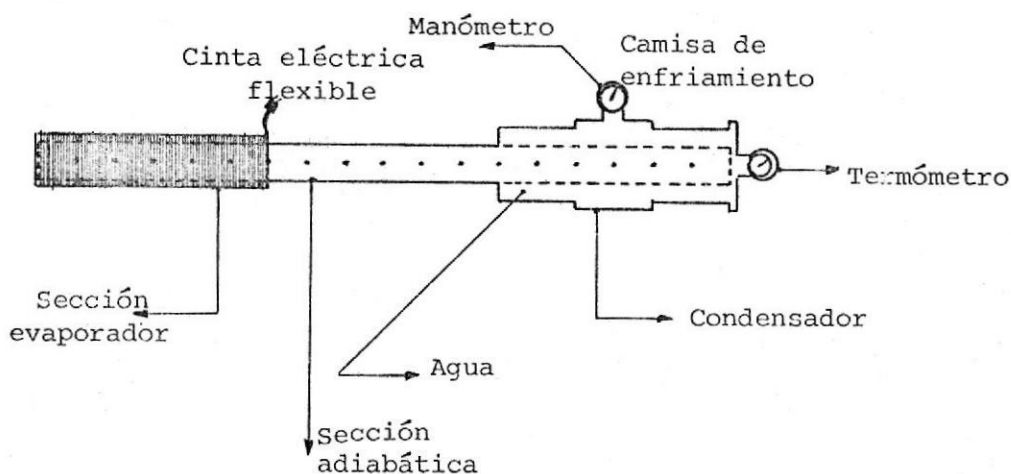


FIGURA 4.13.- DUCTO TERMICO ADECUADO PARA EXPERIMENTOS CON ENFRIAMIENTO CON CONVECCION NATURAL

bicos de agua, el respectivo manómetro y termómetro. En la figura 4.13 vemos el ducto térmico con el evaporador y el condensador ya preparados.

6. Ponemos la tela de asbesto a lo largo de todo el ducto térmico, ajustándolo lo mejor posible para minimizar las pérdidas térmicas.
7. Sobre la tela de asbesto ponemos la lana de vidrio

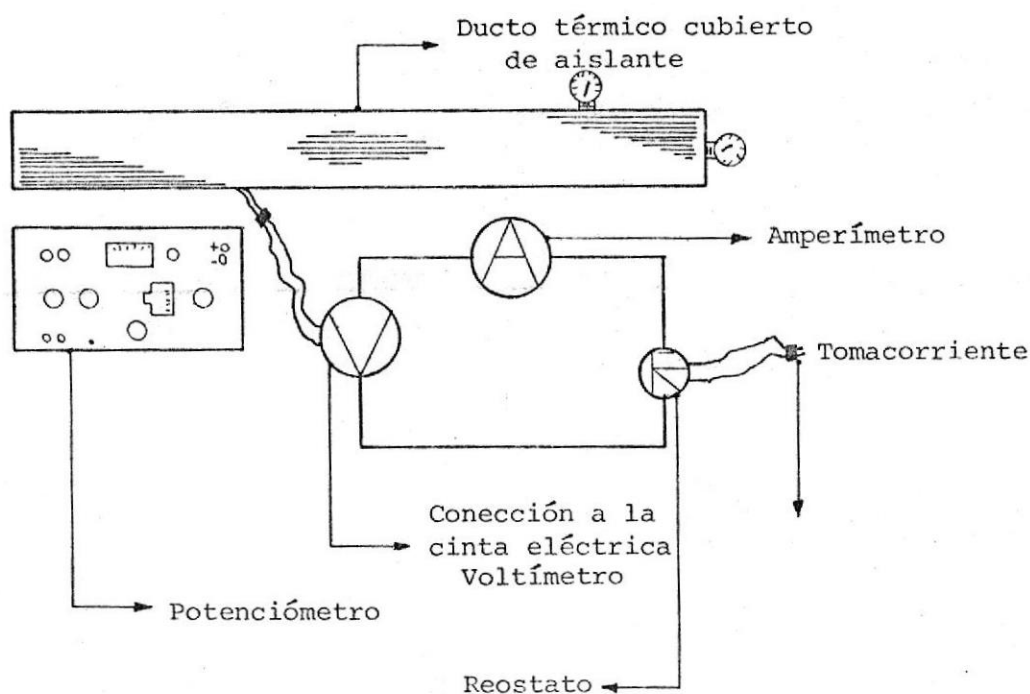


FIGURA 4.14.- ARREGLO DE EQUIPOS PARA LOS EXPERIMENTOS DE ENFRIAMIENTO CON CONVECCION NATURAL

para mejorar la aislación térmica; quedando de ésta manera un cuerpo compacto con pérdidas térmicas mínimas que como luego comprobaremos nos dieron resultados muy satisfactorios en nuestras experiencias.

8. Luego de preparado el ducto térmico realizamos la instalación de los equipos de la siguiente manera: a un tomacorriente de 110 voltios 60 ciclos agregado al circuito general que provee la energía eléctrica al Laboratorio, conectamos al reostato Variac, de ahí conectamos a la cinta eléctrica calentadora del evaporador pasando por un amperímetro y un voltímetro que

nos permitirán en conjunto con el reostato controlar la potencia eléctrica que vamos a introducir a la cinta eléctrica que a su vez es la que entrega la razón de flujo de calor que evaporará el fluido de trabajo en ésta sección del ducto. El diagrama final de todos los equipos interconectados para este experimento lo podemos ver en la figura 4.14.

9. Después de haber terminado el punto anterior, el experimento queda listo para empezar la toma de datos, lo cual se puede empezar encendiendo ó apagando el circuito con el interruptor que para tal efecto tiene el reostato. Entonces, en este paso comprobamos el funcionamiento correcto de la instalación completa.
10. Con todo listo efectuamos experimentos previos para comprobar los límites en los cuales trabajaremos, y encontramos que el límite máximo de temperatura a que podemos llegar es 200 grados Celsius, porque a mayor temperatura la lana de vidrio utilizada se quema a pesar de que sus catálogos nos dan una mayor temperatura de trabajo; asimismo experimentos en que después de 5 horas continuas de trabajo no se alcanzan temperaturas mayores de 50 grados Celsius no nos interesan para nuestro trabajo, las razones para esto se las estudiará en el capítulo de las conclusiones.
11. La toma de datos en los experimentos la hacemos cada quince minutos, en razón de que nos conviene hacerlo en el intervalo de tiempo mas pequeño y por razón de que el número de termocuplas con que trabajamos nos toma diez minutos su lectura de valores, luego el -

tiempo escogido no puede ser menor.

12. Cuando trabajamos con bajas potencias caloríficas y no se alcanza la temperatura de límite máximo, entonces terminamos el experimento cuando el experimento tenga cinco horas de trabajo continuo, que es el tiempo encontrado en el cual ya el experimento se ha estabilizado plenamente en su razón de transferencia de calor.
13. La totalidad de los experimentos definitivos del comportamiento del ducto térmico con enfriamiento en el condensador por convección natural, correctamente realizados de acuerdo a lo ya descrito se muestra en la tabla de datos y en un diagrama representativo del mismo los cuales se dan en el capítulo siguiente.
14. Los valores que se han obtenido de la lectura en la toma de datos sin milivoltios de fuerza electromotriz que por acción de la temperatura se produce en los dos alambres de la termocupla. Estos valores se los convierte a grados de temperatura por medio de la tabla respectiva que para ello se dan, pero es necesario aclarar que a estos valores de temperatura es necesario aumentar el valor de la temperatura por medio de la temperatura del medio ambiente 28 grados Celsius, para conocer la temperatura real de este punto, pues trabajamos con el potenciómetro a un nivel de referencia de cero grados de temperatura. Aunque, no es nuestro caso, pero se puede adecuar para que el potenciómetro nos dé los valores totales tomando en cuenta ya los valores de la temperatura del medio ambiente.

4.2. CONVECCION FORZADA

Se presentará el procedimiento detallado seguido en la realización de estos experimentos.

1. Los cuatro primeros pasos en el procedimiento de los experimentos de convección natural son iguales para el presente caso de convección forzada.
2. El otro extremo del ducto lo escogemos como la sección del condensador, su longitud es la tercer parte de la longitud total del ducto. A ésta sección le colocamos un nexo de tubo galvanizado de 12.50 milímetros; ver figura 4.15, en la cual presentamos el ducto térmico con el evaporador y condensador ya preparados.
3. Luego repetimos en su orden los puntos 6,7 y 8 citados en el procedimiento de los experimentos de convección natural, teniendo en cuenta que la figura 4.14 no corresponde para este caso.
4. A la interconexión anterior le agregamos una tubería de plástico de 31 milímetros de diámetro conectada a la entrada del condensador la cual viene de la salida de la bomba de agua y la entrada de esta a un reservorio de agua a temperatura ambiente. La energía para la bomba es independiente teniendo un interruptor separado de encendido y apagado, y la tubería utilizada en toda la conexión es la citada al comienzo de este punto, habiendo tenido que utilizar acoples a la entrada y salida de la bomba. El diagrama final de todos los equipos interconectados para este experimento

lo podemos ver en la figura 4.16.

5. En este paso efectuamos lo citado en el punto 9 del experimento anterior, teniendo presente que previo al accionamiento del interruptor del reostato encendemos la bomba de agua para eliminar el aire del circuito del agua de enfriamiento y estabilizar su razón de flujo.
6. Los pasos siguientes son iguales a los puntos 10, 11, 12, 13 y 14 del experimento anterior.

CAPITULO 5
COMPARACION DE
RESULTADOS

CAPITULO 5

COMPARACION DE RESULTADOS

La presentación de los resultados de cada uno de los experimentos realizados como parte del presente trabajo - serán dados en éste capítulo, los cuales son recopilados en tablas que faciliten la comparación entre las diversas pruebas y observar mejor todas las variaciones de temperatura que aparecen en el comportamiento del ducto térmico.

Hacemos énfasis en lo expresado en el capítulo anterior, de que los resultados presentados son el fruto de muchos otros experimentos realizados previamente para asegurar el correcto funcionamiento de las termocuplas, observar los detalles de límites de operación y permitir su estabilización de operación. Entonces cuando ya se han obtenido todas estas características tenemos el estado perfecto y procedemos a la realización de los experimentos definitivos que damos a conocer.

Además haremos una presentación gráfica de cada uno de los experimentos, así de cada uno de ellos tomaremos dos toma de datos como representativas y las graficamos para sacar la curva de operación. Los valores de las ordenadas de cada gráfico se dan en valores de milivoltios como en las tablas de resultados, pero además ponemos su valor correspondiente en grados Celsius, para lo cual utilizamos el apéndice 7.1.9. que nos muestra la tabla de valores de las termocuplas que hemos utilizado en nuestras experiencias. Siendo importante recordar que los valores obtenidos no representan el valor real sino que es

necesario aumentarle el valor de la temperatura del medio, para que así sea, esto es porque hemos trabajado con el potenciómetro a un nivel de referencia de cero grados de temperatura.

Al pie de los resultados de cada experimento se dan los números de las gráficas que corresponden a esa experiencia, aclarando que se ha utilizado la escala que nos ha parecido mas adecuada para abarcar la totalidad de las pruebas.

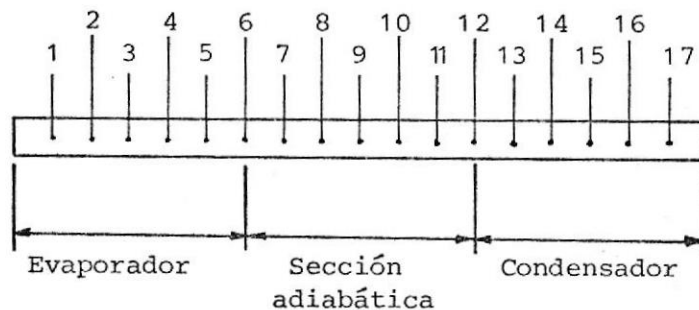
EXPERIMENTO N^o 1
 ENFRIAMIENTO CON CONVECCION NATURAL
 50 VOLTIOS



GRAFICO 5.1.- EXPERIMENTO N^o 1 ENFRIAMIENTO CON
 CONVECCION NATURAL 50 VOLTIOS



GRAFICO 5.2.- EXPERIMENTO N^o 1 ENFRIAMIENTO CON
 CONVECCION NATURAL 50 VOLTIOS



HORA	MILI AMPERIOS	SUMIDERO GRADOS CELSIUS	TERMOCUPLAS EN EL DUCTO TERMICO							PRUEBA Nº
			1	2	3	4	5	6	7	
00.00	345	28.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	1
00.15	345	31.0	1.310	1.310	1.359	1.353	1.436	1.057	0.925	2
00.30	344	38.0	1.420	1.519	1.560	1.550	1.637	1.247	1.111	3
00.45	344	43.0	1.648	1.703	1.735	1.727	1.815	1.408	1.266	4
01.00	346	47.0	1.783	1.912	1.905	1.900	1.980	1.562	1.414	5
01.15	345	51.5	1.930	2.057	2.065	2.050	2.131	1.713	1.555	6
01.30	344	55.0	2.011	2.142	2.132	2.110	2.195	1.775	1.626	7
01.45	343	59.0	2.099	2.243	2.225	2.214	2.301	1.885	1.734	8
02.00	342	61.0	2.227	2.370	2.350	2.325	2.411	1.994	1.840	9
02.15	343	63.0	2.300	2.447	2.341	2.415	2.500	2.078	1.930	10
02.30	342	66.0	2.388	2.535	2.515	2.492	2.578	2.153	2.003	11
02.45	343	69.5	2.526	2.681	2.660	2.636	2.725	2.292	2.143	12
03.00	343	69.5	2.526	2.681	2.660	2.636	2.725	2.292	2.143	13
03.15	343	71.5	2.597	2.750	2.780	2.715	2.802	2.375	2.226	14
03.30	343	73.0	2.652	2.809	2.789	2.770	2.855	2.423	2.277	15
03.45	343	75.0	2.705	2.860	2.835	2.817	2.900	2.480	2.336	16

8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	
0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	1
0.919	0.900	0.860	0.838	0.835	0.739	0.633	0.491	0.410	0.360	2
1.100	1.086	1.045	1.020	0.950	0.866	0.745	0.728	0.640	0.595	3
1.255	1.244	1.200	1.179	1.117	0.115	1.072	0.949	0.849	0.799	4
1.406	1.388	1.335	1.310	1.262	1.260	1.220	1.105	1.004	0.955	5
1.550	1.531	1.470	1.435	1.400	1.391	1.361	1.251	1.149	1.098	6
1.630	1.612	1.550	1.519	1.500	1.485	1.465	1.374	1.264	1.215	7
1.733	1.724	1.653	1.614	1.605	1.590	1.569	1.478	1.370	1.320	8
1.830	1.816	1.740	1.703	1.696	1.685	1.675	1.602	1.486	1.434	9
1.923	1.905	1.823	1.790	1.776	1.770	1.760	1.695	1.579	1.529	10
1.995	1.977	1.895	1.899	1.867	1.849	1.840	1.790	1.666	1.613	11
2.067	2.051	1.970	1.942	1.923	1.921	1.920	1.878	1.755	1.700	12
2.134	2.114	2.026	2.012	1.983	1.995	1.993	1.954	1.827	1.770	13
2.215	2.195	2.120	2.090	2.075	2.070	2.063	2.026	1.905	1.850	14
2.265	2.244	2.160	2.145	2.120	2.125	2.106	2.112	1.995	1.935	15
2.325	2.300	2.221	2.206	2.183	2.190	2.185	2.155	2.037	1.984	16

			1	2	3	4	5	6	7	
04.00	342	75.5	2.728	2.890	2.867	2.859	2.948	2.522	2.379	17*
04.15	342	77.0	2.798	2.954	2.931	2.914	3.000	2.570	2.424	18**
04.30	343	78.5	2.846	3.004	2.780	2.964	3.047	2.616	2.470	19
04.45	342	79.0	2.899	3.042	3.019	3.000	3.080	2.651	2.506	20
05.00	342	80.0	2.914	3.069	3.045	3.026	3.108	2.680	2.534	21
8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	
2.368	2.345	2.267	2.250	2.234	2.230	2.226	2.205	2.088	2.034	17*
2.414	2.390	2.314	2.294	2.280	2.274	2.270	2.255	2.141	2.085	18**
2.459	2.434	2.360	2.340	2.330	2.321	2.315	2.301	2.186	2.127	19
2.495	2.470	2.396	2.379	2.370	2.360	2.357	2.349	2.235	2.171	20
2.521	2.496	2.424	2.407	2.396	2.389	2.385	2.375	2.275	2.214	21

* Ver gráfico 5.1

** Ver gráfico 5.2

EXPERIMENTO N^o 2
 ENFRIAMIENTO CON CONVECCION NATURAL
 60 VOLTIOS

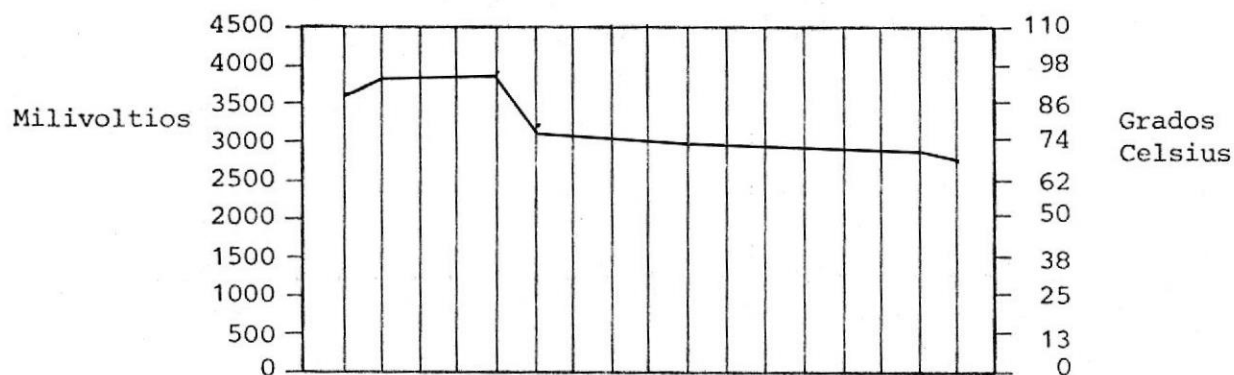


GRAFICO 5.3.- EXPERIMENTO N^o 2. ENFRIAMIENTO
 CON CONVECCION NATURAL 60 VOLTIOS

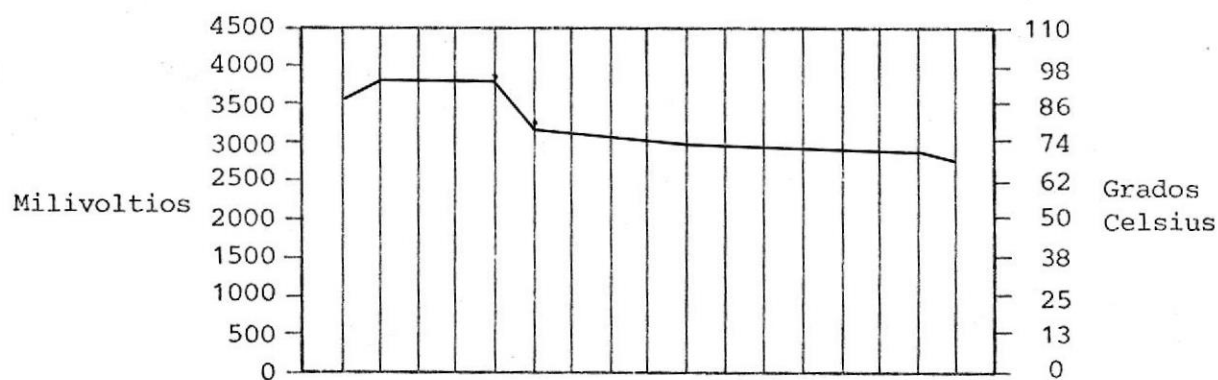
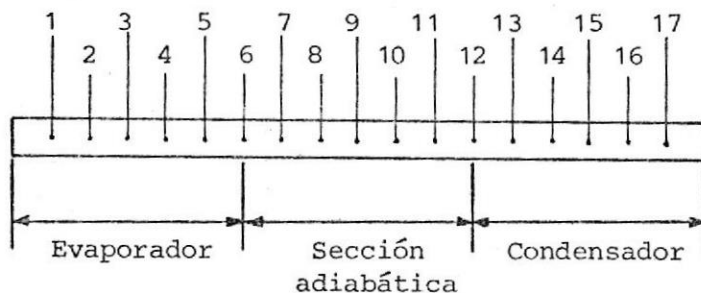


GRAFICO 5.4.- EXPERIMENTO N^o 2. ENFRIAMIENTO CON
 CONVECCION NATURAL 60 VOLTIOS



HORA	MILI AMPERIOS	SUMIDERO GRADOS CELSIUS	TERMOCUPLAS EN EL DUCTO TERMICO							PRUEBA Nº	
			1	2	3	4	5	6	7		
00.00	413	28.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	1
00.15	413	34.5	1.795	1.801	1.850	1.853	1.995	1.407	1.423		2
00.30	413	44.0	2.064	2.348	2.378	2.438	2.550	1.860	1.653		3
00.45	411	51.0	2.178	2.355	2.355	2.357	2.464	1.860	1.653		4
01.00	410	57.0	2.398	2.587	2.576	2.560	2.677	2.071	1.855		5
01.15	410	64.0	2.570	2.766	2.745	2.722	2.849	2.250	2.035		6
01.30	409	69.0	2.748	2.950	2.923	2.900	3.015	2.414	2.196		7
01.45	409	73.0	2.925	3.134	3.105	3.074	3.195	2.587	2.373		8
02.00	408	77.0	3.090	3.300	3.267	3.240	3.380	2.745	2.536		9
02.15	410	81.0	3.211	3.433	3.400	3.370	3.506	2.880	2.673		10
02.30	408	84.5	3.311	3.545	3.505	3.480	3.620	2.992	2.786		11
02.45	409	87.5	3.449	3.682	3.645	3.619	3.756	3.119	2.915		12
03.00	409	91.0	3.545	3.775	3.745	3.714	3.850	3.210	3.005		13
03.15	409	93.0	3.650	3.884	3.842	3.815	3.950	3.303	3.095		14
03.30	411	95.5	3.665	3.910	3.870	3.835	3.965	3.320	3.120		15
03.45	410	95.5	3.674	3.910	3.871	3.839	3.969	3.323	3.121		16

8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	
0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	1
1.351	1.341	1.335	1.310	1.030	1.004	0.970	0.825	0.680	0.615	2
1.416	1.400	1.350	1.328	1.260	1.254	1.224	1.130	0.976	0.905	3
1.645	1.626	1.575	1.552	1.505	1.485	1.464	1.407	1,247	1.180	4
1.850	1.833	1.773	1.752	1.724	1.701	1.688	1.650	1.495	1.428	5
2.028	2.014	1.951	1.926	1.908	1.890	1.870	1.845	1.700	1.630	6
2.184	2.170	2.109	2.085	2.075	2.047	2.036	2.025	1.890	1.819	7
2.360	2.342	2.274	2.247	2.240	2.225	2.208	2.205	2.080	2.009	8
2.526	2.508	2.437	2.412	2.404	2.392	2.380	2.377	2.264	2.191	9
2.662	2.640	2.570	2.548	2.536	2.531	2.517	2.514	2.416	2.344	10
2.771	2.753	2.690	2.660	2.652	2.647	2.636	2.631	2.545	2.465	11
2.900	2.880	2.815	2.787	2.785	2.780	2.770	2.765	2.684	2.613	12
2.990	2.972	2.915	2.887	2.887	2.885	2.867	2.864	2.790	2.769	13
3.080	3.059	2.995	2.952	2.944	2.942	2.936	2.932	2.890	2.821	14
3.097	3.075	2.995	2.960	2.952	2.952	2.945	2.941	2.910	2.846	15
3.101	3.080	2.995	2.961	2.960	2.954	2.947	2.945	2.922	2.857	16

			1	2	3	4	5	6	7	
04.00	409	95.5	3.679	3.913	3.874	3.840	3.974	3.324	3.125	17*
04.15	409	95.5	3.680	3.915	3.874	3.840	3.976	3.325	3.125	18**
04.30	409	95.5	3.686	3.915	3.876	3.845	3.980	3.329	3.125	19
04.45	409	95.5	3.700	3.936	3.897	3.864	3.994	3.342	3.140	20
05.00	408	95.5	3.710	3.947	3.906	3.872	4.005	3.350	3.146	21
8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	
3.103	3.080	2.997	2.977	2.977	2.970	2.964	2.962	2.922	2.863	17*
3.104	3.086	2.997	2.986	2.979	2.970	2.969	2.965	2.936	2.876	18**
3.109	3.088	3.044	3.010	2.985	2.984	2.982	2.976	2.945	2.876	19
3.110	3.093	3.048	3.011	2.995	2.986	2.985	2.980	2.946	2.876	20
3.119	3.100	3.054	3.019	3.001	3.001	2.994	2.982	2.950	2.880	21

* Ver gráfico 5.3

**Ver gráfico 5.4

EXPERIMENTO N^o 3

ENFRIAMIENTO CON CONVECCION NATURAL

70 VOLTIOS

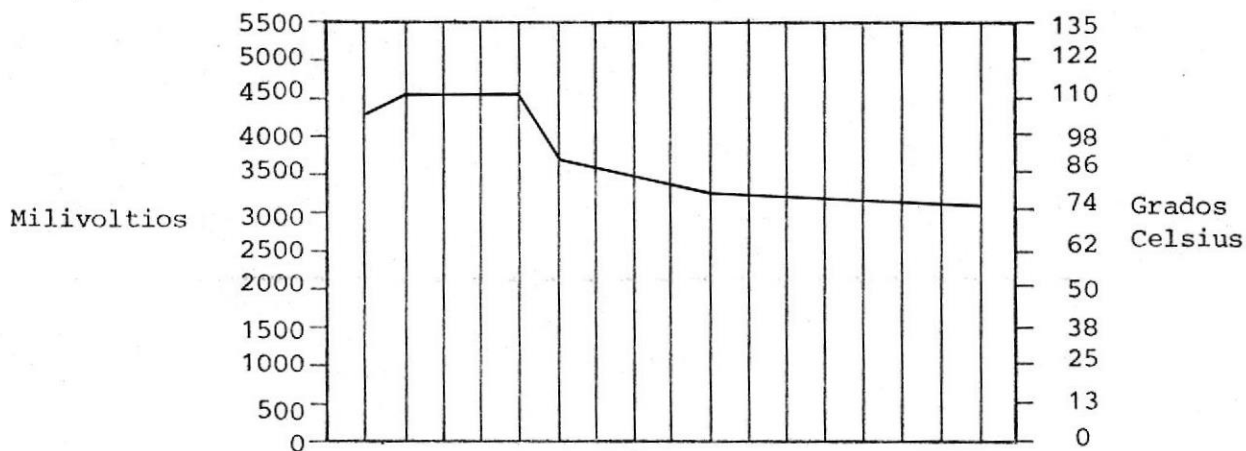


GRAFICO 5.5.- EXPERIMENTO N^o 3. ENFRIAMIENTO CON CONVECCION NATURAL 70 VOLTIOS

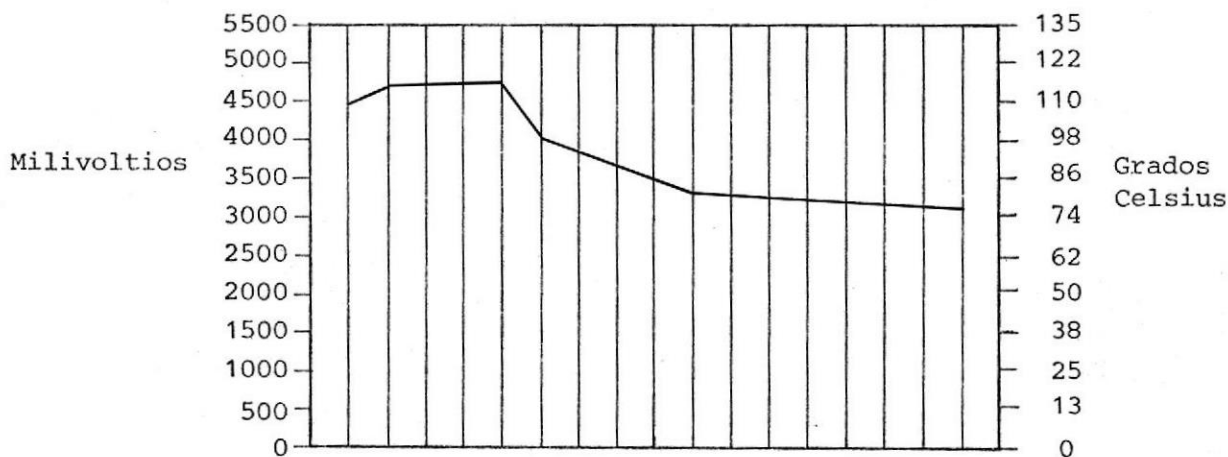
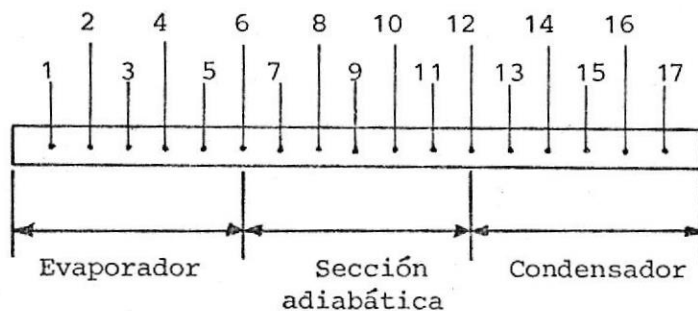


GRAFICO 5.6.- EXPERIMENTO N^o 3. ENFRIAMIENTO CON CONVECCION NATURAL 70 VOLTIOS



HORA	MILI AMPERIOS	SUMIDERO GRADOS CELSIUS	TERMOCUPLAS EN EL DUCTO TERMICO							PRUEBA Nº
			1	2	3	4	5	6	7	
00.00	485	28.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	1
00.15	485	37.5	2.034	2.328	2.255	2.253	2.444	1.635	1.386	2
00.30	482	49.5	2.390	2.709	2.615	2.613	2.778	1.955	1.700	3
00.45	482	59.5	2.840	3.160	3.062	3.055	3.205	3.351	2.057	4
01.00	482	67.0	3.093	3.464	3.360	3.345	3.500	2.634	2.320	5
01.15	482	76.0	3.410	3.730	3.658	3.640	3.795	2.924	2.605	6
01.30	481	81.0	3.612	3.936	3.849	3.831	3.988	3.104	2.807	7
01.45	481	85.0	3.770	4.129	4.053	4.041	4.199	3.323	3.020	8
02.00	479	92.5	4.084	4.441	4.352	4.325	4.484	3.418	3.274	9
02.15	479	95.5	4.210	4.565	4.465	4.440	4.605	3.573	3.382	10
02.30	480	95.5	4.215	4.567	4.479	4.456	4.635	3.685	3.395	11
02.45	480	95.5	4.231	4.591	4.509	4.479	4.645	3.736	3.430	12
03.00	479	95.5	4.246	4.616	4.580	4.500	4.664	3.765	3.448	13
03.15	479	95.5	4.251	4.619	4.580	4.501	4.674	3.826	3.476	14
03.30	480	95.5	4.253	4.630	4.581	4.630	4.776	3.854	3.685	15*
03.45	477	95.5	4.255	4.672	4.703	4.680	4.806	3.980	3.803	16**

8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	
0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	1
1.659	1.395	1.385	1.295	1.273	1.235	1.211	1.166	0.964	0.865	2
1.699	1.692	1.576	1.566	1.565	1.539	1.535	1.519	1.339	1.250	3
2.064	2.032	1.931	1.922	1.913	1.905	1.900	1.892	1.743	1.644	4
2.343	2.324	2.220	2.206	2.200	2.196	2.190	2.160	2.074	1.970	5
2.603	2.583	2.470	2.461	2.452	2.450	2.428	2.372	2.333	2.243	6
2.807	2.775	2.725	2.720	2.720	2.690	2.685	2.610	2.586	2.485	7
3.005	2.995	2.932	2.897	2.885	2.871	2.801	2.744	2.814	2.710	8
3.250	3.188	3.134	3.124	3.117	3.110	3.094	2.923	3.015	2.975	9
3.364	3.222	3.145	3.136	3.134	3.127	3.188	3.011	3.064	3.027	10
3.365	3.348	3.176	3.160	3.150	3.145	3.141	3.045	3.072	3.046	11
3.395	3.361	3.185	3.160	3.157	3.155	3.158	3.050	3.080	3.075	12
3.415	3.370	3.187	3.176	3.163	3.160	3.159	3.094	3.120	3.084	13
3.544	3.388	3.205	3.201	3.198	3.193	3.180	3.155	3.124	3.092	14
3.640	3.487	3.382	3.293	3.260	3.206	3.188	3.165	3.127	3.095	15*
3.769	3.605	3.696	3.555	3.297	3.272	3.265	3.255	3.131	3.100	16**

			1	2	3	4	5	6	7	
04.00	476	95.5	4.639	4.935	4.859	4.914	4.840	4.018	3.812	17
04.15	475	88.0	4.761	4.996	4.940	5.074	4.955	4.095	3.869	18
04.30	478	88.0	4.784	5.202	5.190	5.304	5.465	4.700	4.473	19
04.45	476	82.5	5.829	6.270	6.205	6.297	6.441	5.620	5.384	20
05.00	476	90.5	6.410	6.848	6.750	6.800	6.945	6.100	5.826	21
8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	
3.962	3.823	3.755	3.688	3.583	3.563	3.407	3.297	3.153	3.104	17
4.011	3.994	3.937	3.905	3.839	3.655	3.627	3.605	3.244	3.293	18
4.470	4.170	4.074	4.567	4.359	3.965	3.920	3.898	3.435	3.413	19
5.387	5.344	5.167	5.033	4.822	4.740	4.448	4.281	4.640	3.933	20
5.875	5.869	5.570	5.532	5.240	5.154	4.785	4.487	4.980	4.250	21

* Ver gráfico 5.5

**Ver gráfico 5.6

EXPERIMENTO N^o 4

ENFRIAMIENTO CON CONVECCION FORZADA

50 VOLTIOS-FLUJO DE 200 ml/min.

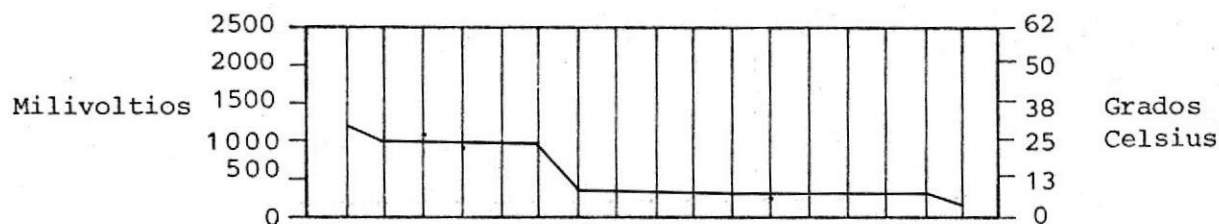


GRAFICO 5.7.- EXPERIMENTO N^o 4. ENFRIAMIENTO CON CONVECCION FORZADA 50 VOLTIOS-FLUJO DE 200 ml/min.

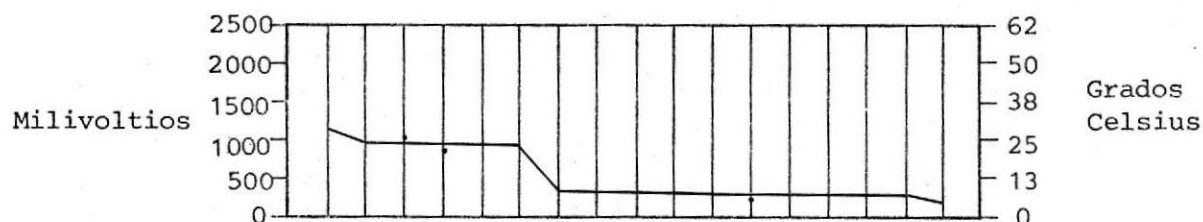
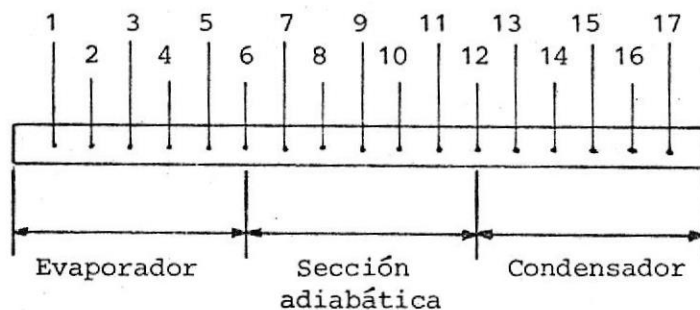


GRAFICO 5.8.- EXPERIMENTO 4. ENFRIAMIENTO CON CONVECCION FORZADA 50 VOLTIOS-FLUJO DE 200 ml/min.



HORA	MILI AMPERIOS	SUMIDERO TERMOCUPLA SALIDA	TERMOCUPLAS EN EL DUCTO TERMICO							PRUEBA Nº
			1	2	3	4	5	6	7	
00.00	329	-	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	1
00.15	328	0.015	0.980	0.797	0.851	0.692	0.842	0.799	0.340	2
00.30	329	0.022	1.069	0.879	0.948	0.800	0.946	0.911	0.451	3
00.45	329	0.022	1.027	0.970	1.043	0.870	1.016	0.985	0.491	4
01.00	329	0.027	1.227	0.986	1.067	0.887	1.034	1.006	0.504	5
01.15	328	0.016	1.263	1.006	1.088	0.903	1.048	1.020	0.510	6
01.30	329	0.022	1.275	1.015	1.101	0.907	1.051	1.020	0.510	7
01.45	329	0.026	1.293	1.026	1.119	0.921	1.069	1.035	0.509	8
02.00	328	0.005	1.282	1.002	1.093	0.886	1.030	1.000	0.470	9
02.15	329	0.008	1.256	0.980	1.069	0.868	1.016	0.984	0.455	10
02.30	329	0.005	1.270	0.986	1.079	0.876	1.025	0.992	0.456	11
02.45	329	0.005	1.282	0.997	1.090	0.885	1.032	0.999	0.461	12
03.00	328	-	1.255	0.955	1.046	0.834	1.981	0.951	0.405	13
03.15	328	-	1.221	0.979	0.924	0.866	0.966	0.935	0.395	14
03.30	328	-	1.215	0.925	1.016	0.812	0.961	0.930	0.395	15
03.45	328	-	1.205	0.920	1.010	0.806	0.956	0.927	0.386	16

8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	
0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	1
0.291	0.286	0.267	0.263	0.147	0.245	0.274	0.254	0.235	0.170	2
0.397	0.390	0.360	0.358	0.237	0.362	0.385	0.359	0.283	0.202	3
0.439	0.430	0.397	0.397	0.246	0.378	0.401	0.373	0.366	0.286	4
0.451	0.441	0.409	0.398	0.249	0.380	0.404	0.375	0.375	0.299	5
0.457	0.447	0.411	0.399	0.249	0.376	0.399	0.370	0.365	0.285	6
0.457	0.445	0.412	0.399	0.253	0.378	0.405	0.378	0.375	0.292	7
0.456	0.446	0.412	0.401	0.249	0.376	0.405	0.373	0.376	0.296	8
0.420	0.406	0.375	0.361	0.203	0.322	0.345	0.320	0.310	0.232	9
0.403	0.389	0.358	0.345	0.200	0.315	0.344	0.320	0.310	0.232	10
0.404	0.389	0.358	0.350	0.203	0.317	0.346	0.321	0.312	0.235	11
0.405	0.387	0.355	0.345	0.198	0.309	0.335	0.314	0.305	0.225	12
0.353	0.335	0.311	0.294	0.140	0.250	0.281	0.262	0.249	0.170	13
0.392	0.379	0.302	0.287	0.141	0.251	0.280	0.260	0.250	0.172	14
0.340	0.319	0.299	0.284	0.139	0.251	0.276	0.255	0.245	0.169	15
0.332	0.310	0.287	0.274	0.135	0.248	0.275	0.257	0.246	0.169	16

			1	2	3	4	5	6	7	
04.00	328	—	1.214	0.925	1.017	0.814	0.964	0.933	0.397	17
04.15	328	—	1.215	0.926	1.020	0.815	0.965	0.934	0.395	18
04.30	328	—	1.223	0.934	1.028	0.824	0.972	0.944	0.405	19*
04.45	327	—	1.225	0.940	1.030	0.826	0.975	0.946	0.409	20**
05.00	328	—	1.232	0.945	1.040	0.837	0.985	0.955	0.424	21

	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	
0.343	0.329	0.292	0.278	0.133	0.252	0.278	0.259	0.249	0.174	17	
0.339	0.318	0.295	0.281	0.131	0.255	0.281	0.261	0.250	0.179	18	
0.349	0.323	0.301	0.285	0.134	0.255	0.285	0.265	0.254	0.178	19*	
0.354	0.326	0.307	0.293	0.141	0.263	0.292	0.272	0.267	0.191	20**	
0.366	0.338	0.326	0.310	0.160	0.280	0.309	0.286	0.276	0.199	21	

* Ver gráfico 5.7

**Ver gráfico 5.8

EXPERIMENTO N^o 5
 ENFRIAMIENTO CON CONVECCION FORZADA
 60 VOLTIOS-FLUJO DE 200 ml/min.

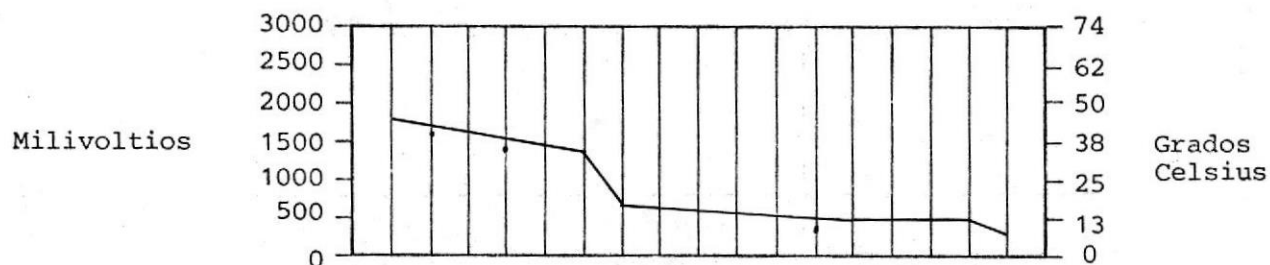


GRAFICO 5.9.- EXPERIMENTO N^o 5. ENFRIAMIENTO CON CONVECCION FORZADA 60 VOLTIOS-FLUJO DE 200 ml/min.

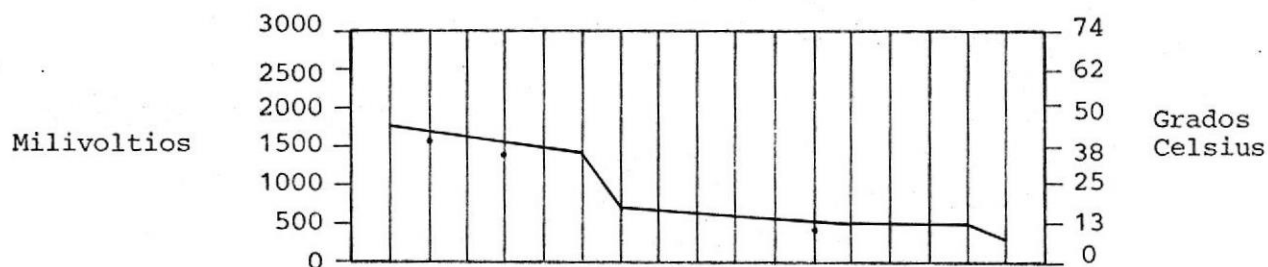
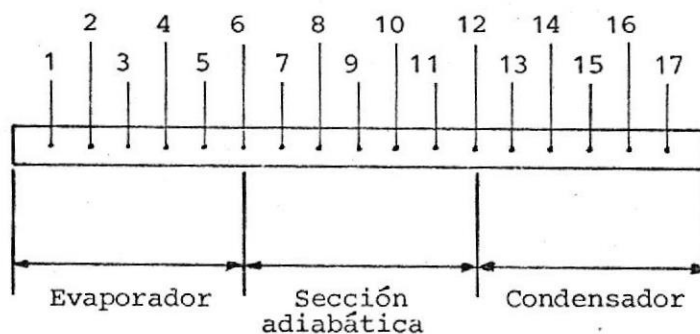


GRAFICO 5.10. EXPERIMENTO N^o 5. ENFRIAMIENTO CON CONVECCION FORZADA 60 VOLTIOS-FLUJO DE 200 ml/min.



TERMOCUPLAS EN EL DUCTO TERMICO

HORA	MILI AMPERIOS	SUMIDERO TERMOCUPLA SALIDA	TERMOCUPLAS EN EL DUCTO TERMICO							PRUEBA Nº	
			1	2	3	4	5	6	7		
00.00	391	---	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	1
00.15	392	0.054	1.767	1.384	1.625	1.275	1.536	1.492	0.680		2
00.30	392	0.034	1.651	1.277	1.485	1.156	1.400	1.315	0.556		3
00.45	391	0.039	1.653	1.304	1.503	1.171	1.422	1.328	0.580		4
01.00	390	0.045	1.655	1.327	1.511	1.210	1.440	1.340	0.627		5
01.15	392	0.050	1.720	1.386	1.566	1.253	1.484	1.380	0.651		6
01.30	392	0.051	1.720	1.389	1.566	1.250	1.476	1.374	0.646		7
01.45	391	0.040	1.710	1.376	1.555	1.238	1.466	1.360	0.635		8
02.00	392	0.038	1.705	1.376	1.551	1.235	1.464	1.356	0.634		9
02.15	391	0.026	1.716	1.385	1.564	1.248	1.476	1.365	0.631		10
02.30	392	0.024	1.700	1.367	1.546	1.231	1.461	1.353	0.625		11
02.45	392	0.017	1.696	1.363	1.536	1.220	1.451	1.345	0.625		12
03.00	392	---	1.671	1.331	1.510	1.188	1.419	1.309	0.575		13
03.15	391	0.056	1.714	1.387	1.559	1.245	1.474	1.365	0.639		14
03.30	392	0.059	1.722	1.387	1.559	1.245	1.470	1.360	0.635		15
03.45	392	0.064	1.732	1.407	1.580	1.271	1.496	1.373	0.651		16

8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	
0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	1
0.620	0.600	0.555	0.500	0.210	0.315	0.344	0.335	0.266	0.171	2
0.496	0.474	0.451	0.405	0.179	0.281	0.310	0.297	0.226	0.135	3
0.508	0.486	0.461	0.417	0.189	0.289	0.318	0.305	0.234	0.148	4
0.559	0.544	0.521	0.465	0.230	0.399	0.450	0.414	0.365	0.259	5
0.582	0.563	0.541	0.480	0.240	0.415	0.451	0.426	0.376	0.265	6
0.586	0.566	0.545	0.486	0.245	0.421	0.470	0.436	0.385	0.272	7
0.564	0.554	0.530	0.472	0.233	0.406	0.405	0.420	0.370	0.255	8
0.571	0.550	0.526	0.471	0.235	0.411	0.460	0.425	0.375	0.258	9
0.569	0.546	0.519	0.464	0.225	0.404	0.451	0.415	0.366	0.249	10
0.560	0.539	0.514	0.457	0.222	0.401	0.448	0.412	0.365	0.245	11
0.555	0.532	0.514	0.461	0.228	0.409	0.454	0.419	0.371	0.253	12
0.514	0.494	0.464	0.415	0.175	0.345	0.398	0.363	0.308	0.193	13
0.563	0.550	0.524	0.469	0.246	0.419	0.473	0.435	0.390	0.274	14
0.560	0.551	0.575	0.475	0.249	0.421	0.470	0.436	0.389	0.273	15
0.569	0.559	0.531	0.485	0.260	0.430	0.477	0.441	0.395	0.280	16

			1	2	3	4	5	6	7	
04.00	392	0.065	1.715	1.387	1.561	1.250	1.476	1.365	0.649	17
04.15	392	0.039	1.703	1.365	1.539	1.216	1.444	1.334	0.608	18
04.30	392	0.055	1.680	1.351	1.530	1.215	1.465	1.356	0.616	19*
04.45	391	0.047	1.681	1.358	1.534	1.220	1.446	1.335	0.616	20**
05.00	392	0.056	1.691	1.356	1.534	1.225	1.453	1.343	0.622	21

8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	
0.573	0.558	0.534	0.485	0.261	0.431	0.482	0.450	0.401	0.285	17
0.544	0.520	0.494	0.449	0.228	0.388	0.438	0.400	0.348	0.232	18
0.541	0.528	0.501	0.455	0.240	0.404	0.454	0.419	0.367	0.250	19*
0.541	0.519	0.505	0.460	0.240	0.409	0.460	0.425	0.375	0.260	20**
0.548	0.534	0.510	0.464	0.246	0.416	0.466	0.434	0.385	0.271	21

* Ver gráfico 5.9

**Ver gráfico 5.10

EXPERIMENTO N° 6

ENFRIAMIENTO CON CONVECCION FORZADA

70 VOLTIOS- FLUJO DE 200 ml/min.

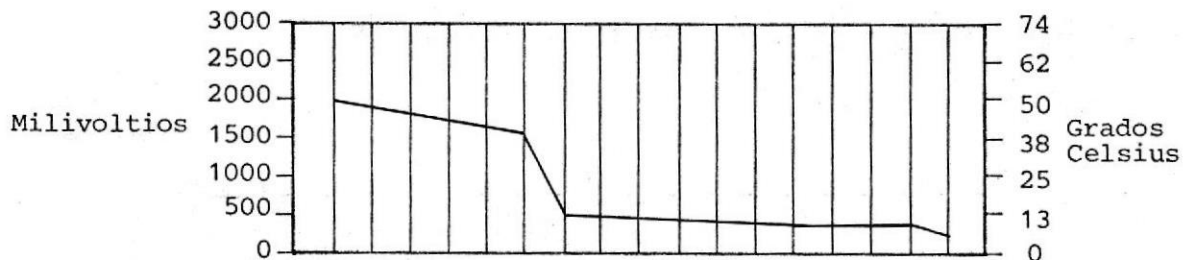
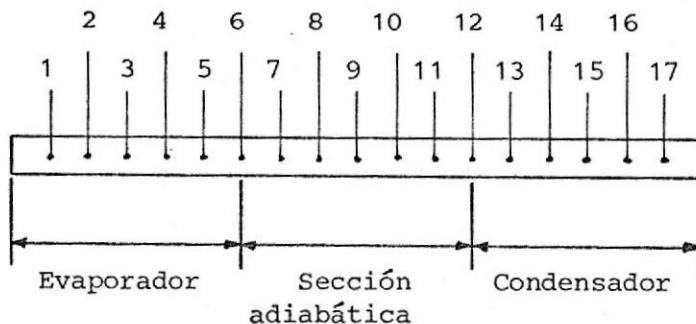


GRAFICO 5.11.- EXPERIMENTO N° 6. ENFRIAMIENTO CON CONVECCION FORZADA 70 VOLTIOS-FLUJO DE 200 ml/min.



GRAFICO 5.12.- EXPERIMENTO N° 6. ENFRIAMIENTO CON CONVECCION FORZADA 70 VOLTIOS-FLUJO DE 200 ml/min.



TERMOCUPLAS EN EL DUCTO TERMICO

HORA	MILI AMPERIOS	SUMIDERO TERMOCUPLA SALIDA	TERMOCUPLAS EN EL DUCTO TERMICO							PRUEBA Nº
			1	2	3	4	5	6	7	
00.00	469	-	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	1
00.15	469	0.079	1.753	1.393	1.546	1.142	1.474	1.461	0.511	2
00.30	468	0.069	0.822	1.460	1.615	1.207	1.416	1.508	0.531	3
00.45	468	0.078	1.930	1.512	1.615	1.255	1.564	1.536	0.547	4
01.00	468	0.074	1.990	1.568	1.741	1.290	1.615	1.567	0.552	5
01.15	468	0.075	2.069	1.611	1.789	1.325	1.653	1.594	0.561	6
01.30	468	0.041	2.089	1.610	1.793	1.315	1.645	1.582	0.532	7
01.45	468	0.041	2.065	1.604	1.814	1.334	1.673	1.600	0.534	8
02.00	468	0.031	2.025	1.583	1.810	1.329	1.671	1.584	0.513	9
02.15	468	0.013	2.006	1.571	1.806	1.330	1.674	1.575	0.508	10
02.30	468	0.016	2.019	1.575	1.815	1.335	1.686	1.545	0.515	11
02.45	468	0.015	2.049	1.605	1.838	1.355	1.710	1.551	0.522	12
03.00	468	0.020	2.033	1.595	1.830	1.349	1.700	1.553	0.534	13
03.15	468	0.026	2.029	1.585	1.827	1.345	1.696	1.547	0.520	14
03.30	468	0.030	2.036	1.595	1.835	1.355	1.707	1.546	0.518	15
03.45	468	0.039	2.031	1.595	1.835	1.355	1.705	1.545	0.525	16

8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	
0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	1
0.430	0.414	0.413	0.383	0.210	0.256	0.315	0.317	0.255	0.160	2
0.454	0.440	0.435	0.405	0.220	0.266	0.332	0.336	0.279	0.180	3
0.470	0.447	0.435	0.402	0.215	0.266	0.334	0.337	0.280	0.175	4
0.470	0.450	0.431	0.400	0.216	0.270	0.335	0.338	0.283	0.178	5
0.479	0.458	0.431	0.404	0.215	0.266	0.325	0.329	0.280	0.176	6
0.450	0.425	0.396	0.371	0.181	0.205	0.280	0.286	0.234	0.135	7
0.449	0.428	0.387	0.371	0.185	0.215	0.275	0.293	0.248	0.145	8
0.425	0.401	0.367	0.343	0.155	0.171	0.245	0.265	0.215	0.115	9
0.421	0.365	0.340	0.340	0.155	0.175	0.249	0.262	0.220	0.118	10
0.425	0.402	0.355	0.349	0.162	0.186	0.251	0.270	0.221	0.116	11
0.430	0.406	0.370	0.346	0.160	0.185	0.250	0.275	0.229	0.120	12
0.445	0.430	0.399	0.385	0.217	0.295	0.350	0.355	0.282	0.194	13
0.430	0.405	0.364	0.340	0.145	0.170	0.231	0.270	0.215	0.115	14
0.430	0.415	0.375	0.355	0.149	0.195	0.237	0.270	0.220	0.120	15
0.431	0.407	0.366	0.356	0.163	0.206	0.238	0.275	0.226	0.130	16

			1	2	3	4	5	6	7	
04.00	468	0.041	2.040	1.603	1.838	1.358	1.710	1.550	0.527	17
04.15	468	0.063	2.060	1.625	1.861	1.377	1.730	1.571	0.546	18
04.30	468	0.050	2.044	1.606	1.841	1.355	1.711	1.626	0.530	19*
04.45	468	0.049	2.040	1.604	1.841	1.356	1.711	1.634	0.527	20**
05.00	468	0.048	2.037	1.600	1.835	1.355	1.704	1.633	0.530	21

	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	
0.434	0.409	0.370	0.350	0.155	0.199	0.270	0.270	0.270	0.217	0.120	17
0.452	0.427	0.389	0.371	0.174	0.219	0.295	0.295	0.295	0.245	0.145	18
0.436	0.409	0.373	0.355	0.155	0.190	0.265	0.265	0.265	0.216	0.118	19*
0.436	0.405	0.370	0.350	0.156	0.196	0.265	0.265	0.265	0.220	0.123	20**
0.437	0.409	0.373	0.355	0.159	0.201	0.295	0.295	0.295	0.246	0.139	21

* Ver gráfico 5.11

**Ver gráfico 5.12

EXPERIMENTO N^o 7

ENFRIAMIENTO CON CONVECCION FORZADA

80 VOLTIOS-FLUJO DE 200 ml/min.

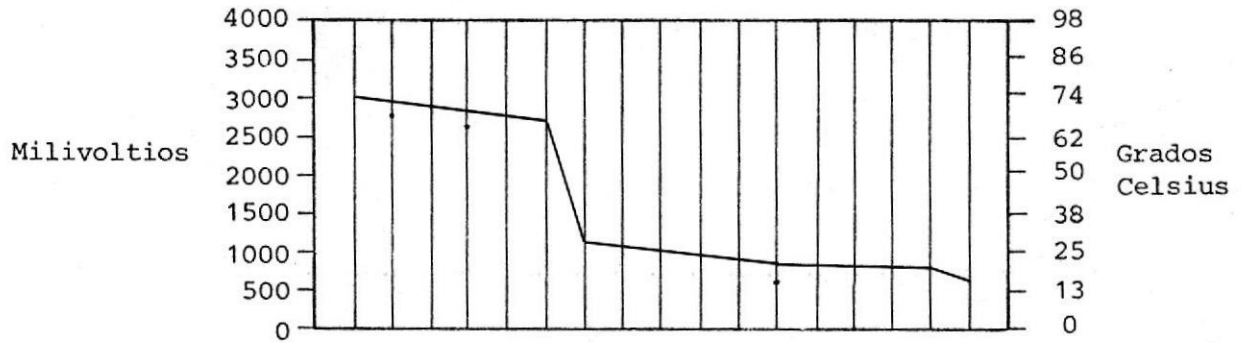


GRAFICO 5.13.- EXPERIMENTO N^o 7. ENFRIAMIENTO CON CONVECCION FORZADA 80 VOLTIOS-FLUJO 200 ml/min.

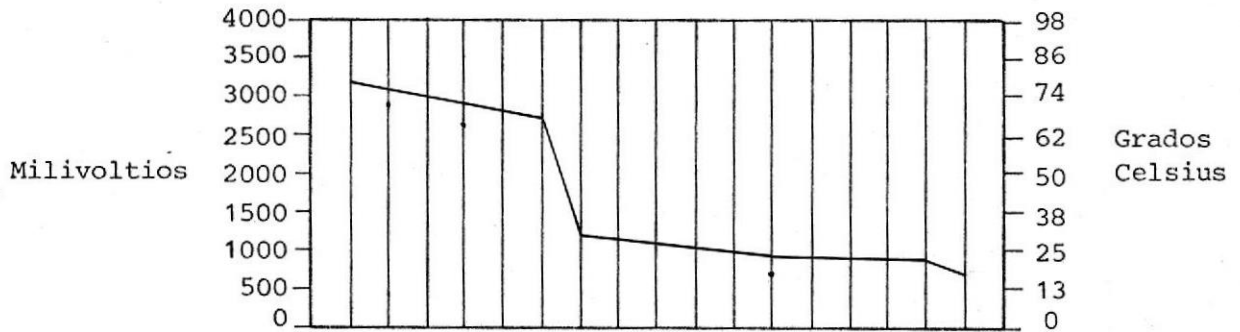
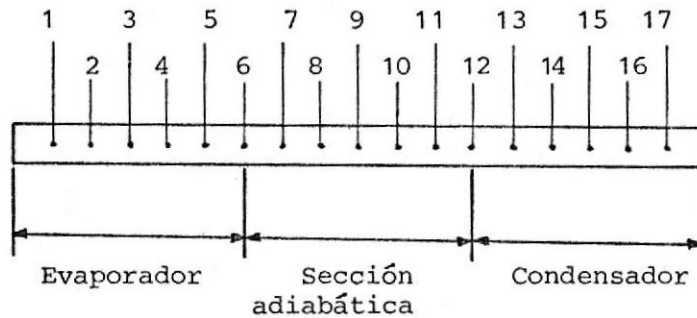


GRAFICO 5.14.- EXPERIMENTO N^o 7. ENFRIAMIENTO CON CONVECCION FORZADA 80 VOLTIOS-FLUJO 200 ml/min.



HORA	MILI AMPERIOS	SUMIDERO TERMOCUPLA SALIDA	TERMOCUPLAS EN EL DUCTO TERMICO							PRUEBA Nº
			1	2	3	4	5	6	7	
00.00	534	-	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	1
00.15	534	0.065	2.348	1.933	1.680	1.680	2.090	2.059	0.825	2
00.30	534	0.082	2.800	2.340	2.118	2.118	2.533	2.480	1.114	3
00.45	534	0.091	3.046	2.603	2.369	2.369	2.807	2.716	1.275	4
01.00	534	0.121	3.210	2.770	2.553	2.553	2.966	2.832	1.389	5
01.15	534	0.125	3.285	2.840	2.636	2.636	3.062	2.934	1.463	6
01.30	533	0.130	3.314	2.894	2.701	2.701	3.130	3.006	1.525	7
01.45	534	0.135	3.478	2.920	2.726	2.726	3.160	3.038	1.556	8
02.00	533	0.091	3.252	2.616	2.420	2.420	2.876	2.769	1.270	9
02.15	533	0.084	3.220	2.598	2.396	2.396	2.850	2.745	1.262	10
02.30	533	0.098	3.360	2.655	2.399	2.399	2.850	2.731	1.225	11
02.45	533	0.065	3.145	2.522	2.302	2.302	2.765	2.656	1.179	12*
03.00	533	0.061	3.140	2.518	2.307	2.307	2.769	2.665	1.190	13**
03.15	533	0.060	3.131	2.528	2.378	2.378	2.851	2.785	1.450	14
03.30	534	0.060	3.142	2.612	2.378	2.378	2.857	2.760	1.225	15
03.45	533	0.040	3.160	2.551	2.371	2.871	2.783	2.675	1.160	16

8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	
0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	1
0.715	0.676	0.656	0.626	0.343	0.555	0.651	0.619	0.603	0.435	2
0.991	0.940	0.921	0.889	0.580	0.851	0.931	0.880	0.902	0.691	3
0.140	1.085	1.070	1.039	0.714	1.018	1.080	1.020	1.055	0.835	4
1.249	1.186	1.169	1.124	0.760	1.086	1.132	1.076	1.114	0.891	5
1.312	1.245	1.230	1.183	0.805	1.143	1.190	1.129	1.169	0.947	6
1.369	1.298	1.283	1.235	0.850	1.197	1.238	1.175	1.224	1.000	7
1.396	1.316	1.300	1.253	0.680	0.944	1.010	0.965	0.979	0.775	8
1.130	1.054	1.035	0.985	0.586	0.877	0.945	0.906	0.921	0.808	9
1.121	1.041	1.024	0.979	0.600	0.885	0.951	0.912	0.934	0.792	10
1.094	1.010	0.986	0.930	0.520	0.805	0.867	0.830	0.835	0.700	11
1.045	0.963	0.943	0.900	0.524	0.805	0.875	0.835	0.849	0.638	12*
1.052	0.970	0.949	0.906	0.540	0.815	0.885	0.847	0.860	0.695	13**
1.317	1.244	1.239	1.233	0.924	1.321	1.385	1.335	1.414	1.225	14
1.096	1.010	0.992	0.940	0.518	0.835	0.906	0.875	0.886	0.689	15
1.028	0.940	0.915	0.885	0.471	0.770	0.833	0.800	0.804	0.611	16

			1	2	3	4	5	6	7	
04.00	530	0.044	3.090	2.455	2.813	2.212	2.680	2.576	1.112	17
04.15	529	0.075	3.263	2.665	3.015	2.467	2.920	2.814	1.389	18
04.30	529	0.084	3.401	2.826	3.170	2.621	3.060	2.934	1.508	19
04.45	529	0.103	3.445	2.854	3.211	2.655	3.100	2.991	1.547	20
05.00	530	0.069	3.242	2.645	3.010	2.416	2.878	2.776	1.295	21

8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	
0.983	0.896	0.875	0.830	0.460	0.750	0.810	0.771	0.775	0.603	17
1.239	1.145	1.124	1.095	0.760	1.094	1.125	1.071	1.105	0.905	18
1.352	1.247	1.220	1.180	0.806	1.155	1.190	1.127	1.165	0.962	19
1.396	1.291	1.263	1.225	0.846	1.190	1.215	1.155	1.184	0.977	20
1.170	1.075	1.046	1.002	1.599	0.911	0.966	0.918	0.938	0.745	21

* Ver gráfico 5.13

**Ver gráfico 5.14

EXPERIMENTO N° 8
 ENFRIAMIENTO CON CONVECCION FORZADA
 90 VOLTIOS-FLUJO DE 200 ml/min.

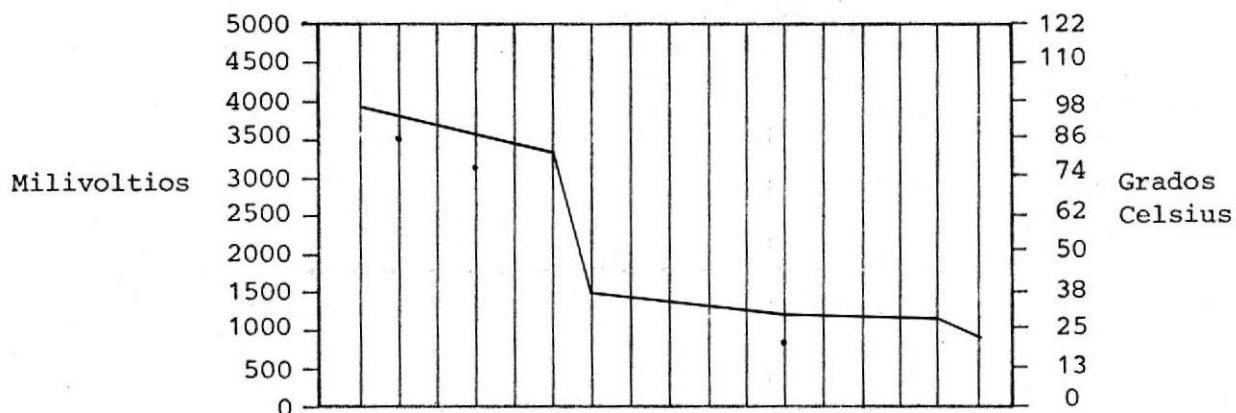


GRAFICO 5.15.- EXPERIMENTO N° 8. ENFRIAMIENTO CON
 CONVECCION FORZADA 90 VOLTIOS-FLUJO
 DE 200 ml/min.

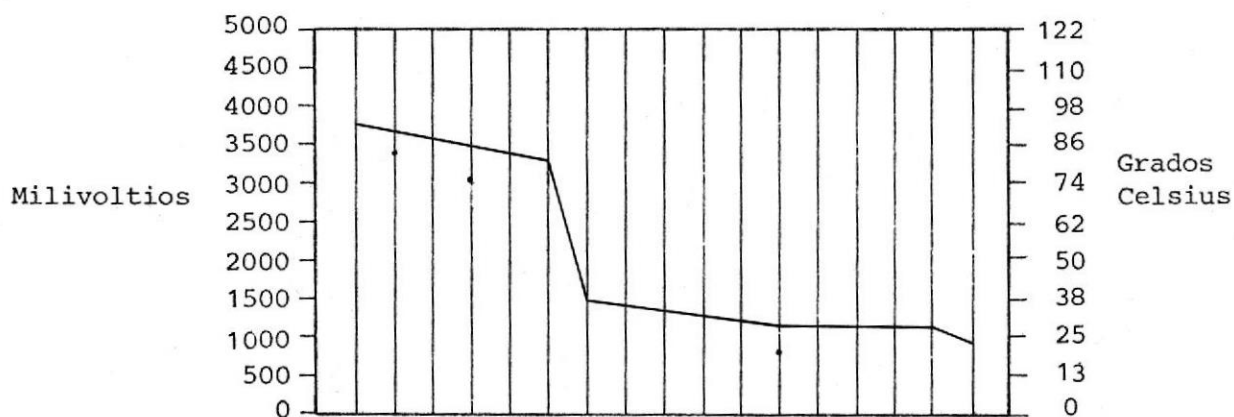
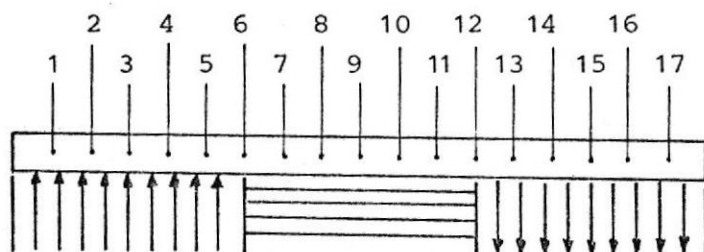


GRAFICO 5.16.- EXPERIMENTO N° 8. ENFRIAMIENTO CON
 CONVECCION FORZADA 90 VOLTIOS-FLUJO
 DE 200 ml/min.



HORA	MILI AMPERIOS	SUMIDERO TERMOCUPLA SALIDA	TERMOCUPLAS EN EL DUCTO TERMICO							PRUEBA Nº
			1	2	3	4	5	6	7	
00.00	596	-	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	1
00.15	594	0.149	2.646	2.145	2.475	1.900	2.180	2.376	0.930	2
00.30	593	0.170	3.101	2.561	2.883	2.225	2.661	2.760	1.155	3
00.45	593	0.168	3.483	2.868	3.234	2.550	3.090	2.940	1.297	4
01.00	593	0.143	3.625	2.970	3.357	2.647	3.204	3.050	1.349	5
01.15	593	0.155	3.841	3.163	3.571	2.851	3.413	3.261	1.532	6
01.30	593	0.343	4.035	3.324	3.702	3.020	3.575	3.425	1.685	7
01.45	593	0.400	4.239	3.520	3.947	3.255	3.800	3.646	1.899	8
02.00	592	0.436	4.280	3.550	3.992	3.301	3.850	3.700	1.935	9
02.15	592	0.438	4.294	3.574	4.020	3.339	3.884	3.746	1.994	10
02.30	592	0.414	4.038	3.262	3.730	3.007	3.591	3.471	1.695	11
02.45	592	0.374	3.999	3.284	3.715	2.995	3.565	3.441	1.681	12
03.00	592	0.370	4.005	3.289	3.715	3.000	3.563	3.435	1.682	13
03.15	592	0.360	3.993	3.276	3.700	2.970	3.543	3.420	1.665	14*
03.30	591	0.357	3.979	3.259	3.688	2.964	3.539	3.414	1.653	15**
03.45	592	0.342	3.948	3.229	2.936	3.565	3.390	3.625	1.460	16

8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	
0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	1
0.798	0.760	0.740	0.714	0.448	0.663	0.705	0.686	0.713	0.553	2
1.021	0.978	0.957	0.925	0.574	0.865	0.936	0.901	0.929	0.743	3
1.158	1.106	1.085	1.045	0.641	0.983	1.049	1.006	1.030	0.885	4
1.194	1.149	1.110	1.064	0.642	0.997	1.061	1.021	1.050	0.854	5
1.361	1.298	1.265	1.222	0.790	1.153	1.212	1.175	1.205	1.010	6
1.500	1.429	1.390	1.359	0.970	1.320	1.379	1.330	1.384	1.182	7
1.703	1.622	1.566	1.530	1.133	1.494	1.530	1.479	1.531	1.326	8
1.740	1.653	1.596	1.562	1.160	1.526	1.565	1.511	1.556	1.338	9
1.793	1.700	1.630	1.586	1.176	1.545	1.578	1.527	1.583	1.379	10
1.535	1.446	1.395	1.338	0.909	1.243	1.305	1.276	1.304	1.111	11
1.508	1.415	1.356	1.299	0.882	1.221	1.285	1.260	1.284	1.089	12
1.514	1.424	1.360	1.308	0.893	1.236	1.296	1.269	1.292	1.100	13
1.496	1.406	1.345	1.289	0.876	1.220	1.280	1.251	1.275	1.085	14*
1.486	1.406	1.339	1.281	0.874	1.206	1.259	1.232	1.248	1.055	15**
1.375	1.307	1.251	1.253	0.859	1.174	1.231	1.200	1.220	1.030	16

			1	2	3	4	5	6	7	
04.00	592	0.355	3.941	3.224	3.652	3.353	3.500	3.353	1.620	17
04.15	592	0.355	3.914	3.201	2.913	3.362	3.490	3.362	1.605	18
04.30	592	0.350	3.950	3.235	2.961	3.409	3.535	3.409	1.657	19
04.45	593	0.340	4.030	3.308	3.019	3.409	3.590	3.409	1.686	20
05.00	592	0.424	4.280	3.562	3.292	3.723	3.863	3.723	1.904	21

8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	
1.455	1.374	1.309	1.251	0.844	1.171	1.227	1.200	1.213	1.019	17
1.445	1.367	1.301	1.249	0.846	1.179	1.208	1.208	1.223	1.035	18
1.490	1.410	1.338	1.284	0.884	1.221	1.245	1.267	1.264	1.070	19
1.517	1.436	1.365	1.310	0.901	1.245	1.265	1.291	1.290	1.098	20
1.725	1.638	1.555	1.502	1.110	1.455	1.438	1.460	1.490	1.280	21

* Ver gráfico 5.15

**Ver gráfico 5.16

EXPERIMENTO N^o 9

ENFRIAMIENTO CON CONVECCION FORZADA

100 VOLTIOS-FLUJO DE 200 ml/min.

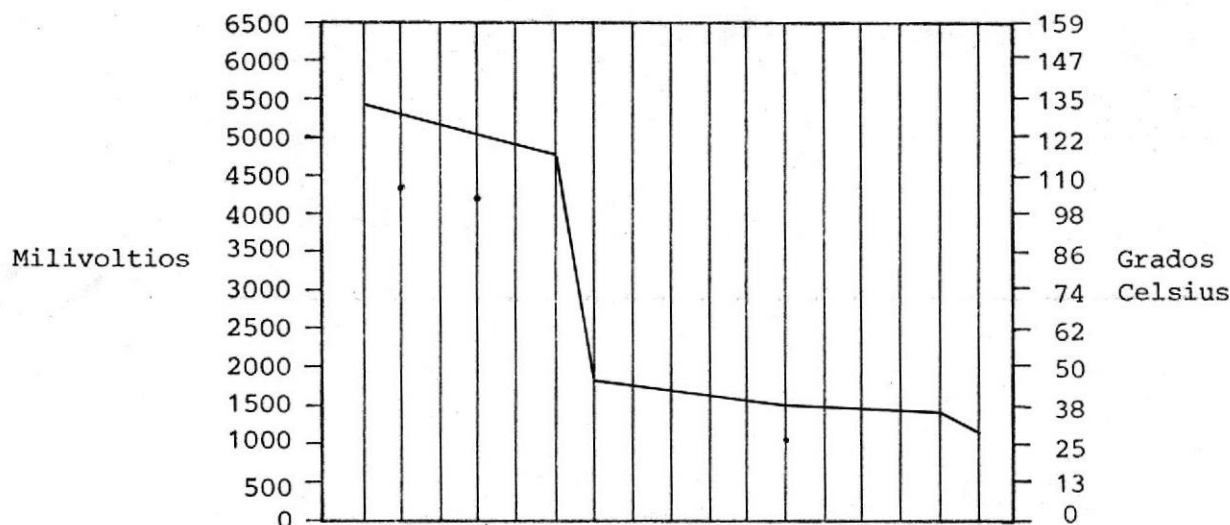


GRAFICO 5.17.- EXPERIMENTO N^o 9. ENFRIAMIENTO CON CONVECCION FORZADA 100 VOLTIOS-FLUJO 200 ml/min.

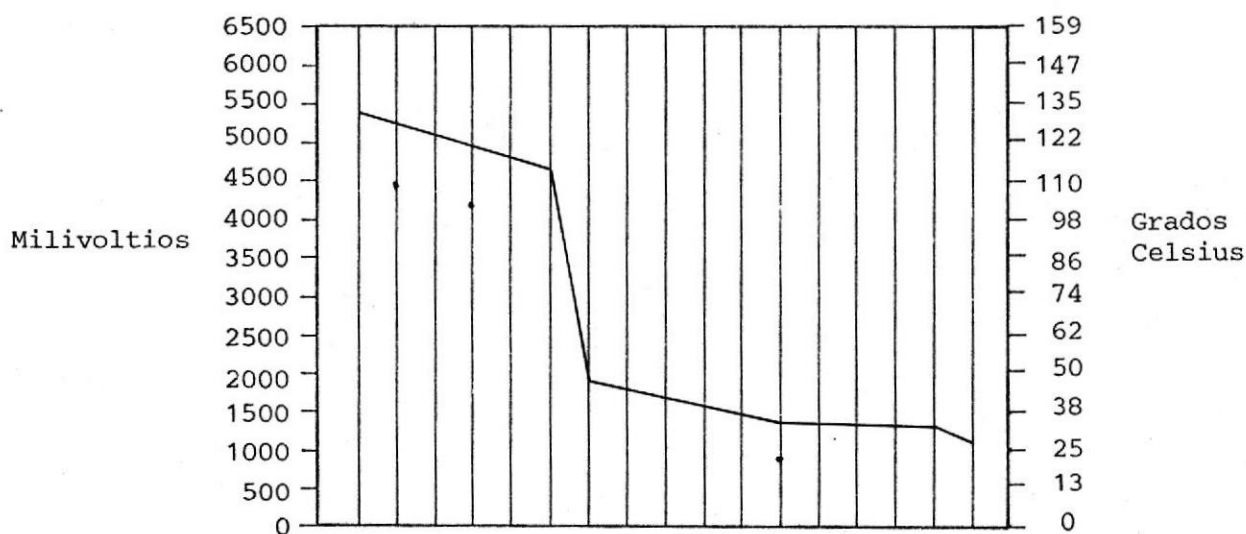
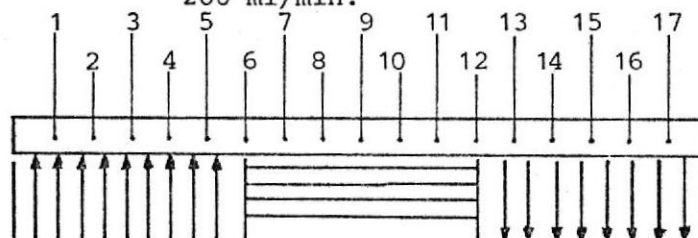


GRAFICO 5.18.- EXPERIMENTO N^o 9. ENFRIAMIENTO CON CONVECCION FORZADA 100 VOLTIOS-FLUJO 200 ml/min.



TERMOCUPLAS EN EL DUCTO TERMICO

HORA	MILI AMPERIOS	SUMIDERO TERMOCUPLA SALIDA	TERMOCUPLAS EN EL DUCTO TERMICO							PRUEBA	
			1	2	3	4	5	6	7	Nº	
00.00	658	-	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	1
00.15	657	0.146	4.120	3.465	3.896	2.975	3.744	3.666	1.434	1.434	2
00.30	657	0.148	4.576	3.755	4.245	3.315	4.035	3.870	1.603	1.603	3
00.45	662	0.194	5.190	4.222	4.822	3.850	4.569	4.341	1.888	1.888	4
01.00	662	0.175	5.236	4.253	4.891	3.911	4.646	4.430	1.872	1.872	5
01.15	664	0.189	5.360	3.336	5.001	4.000	4.749	4.541	1.925	1.925	6
01.30	664	0.175	5.360	4.326	5.008	4.008	4.760	4.563	1.939	1.939	7
01.45	664	0.175	5.370	4.334	5.007	4.015	4.769	4.578	1.946	1.946	8
02.00	664	0.200	5.536	4.434	5.407	4.323	5.120	4.925	2.115	2.115	9*
02.15	664	0.193	5.591	4.557	5.245	4.239	5.036	4.825	2.060	2.060	10**
02.30	664	0.200	5.737	4.612	5.303	4.300	5.105	4.908	2.104	2.104	11
02.45	664	0.214	6.360	5.120	6.732	5.029	6.190	6.839	2.260	2.260	12
03.00	664	0.205	6.355	6.715	6.741	6.263	6.405	6.925	2.015	2.015	13

8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	
0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	1
1.236	1.159	1.111	1.066	0.633	0.988	1.091	1.096	1.120	0.910	2
1.406	1.361	1.301	1.241	0.720	1.160	1.256	1.230	1.264	1.040	3
1.624	1.571	1.500	1.425	0.848	1.315	1.400	1.375	1.422	1.188	4
1.635	1.571	1.508	1.427	0.836	1.305	1.388	1.371	1.411	1.176	5
1.674	1.612	1.535	1.452	0.852	1.311	1.381	1.371	1.409	1.172	6
1.681	1.612	1.537	1.455	0.846	1.318	1.386	1.384	1.417	1.170	7
1.696	1.623	1.544	1.461	0.859	1.322	1.384	1.390	1.434	1.184	8
1.851	1.792	1.702	1.620	0.996	1.562	1.681	1.474	1.427	1.205	9*
1.805	1.763	1.617	1.526	0.898	1.379	1.440	1.436	1.476	1.210	10**
1.845	1.748	1.651	1.561	0.920	1.406	1.465	1.508	1.557	1.307	11
2.862	2.653	2.462	2.371	1.360	2.083	2.174	2.174	2.265	1.645	12
2.646	2.480	2.317	2.187	1.245	1.926	1.974	1.996	2.045	1.693	13

* Ver gráfico 5.17

** Ver gráfico 5.18

CAPITULO 6
CONCLUSIONES Y
RECOMENDACIONES

CAPITULO 6

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Luego de finalizadas la realización de todas las experiencias, hacemos una comparación entre los resultados obtenidos y la teoría estudiada para la operación de los ductos térmicos, después de lo cual establecemos las conclusiones de nuestro trabajo que constituirán por lo tanto la parte más importante para establecer su calificación.

Debemos insistir en el hecho de que nuestro objetivo primordial, tal como el título de este trabajo lo indica, solo comprende el análisis del comportamiento de operación del ducto térmico tanto teórica como experimentalmente, estableciendo las bases científicas para tal efecto y también permitiendo la apertura de fundamentos e ideas para la realización de otros trabajos con el ducto térmico orientados ya a una planificación de posibles futuras aplicaciones técnicas dentro del avance y progreso técnico - científico de nuestro medio. Es por esta razón que también hemos incluido como parte de este capítulo un acápite de recomendaciones que comprenden todas las sugerencias de nuevos trabajos que podrían efectuarse y cuyas ideas - han surgido durante el desarrollo de éste.

Por facilidad y agilidad de la presentación lo haremos en forma ordenada y numerada tanto las conclusiones como las recomendaciones.

CONCLUSIONES

1. La más importante relación entre la teoría y los resultados de nuestros experimentos radica en que el comportamiento isotérmico de la región adiabática se produce casi exactamente como la teoría lo presenta, notándose solamente una mínima desviación en las dos primeras termocuplas de esta sección que de ninguna manera afecta a su operación isotérmica puesto que en grados Celsius la diferencia para todos los casos nunca ha sido mayor que dos, lo cual es absorbido por el análisis teórico que hemos estudiado. Esta pequeña desviación nos parece lógico por cuanto esa parte del ducto indudablemente sufrirá la influencia del calentamiento del evaporador, la misma que se manifiesta por medio del hecho que estamos analizando, pero que de ninguna manera afecta a la plena comprobación experimental que de la teoría de operación del ducto térmico hemos efectuado.

En la conclusión de la relación entre teoría y práctica debemos señalar la falla que se nos presentó con el aislante utilizado en nuestra experimentación, pues encontramos que a temperaturas mayores de los 200 grados Celsius permitía, a través de su espesor, considerable flujo de calor aumentando en forma notoria las pérdidas de calor, lo cual provoca que el aislante se quemara y se malogre la prueba. Este hecho con que nos hemos encontrado fue factor importante para las limitaciones de operación de nuestro experimento pero también debemos dejar sentado que los catálogos que acompañan a los aislantes nos dan valores de su temperatura de uso mucho mayores que la citada para su falla.

2. Los límites de operación del ducto térmico utilizado en nuestra experimentación fueron obtenidos luego de realizar muchas pruebas previas que nos dieron el intervalo de valores de temperatura y las razones de flujo de calor que hemos utilizado para nuestros experimentos. Así, puede verse que una razón de flujo de calor menor de 14.20 Kcal/hr, 50 voltios 330 miliamperios, no ha sido utilizado por cuanto para observar los detalles que nos interesan, el ducto térmico necesitaría en la práctica más de 7 horas de operación contínua para su estabilización; y más de 57.10 Kcal/hr, 100 voltios 664 miliamperios, no se utilizan por cuanto como ya aplicamos oportunamente el aislante que debemos utilizar empezaba a fallar a la temperatura de 200 grados Celsius. En las experiencias del ducto térmico con enfriamiento por convección natural, la temperatura límite que nos da el aislante se nos presenta en la experiencia de una razón de flujo de calor de 28.90 Kcal/hrs, 70 voltios 480 miliamperios, lo cual ocurre debido a que la disipación del calor introducido en el evaporador no puede ser extraído rápidamente por el condensador en el enfriamiento por convección natural por cuanto los coeficientes de transferencia de calor son pequeños y como es conocido son mayores para la convección forzada, es por esto que en este caso se pudo experimentar hasta una razón de flujo de calor de 57.10 Kcal/hr.
3. Las termocuplas que se ubicaron a 25 milímetros entre ellas, después de haber ensayado posiciones mas distantes, nos han dado la distribución de temperaturas con mucha exactitud porque las variaciones de sus me-

diciones son mínimas y como se puede ver en los gráficos, el perfil de las curvas del comportamiento del ducto térmico es isotérmico; por estos resultados creemos que estuvimos en la correcta posición cuando adoptamos este criterio.

4. Un detalle que no podemos dejar de mencionar en estas conclusiones se refiere a que observando los perfiles de las curvas graficadas de los resultados experimentales nos muestran el comportamiento isotérmico del ducto en su sección adiabática y en la sección del condensador. Cuando ya se ha estabilizado la operación del ducto térmico vemos que de una toma de datos a otra no hay mayor aumento de su temperatura por lo que el perfil de su curva se mantiene, es así que vemos en nuestros gráficos que los perfiles de las curvas de dos tomas de datos consecutivos son iguales.
5. La escala utilizada para presentar los gráficos de las curvas, 1 cm. igual a 1000 milivoltios, ha sido seleccionada como la mas adecuada, luego de haber intentado con otras, para manifestar el comportamiento del ducto térmico en nuestras experiencias. La decisión se fundamenta en que nos permite observar con mayor claridad - la operación isotérmica del ducto térmico con una misma escala para todas las pruebas.
6. En la sección del evaporador del ducto térmico vemos que hay termocuplas que nos dan valores que no se ajustan exactamente al perfil de la curva graficada, lo mismo que explicamos diciendo que lo mismo se debe a uno

de los dos factores que citamos, primero a una posible falla del arranque dinámico de funcionamiento del ducto térmico; ó segundo, a la presencia de "puntos secos" del ducto que presentan una ausencia del fluido de trabajo ó estancamiento del mismo producidos por fallas - en la unión malla-ducto y que se manifiesta con una variación brusca de su temperatura con relación a su mas próxima vecindad; haciendo referencia que en el análisis teórico hicimos un estudio de estos casos.

7. En todos los perfiles de curvas graficados como resultados de nuestros experimentos encontramos que la última termocupla de la sección del condensador presenta una variación mayor en sus mediciones que las vecinas lo cual podemos explicarlo como una acción lógica que sucede con el fluido de trabajo del ducto térmico, el cual en este extremo del ducto habrá ya sufrido todo - el enfriamiento posible que indudablemente ya se trata de líquido saturado con una cierta cantidad subenfriado lo cual originará el descenso de temperatura a que estamos haciendo referencia.

8. La razón de transferencia de calor total que se introduce en la sección del evaporador del ducto térmico es la misma que se extrae en la sección del condensador - más las pérdidas de calor que se escapan a través del aislante. Esta razón de flujo de calor que introducimos la hemos controlado de la siguiente manera

$$\text{Potencia eléctrica} = \frac{\text{voltios} \times \text{miliamperios}}{1000}$$

$$\begin{aligned}
 \text{Razón de flujo de calor} &= \frac{860 \text{ cal/hr}}{1 \text{ vatio}} \\
 &= \frac{\text{cal}}{\text{hr}} \times \frac{1 \text{ Kcal}}{1000 \text{ cal}} \\
 &= \text{Kcal/hr}
 \end{aligned}$$

los valores del voltaje y miliamperaje fueron los obtenidos experimentalmente con los multímetros y de ese punto partimos a efectuar la operación matemática que citamos.

Debemos aclarar que en este trabajo no se presentan cálculos de la cantidad total de calor transferido en cada prueba y otros parámetros de transferencia de calor que son importantes por cuanto lo mismo no son objetivos de nuestra tarea, tal como ya lo expresamos al empezar este capítulo.

9. En los experimentos del ducto térmico con enfriamiento por convección natural podemos notar que la temperatura se mantiene casi constante desde la sección adiabática hasta cubrir casi toda la sección del condensador, pero en las experiencias con enfriamiento por convección forzada no sucede igual, sino que al empezar el condensador la temperatura se va a mantener casi igual en toda su longitud pero será a un valor un poco menor que el de la región adiabática, esto se debe sin lugar a dudas a que el coeficiente de transferencia de calor siempre será mayor en este caso por el flujo de agua a temperatura ambiente mientras que en el caso anterior no sucede así sino que el agua no fluye, convirtiéndose el gradiente de temperatura cada vez más pequeño, sumándose a esto lo ya dicho antes de que los

coeficientes de transferencia de calor son más bajos en convección natural que forzada.

10. De los experimentos del ducto térmico con enfriamiento por convección forzada encontramos que la termocupla - justamente ubicada en el límite entre las secciones adiabática y del condensador nos da valores menores que los que deberían ser de acuerdo al perfil de la curva que hemos graficado, este hecho lo justificamos porque el sitio donde se encuentra la termocupla está totalmente cubierto por pegamento para las termocuplas y el tapón que cubre la entrada del condensador, entonces los valores que nos da esta termocupla no representan exactamente los valores del ducto en esa sección puesto que se encuentra afectada por los efectos señalados que en este caso actúan contra la eficiencia de la termocupla.

1. Durante el desarrollo de nuestros experimentos tuvimos dificultades con la toma de datos con el potenciómetro utilizado, el mismo que a pesar de ser nuevo pu dimos comprobar nos presentaba muchas fallas de opera ción lo cual nos ocasionó dificultades tanto en la lec tura de valores como en pérdidas excesivas de tiempo en la realización de su lectura, lo cual repercutía en toda la toma de datos pues alteraba el intervalo de tiempo fijado entre cada uno de ellos. Con este antecedente sumado al trabajo de luego hacer la grafica ción de resultados, sugerimos que para futuras expe riencias en nuestros laboratorios se utilicen potenci ómetros con graficadores continuos, puesto que además

que se obtienen directamente el gráfico resultante, la toma de datos se puede hacer cada segundo de tiempo en cada termocupla, pudiendo hacer igual cosa para todas - las termocuplas que se instalen en el ducto térmico.

2. En la sección adiabática del ducto térmico es donde mayormente debemos controlar su operación isotérmica, en nuestro caso como ya se ha visto no se presentaron dificultades pero nos permitimos recomendar que se podría - llegar a una mejor exactitud de esta característica si utilizamos mayor número de termocuplas en la sección, ubicándola más próximas entre ellas.
3. Hemos podido comprobar que las termocuplas ubicadas e- xactamente en el límite de las secciones del ducto tér- mico, se ven afectadas en su operación dándonos valores falsos que influyen negativamente en la exactitud de - nuestro análisis, por lo que sugerimos que sería mejor si estas termocuplas se las ponen a uno y otro lado del límite en donde con seguridad trabajarían bien dándonos valores reales.
4. Nuestra mayor preocupación durante el desarrollo de las pruebas estuvo probablemente en los aislantes utilizados los cuales como ya se ha mencionado no nos permitieron - confiar en su eficiencia, por lo que dejamos establecido que para nuevas experiencias será necesario usar otro material de aislantes térmicos que garanticen su buena ca- lidad para sus temperaturas de trabajo.
5. Como un aporte a que definitivamente se incremente la experimentación con ductos térmicos nos permitimos sugerir

en este punto y en el siguiente dos temas que indudablemente son interesantes de realizar para cualquier persona que haya estudiado el presente trabajo. Se pueden hacer experimentos con los ductos que nosotros hemos utilizado variando las longitudes de las tres secciones del ducto térmico, evaporador adiabática y condensador, hasta encontrar las relaciones mas adecuadas entre ellas evaluando la eficiencia de su operación de transmisión de calor.

6. Un experimento posterior al anterior podría ser utilizado como fuente de energía en el evaporador una cierta - razón de flujo de vapor extraída del caldero a determinadas condiciones de presión y temperatura, y extraer esa cantidad de calor en el evaporador calentando el combustible ó el agua de alimentación del caldero; puede - hacerse un estudio de su eficiencia y una comparación - técnica económica con el uso de un intercambiador de calor común tubo-coraza.

En realidad pueden hacerse una serie de nuevas experiencias que nos han venido a la mente durante nuestro trabajo, pero nos permitimos sugerir solamente estos dos por cuanto no queremos dar una imagen de presunción y porque además estamos convencidos que quienes desarrollen estos trabajos también tendrán estas ideas y pueden entonces ser ellos los que hagan las sugerencias quizás con mayor claridad por cuanto con seguridad disfrutarán de mejores condiciones de laboratorio y bibliografía para el desarrollo de sus pruebas.

CAPITULO 7

APENDICE

CAPITULO 7

APENDICE

7.1. CALCULOS

7.1.1. Calor latente de evaporización o condensación

El calor latente de evaporización está definido como la diferencia entre la entalpía de una fase de una sustancia pura en las condiciones de saturación y la entalpía de otra fase de la sustancia pura en las mismas condiciones de temperatura y presión. Así, para el caso de la evaporización, o condensación que es exactamente su proceso inverso, el calor latente tendrá un valor igual a:

$$h_{\ell v} = h_v - h_{\ell}$$

donde, h_v es la entalpía del vapor saturado, h_{ℓ} es la entalpía del líquido saturado, de una misma sustancia pura y en igual las condiciones de presión y temperatura y, $h_{\ell v}$ será la entalpía de evaporización o calor latente de evaporización. En base a esta definición el calor latente de una sustancia es una propiedad de la misma.

La aplicación de la primera Ley de la Termodinámica al cambio de fase de las sustancias puras nos muestra que el calor latente de una sustancia a una determinada presión es la cantidad de calor que puede ser añadida a una unidad de masa de la sustancia para cambiar su fase en un proceso a presión constante sin razonamiento. Esta sería una segunda manera de definir el calor latente de una sustancia.

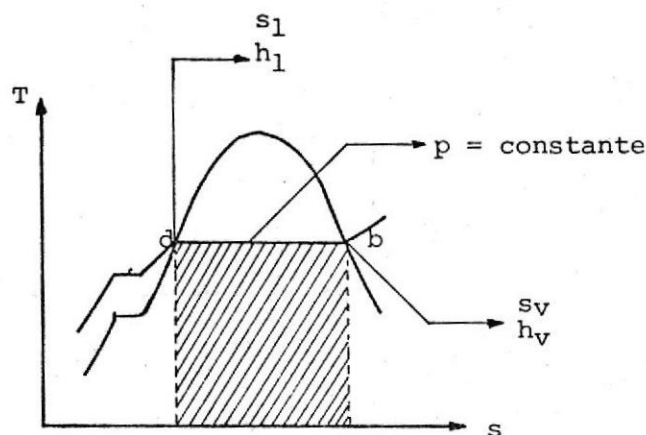


FIGURA 7.1.1. CALOR LATENTE DE EVAPORACION EN LA CURVA DE SATURACION DEL AGUA

Tal como hemos señalado el calor latente de evaporización ó condensación es función de la presión, en la figura 7.1 vemos la curva de saturación del agua en un diagrama entropía-temperatura, en la que el área bajo la curva bd representa el calor latente de evaporización a la presión $p = \text{constante}$, el punto b corresponde a la entalpía del vapor saturado h_v y el punto d corresponde a la entalpía del líquido saturado h_l .

Un alto calor latente de vaporización es siempre deseable porque la razón de flujo de masa requerida para transportar una determinada cantidad de calor 1 , es inversamente proporcional al calor latente, así

$$q = \dot{m} h_v$$

7.1.2. Tensión Superficial y capilaridad

En la superficie libre de un líquido, que es por lo tanto la superficie de contacto entre dos fluidos, líquido y aire, se forma en el líquido una película ó capa especial debida a la tracción de las moléculas del líquido, llamada cohesión intermolecular, situadas por debajo de la superficie libre. Así se explica que una aguja pequeña colocada cuidadosamente en la superficie del agua en reposo es soportada allí por la película.

Esta propiedad de la película superficial de ejercer una tensión se llama tensión superficial y es la fuerza superficial normal necesaria para mantener la unidad de longitud de la película en equilibrio. Por la acción de la tensión superficial aumenta la presión dentro de una gotita de un líquido o dentro de un pequeño chorro de líquido; para una pequeña gotita esférica de radio r , la presión p necesaria para equilibrar la fuerza debida a la tensión superficial σ se calcula considerando las fuerzas que actúan sobre un cuerpo libre semiesférico, así tenemos que

$$F_{\text{presión}} = F_{\text{tensión superficial}}$$

$$p A_{\text{esfera}} = \sigma A_{\text{normal esfera}}$$

$$p \pi r^2 = \sigma 2 \pi r$$

$$p = \frac{2\sigma}{r}$$

Para un chorro cilíndrico de radio r , considerando las fuerzas que actúan sobre un cuerpo libre semicilíndrico, resulta

$$p = \frac{\sigma}{r}$$

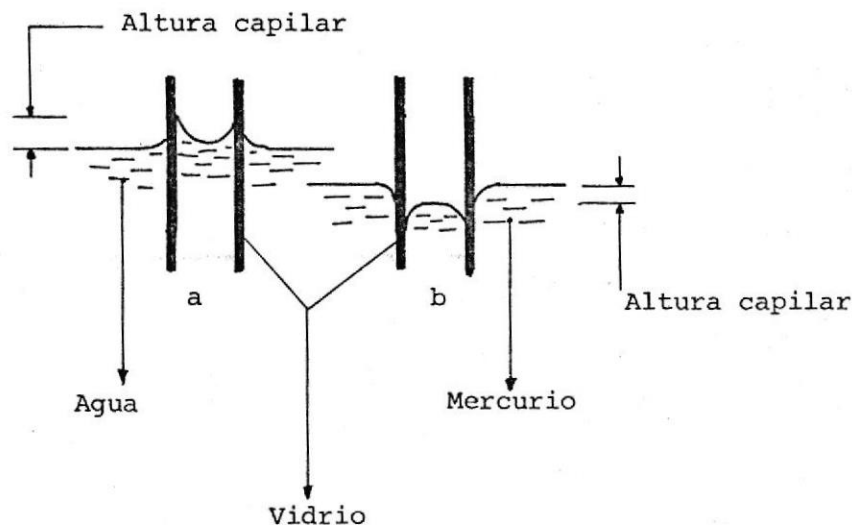


FIGURA 7.1.2.- CAPILARIDAD EN TUBOS DE VIDRIO

Las dos últimas ecuaciones nos prueban que la presión es tanto mayor cuanto menor es el radio de la gotita ó del cilindro.

La capilaridad o atracción capilar que produce la elevación o descenso de un líquido es un tubo capilar, ó en situaciones físicas análogas como en un medio poroso, se producen por la tensión superficial y por el valor de la relación de la adhesión entre líquido y sólido a la cohesión del líquido. Un líquido que moja al sólido tiene mayor adhesión que cohesión, en este caso, la acción de la tensión superficial es causa de que el líquido se eleve dentro de un pequeño tubo vertical que se sumerja particularmente en él, ver figura 7.1.2a. Para líquidos que no

mojen al sólido, la fuerza de cohesión entre sus moléculas es mayor que la de adhesión, la tensión superficial tiende a hacer descender al menisco en un pequeño tubo, ver figura 7.1.2.b. La altura capilar que es la diferencia de elevación que se produce entre las dos superficies libres del líquido, dentro y fuera del tubo capilar, puede conocerse cuando a priori se conoce el valor del ángulo de contacto entre el líquido y la pared del tubo.

Para el caso de los ductos térmicos, que es el tema principal de nuestro trabajo, tenemos que en la estructura capilar del ducto el radio de curvatura mínimo para la formación del menisco entre el líquido y la malla será igual a $r_c / \cos \theta$, donde r_c es el radio hidráulico del poro de la malla ó del medio poroso de la estructura capilar del ducto térmico.

7.1.3. Radio Hidráulico

El contacto entre un fluido y el sólido que lo contiene, que puede ser abierto o cerrado, siempre dependerá no solo de su sección transversal sino también de su forma, que hará a la superficie en contacto con el líquido sea mayor ó menor. A esta porción del área de la pared que está en contacto con el fluido, excluida la superficie libre del líquido, es lo que se llama perímetro mojado; y a la relación del área transversal dividido para el perímetro mojado de esta sección se lo denomina radio hidráulico r_h .

Para las diversas mallas ó medios porosos que se utilizan en los ductos térmicos para el flujo de la fase lí-

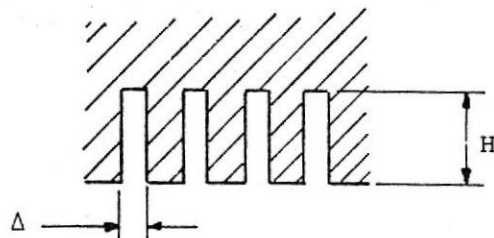


FIGURA 7.1.3. CONFIGURACION DE RANURAS HECHAS EN LA SUPERFICIE INTERIOR DEL DUCTO TERMICO UTILIZADAS COMO ESTRUCTURA CAPILAR.

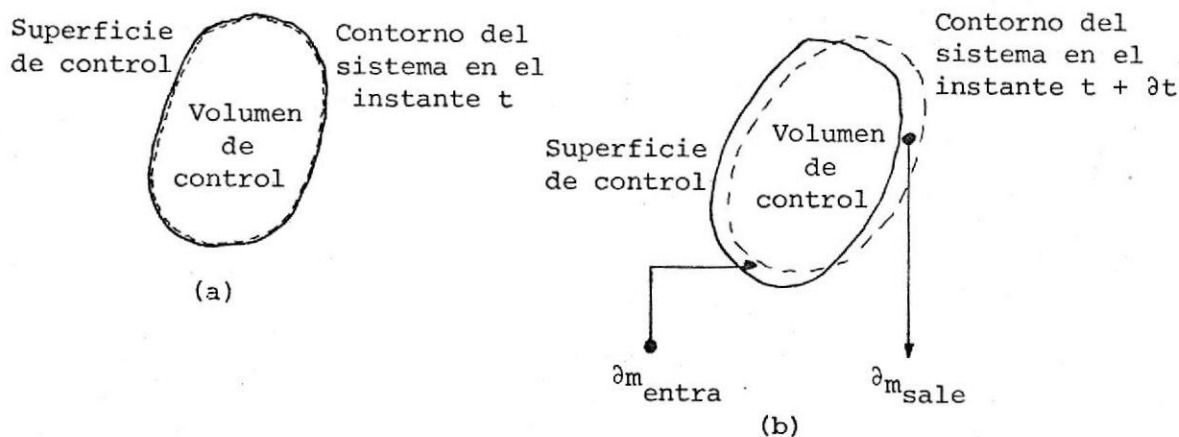


FIGURA 7.1.4.- SISTEMA DE VOLUMEN DE CONTROL PARA DEDUCCION DE LA ECUACION DE CONTINUIDAD

quida de su fluido de trabajo, las cuales pueden ser, como ya se ha descrito, mallas homogéneas ó ranuras hechas en la superficie interior del ducto el radio hidráulico ó efectivo podría ser calculado de la si-

guiente manera, ver figura 7.1.3.

$$r_h = \frac{\text{área transversal}}{\text{perímetro mojado}}$$

$$= \frac{\Delta H}{2H + \frac{\Delta}{H}}$$

7.1.4. Ecuaciones de continuidad y energía

La ecuación de continuidad, que es una expresión analítica del principio general de conservación de la masa para un sistema, se desarrolla en varias formas útiles empleando los conceptos de sistema y volumen de control, para lo cual daremos a conocer sus definiciones.

El principio de la conservación de la masa establece que la masa del interior de un sistema permanece constante - con el tiempo, no considerando los efectos de la relatividad; en forma de ecuación $dm/dt = 0$, siendo m la masa total. Un sistema se refiere a una masa determinada de material y se diferencia del resto que se llama medio ambiente. Un volumen de control es una región fija del espacio y es útil en el análisis de situaciones donde el movimiento se presenta dentro y fuera del espacio fijo; el contorno del volumen de control es su superficie de control.

Para nuestro desarrollo tomamos inicialmente un volumen de control que tiene su superficie de control coincidiendo con los límites del sistema, ver figura 7.1.4.a., en un instante de tiempo t . El sistema se mueve debido al flujo, ver figura 7.1.4.b., y en un instante $t + dt$ los contor

nos del sistema se habrán separado de la superficie de control; llamamos ∂m_{sal} a la masa que abandona el volumen de control, ∂m_{en} la masa que entra en ese mismo momento al volumen de control. La masa del sistema es constante y estará dada por la masa del volumen de control en el tiempo t , $m_{vc t}$, ó también por la masa en el volumen de control en el tiempo $t + dt$, $m_{vc t+dt}$.

Podemos decir entonces que

$$m_{vc t} = m_{vc t+dt} + \partial m_{sal} - \partial m_{en t}$$

$$\frac{m_{vc t+dt} - m_{vc t}}{\partial t} = \frac{\partial m_{sal} - \partial m_{en t}}{\partial t}$$

considerando el lado izquierdo de ésta última ecuación vemos que se trata de la razón de cambio de masa con respecto al tiempo en el volumen de control.

$$\frac{\partial m_{vc}}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{vc} \rho dV$$

$$= \int_{vc} \frac{\partial \rho}{\partial t} dV$$

donde dV es un elemento de volumen del volumen de control. Esta es la ecuación de la continuidad en forma integral.

El término $\partial m_{sal} / \partial t$ en el límite cuando ∂t tiende a cero tenemos, ver figura 7.1.5.a.

$$\partial m_{sal j} = \rho \partial V = \rho x \cdot \partial A_j$$

$$x = v \cdot t$$

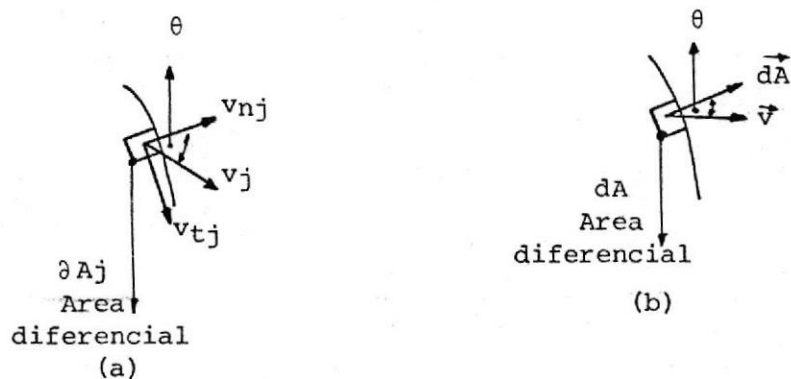


FIGURA 7.1.5.- DIFERENCIALES DE AREA Y SU VECTOR VELOCIDAD

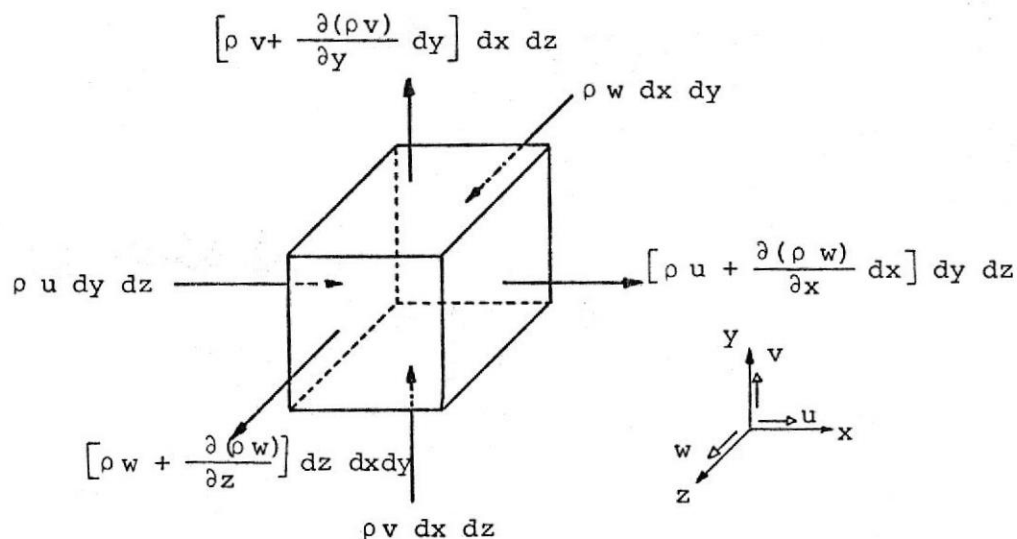


FIGURA 7.1.6.- ELEMENTO DIFERENCIAL DE FLUJO

$$\begin{aligned} \partial m_{salj} &= \rho v_{nj} \partial t \partial A_j \\ \frac{\partial m_{salj}}{\partial t} &= \frac{\sum_j^n \rho v_{nj} \partial t \partial A_j}{\partial t} \\ \frac{\partial m_{sal}}{\partial t} &= \frac{\int_{A_a} \rho v_{nj} \partial t \partial A_a}{\partial t} \end{aligned}$$

$$= \int_{Aa} \rho v_n dAa$$

$$= \int_{Aa} \rho v \cos \theta dAa$$

$$\frac{\partial m_{sal}}{\partial t} = \int_{Aa} \rho \cdot \vec{v} \cdot d\vec{A}$$

ver figura 7.1.5.b.

De la misma manera obtenemos

$$\frac{\partial m_{ent}}{\partial t} = - \int_{Aa} \rho \vec{v} \cdot d\vec{A}_e$$

luego

$$\frac{\partial m_{ent}}{\partial t} - \frac{\partial m_{sal}}{\partial t} = - \int_{sc} \rho \vec{v} \cdot d\vec{A}$$

esto resulta condicionando que las partes por donde no hay flujo en la superficie de control no aportan nada a la integral.

La forma general de la ecuación quedará

$$\int_{vc} \frac{\partial \rho}{\partial t} dV = - \int_{sc} \rho \cdot \vec{v} \cdot d\vec{A}$$

para flujo previamente $\partial t=0$, la ecuación de continuidad será

$$\partial \dot{m} = \rho v \partial A$$

La ecuación de la continuidad en forma diferencial se la determinará partiendo de un elemento diferencial de la sección de flujo, ver figura 7.1.6. del cual sacamos que

$$\begin{array}{l}
 \begin{array}{c} x \longrightarrow \\ \uparrow y \\ \hline \end{array} \quad \rho u dy dz - \left[\rho u + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} dx \right] dy dz = - \frac{\partial(\rho u)}{\partial t} dx dy dz \\
 \\
 \begin{array}{c} \hline \uparrow y \\ \hline \end{array} \quad \rho v dx dz - \left[\rho v + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} dy \right] dx dz = - \frac{\partial(\rho v)}{\partial t} dx dy dz \\
 \\
 \begin{array}{c} \hline \hline \swarrow z \\ \hline \end{array} \quad \rho w dy dz - \left[\rho w + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} dz \right] dx dy = - \frac{\partial(\rho w)}{\partial t} dx dy dz
 \end{array}$$

La suma de estas tres últimas igualdades será igual a $\delta m_{ent} - \delta m_{sal}$ en todo el volumen de control, de donde nos da

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = - \frac{\partial \rho}{\partial t}$$

para flujo permanente

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0$$

considerando el operador diferencial, ∇ es el siguiente

$$\nabla = \vec{i} \frac{\partial}{\partial x} + \vec{j} \frac{\partial}{\partial y} + \vec{k} \frac{\partial}{\partial z}$$

diferenciando un vector velocidad \vec{v}

$$\vec{v} = \vec{i}u + \vec{j}v + \vec{k}w$$

las ecuaciones de la continuidad en forma diferencial para flujo incompresible será

$$\nabla \cdot \vec{v} = \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z}$$

$$\nabla \cdot \vec{v} = \text{div} \cdot \vec{v}$$

ó también $\nabla \cdot \rho \vec{v} = 0$

donde $\nabla \cdot \vec{v}$ significa la divergencia del vector velocidad \vec{v} .

Haciendo un análisis energético similar al que hemos hecho para continuidad obtenemos la ecuación de conservación de la energía en forma diferencial en ausencia de fuentes está dada por

$$\nabla \cdot \vec{E} = 0$$

y cuando la energía del sistema es solamente calor \vec{q} , entonces será

$$\nabla \cdot \vec{q} = 0$$

7.1.5. Teorema de Gauss

El Teorema de Gauss ó de la Divergencia nos dice: "En un campo vectorial la integral de la superficie de la componente normal del flujo es igual a la integral del volumen de la divergencia tomada sobre todo el volumen". Así, si F es un campo vectorial de volumen V de superficie S , tenemos que

$$\oint_S \vec{F} \cdot d\vec{A} = \int_V \nabla \cdot \vec{F} dV$$

donde, $d\vec{A}$ es la componente normal de la superficie al flujo y $\nabla \cdot \vec{F}$ es la divergencia del vector \vec{F} .

Para nuestro caso, aplicamos este Teorema de Gauss a la ecuación de la continuidad tomando una región cilíndrica del ducto térmico comprendida entre $0-x$ y el radio r_m , tenemos que la masa total del sistema se mantiene constante, las integrales de superficie las convertimos en integrales de volúmenes y las sustituimos las condiciones de frontera dada, todo esto nos hace que

$$\dot{m}_v(x) + \dot{m}_\ell(x) = 0$$

este análisis científico para el ducto térmico corresponde a un trabajo titulado "Teoría del Ducto Térmico" por T.P. Cotter.

7.1.6. Número de Mach

El Número de Mach es la relación de la raíz cuadrada de la fuerza de inercia a la raíz cuadrada de la fuerza elástica que tiene su origen en la compresibilidad del fluido. También podemos decir, y este es nuestro caso, del ducto térmico, que mide la relación entre la energía cinética del movimiento y la energía interna del fluido.

Este parámetro es el más importante cuando las velocidades están próximas o sobrepasan la velocidad local del sonido; se lo puede expresar de las siguientes maneras

$$\begin{aligned} \text{Número de Mach (M)} &= \frac{\rho v^2 / \ell}{\mu v / \ell^2} \\ &= \frac{\rho v \ell}{\mu} \\ &= \frac{v}{c} \\ &= \frac{v}{\sqrt{k/\rho}} \end{aligned}$$

donde, μ es la viscosidad absoluta, c es la velocidad del sonido, k es la relación de los calores específicos.

7.1.7. Número de Weber

El número de Weber es la relación de la fuerza de inercia

a la fuerza debida a la tensión superficial. Es importante en las superficies de separación de gas-líquido ó líquido-líquido y también donde dichas superficies están en contacto con el contorno, es decir que se requerirá la presencia de superficies libres. El Número de Weber se expresa así

$$\begin{aligned} \text{Número de Weber} &= \frac{\rho v^2 / \ell}{\sigma / \ell^2} \\ &= \frac{\rho v^2 \ell}{\sigma} \end{aligned}$$

dado que el Número de Weber involucra a fuerzas que son básicas en el estudio de la perfomancia del ducto térmico, entonces para su diseño es muy importante tener en cuenta su influencia en el mismo.

7.1.8. Catálogo de HEAT PIPE CORPORATION



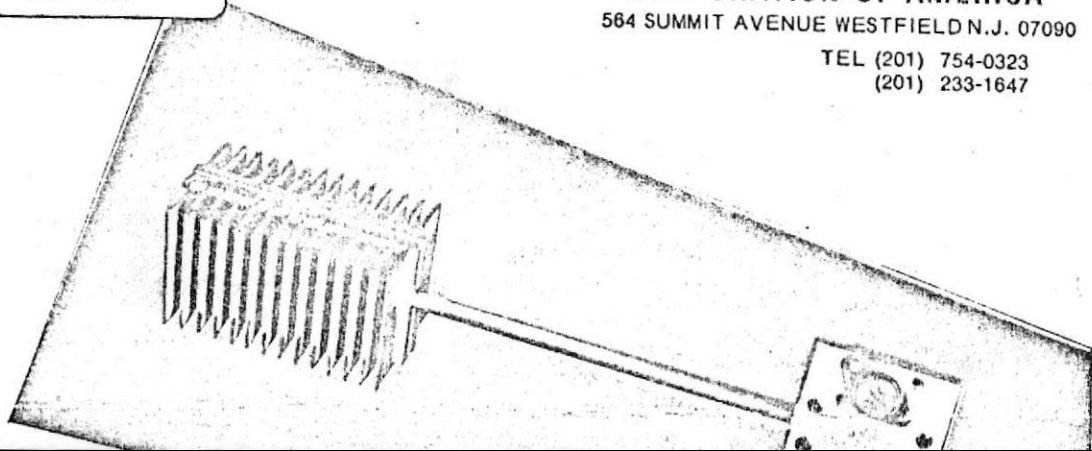
HEAT PIPE

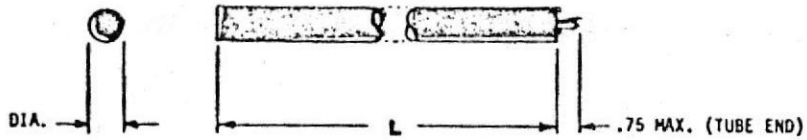
CORPORATION OF AMERICA

564 SUMMIT AVENUE WESTFIELD N.J. 07090

TEL (201) 754-0323

(201) 233-1647





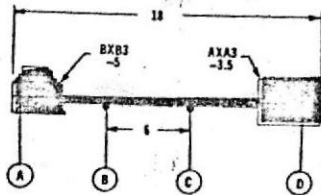
CA SERIES HEAT PIPE
(TABLE 1)

MATERIAL - HARD DRAWN COPPER
SEAL - SILVER BRAZED

TABLE 1

MODEL	DIA	L INCHES	(TYPICAL PRICES*)			QUANTITY*	
			1 or 2	3 - 5	6 - 10	11 - 15	
CA1-3	1/4	3	40.00	40.00	30.00	20.00	
CA2-3	3/8	3	40.00	35.00	30.00	20.00	
CA3-3	1/2	3	40.00	35.00	30.00	20.00	
CA1-6	1/4	6	40.00	35.00	30.00	25.00	
CA2-6	3/8	6	40.00	35.00	30.00	25.00	
CA3-6	1/2	6	40.00	35.00	30.00	25.00	
CA1-10	1/4	10	45.00	40.00	35.00	30.00	
CA2-10	3/8	10	45.00	40.00	35.00	30.00	
CA3-10	1/2	10	45.00	40.00	35.00	30.00	
CA1-12	1/4	12	45.00	40.00	35.00	30.00	
CA2-12	3/8	12	45.00	40.00	35.00	30.00	
CA3-12	1/2	12	45.00	40.00	35.00	30.00	
CA1-18	1/4	18	48.00	45.00	40.00	35.00	
CA2-18	3/8	18	48.00	45.00	40.00	35.00	
CA3-18	1/2	18	48.00	45.00	40.00	35.00	
CA1-24	1/4	24	50.00	47.00	42.00	38.00	
CA2-24	3/8	24	50.00	47.00	42.00	38.00	
CA3-24	1/2	24	50.00	47.00	42.00	38.00	
CA1-36	1/4	36	60.00	52.00	47.00	42.00	
CA2-36	3/8	36	60.00	52.00	47.00	42.00	
CA3-36	1/2	36	60.00	52.00	47.00	42.00	

*FOR DISCOUNT PRICES BEYOND PROTOTYPE CONSULT FACTORY



7.1.9. Tabla de valores Milivoltios-Grados Celsius Termocuplas
Tipo T.

TERMOCUPLAS TIPO T

Temperaturas en grados Celsius _____ Referencia a 0°C

DEG C	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
0	0.000	0.039	0.079	0.119	0.158	0.198	0.238	0.277	0.317	0.357	0.397
10	0.397	0.437	0.477	0.517	0.557	0.597	0.637	0.677	0.718	0.758	0.798
20	0.798	0.838	0.879	0.919	0.960	1.000	1.041	1.081	1.122	1.162	1.203
30	1.203	1.244	1.285	1.325	1.366	1.407	1.448	1.489	1.529	1.570	1.611
40	1.611	1.652	1.693	1.734	1.776	1.817	1.858	1.899	1.940	1.981	2.022
50	2.022	2.064	2.105	2.146	2.188	2.229	2.270	2.312	2.353	2.394	2.436
60	2.436	2.477	2.519	2.560	2.601	2.643	2.684	2.726	2.767	2.809	2.850
70	2.850	2.892	2.933	2.975	3.016	3.058	3.100	3.141	3.183	3.224	3.266
80	3.266	3.307	3.349	3.390	3.432	3.474	3.515	3.556	3.598	3.639	3.681
90	3.681	3.722	3.764	3.805	3.847	3.888	3.930	3.971	4.012	4.054	4.095
100	4.095	4.137	4.178	4.219	4.261	4.302	4.343	4.384	4.426	4.467	4.508
110	4.508	4.549	4.590	4.631	4.673	4.714	4.755	4.796	4.837	4.878	4.919
120	4.919	4.960	4.999	5.041	5.083	5.124	5.166	5.207	5.248	5.289	5.329
130	5.329	5.368	5.409	5.450	5.491	5.533	5.574	5.615	5.656	5.697	5.738
140	5.738	5.779	5.818	5.859	5.900	5.941	5.982	6.023	6.064	6.105	6.146
150	6.146	6.187	6.228	6.269	6.310	6.351	6.392	6.433	6.474	6.515	6.556
160	6.556	6.597	6.638	6.679	6.720	6.761	6.802	6.843	6.884	6.925	6.966
170	6.966	6.999	7.040	7.081	7.122	7.163	7.204	7.245	7.286	7.327	7.368
180	7.368	7.409	7.450	7.491	7.532	7.573	7.614	7.655	7.696	7.737	7.778
190	7.778	7.819	7.860	7.901	7.942	7.983	8.024	8.065	8.106	8.147	8.188
200	8.188	8.229	8.270	8.311	8.352	8.393	8.434	8.475	8.516	8.557	8.598
210	8.598	8.639	8.680	8.721	8.762	8.803	8.844	8.885	8.926	8.967	9.008
220	9.008	9.049	9.090	9.131	9.172	9.213	9.254	9.295	9.336	9.377	9.418
230	9.418	9.459	9.500	9.541	9.582	9.623	9.664	9.705	9.746	9.787	9.828
240	9.828	9.869	9.910	9.951	9.992	10.033	10.074	10.115	10.156	10.197	10.238
250	10.238	10.279	10.320	10.361	10.402	10.443	10.484	10.525	10.566	10.607	10.648
260	10.648	10.689	10.730	10.771	10.812	10.853	10.894	10.935	10.976	11.017	11.058
270	11.058	11.099	11.140	11.181	11.222	11.263	11.304	11.345	11.386	11.427	11.468
280	11.468	11.509	11.550	11.591	11.632	11.673	11.714	11.755	11.796	11.837	11.878
290	11.878	11.919	11.960	12.001	12.042	12.083	12.124	12.165	12.206	12.247	12.288
300	12.288	12.329	12.370	12.411	12.452	12.493	12.534	12.575	12.616	12.657	12.698
310	12.698	12.739	12.780	12.821	12.862	12.903	12.944	12.985	13.026	13.067	13.108
320	13.108	13.149	13.190	13.231	13.272	13.313	13.354	13.395	13.436	13.477	13.518
330	13.518	13.559	13.600	13.641	13.682	13.723	13.764	13.805	13.846	13.887	13.928
340	13.928	13.969	14.010	14.051	14.092	14.133	14.174	14.215	14.256	14.297	14.338
350	14.338	14.379	14.420	14.461	14.502	14.543	14.584	14.625	14.666	14.707	14.748
360	14.748	14.789	14.830	14.871	14.912	14.953	14.994	15.035	15.076	15.117	15.158
370	15.158	15.199	15.240	15.281	15.322	15.363	15.404	15.445	15.486	15.527	15.568
380	15.568	15.609	15.650	15.691	15.732	15.773	15.814	15.855	15.896	15.937	15.978
390	15.978	16.019	16.060	16.101	16.142	16.183	16.224	16.265	16.306	16.347	16.388
400	16.388	16.429	16.470	16.511	16.552	16.593	16.634	16.675	16.716	16.757	16.798
410	16.798	16.839	16.880	16.921	16.962	17.003	17.044	17.085	17.126	17.167	17.208
420	17.208	17.249	17.290	17.331	17.372	17.413	17.454	17.495	17.536	17.577	17.618
430	17.618	17.659	17.700	17.741	17.782	17.823	17.864	17.905	17.946	17.987	18.028
440	18.028	18.069	18.110	18.151	18.192	18.233	18.274	18.315	18.356	18.397	18.438
450	18.438	18.479	18.520	18.561	18.602	18.643	18.684	18.725	18.766	18.807	18.848
460	18.848	18.889	18.930	18.971	19.012	19.053	19.094	19.135	19.176	19.217	19.258
470	19.258	19.299	19.340	19.381	19.422	19.463	19.504	19.545	19.586	19.627	19.668
480	19.668	19.709	19.750	19.791	19.832	19.873	19.914	19.955	19.996	20.037	20.078
490	20.078	20.119	20.160	20.201	20.242	20.283	20.324	20.365	20.406	20.447	20.488
500	20.488	20.529	20.570	20.611	20.652	20.693	20.734	20.775	20.816	20.857	20.898
510	20.898	20.939	20.980	21.021	21.062	21.103	21.144	21.185	21.226	21.267	21.308
520	21.308	21.349	21.390	21.431	21.472	21.513	21.554	21.595	21.636	21.677	21.718
530	21.718	21.759	21.800	21.841	21.882	21.923	21.964	22.005	22.046	22.087	22.128
540	22.128	22.169	22.210	22.251	22.292	22.333	22.374	22.415	22.456	22.497	22.538
550	22.538	22.579	22.620	22.661	22.702	22.743	22.784	22.825	22.866	22.907	22.948
560	22.948	22.989	23.030	23.071	23.112	23.153	23.194	23.235	23.276	23.317	23.358
570	23.358	23.399	23.440	23.481	23.522	23.563	23.604	23.645	23.686	23.727	23.768
580	23.768	23.809	23.850	23.891	23.932	23.973	24.014	24.055	24.096	24.137	24.178
590	24.178	24.219	24.260	24.301	24.342	24.383	24.424	24.465	24.506	24.547	24.588
600	24.588	24.629	24.670	24.711	24.752	24.793	24.834	24.875	24.916	24.957	24.998

7.2. GRAFICOS

- 5.1. Experimento N^o 1. Enfriamiento con Convección Natural - 50 Voltios.
- 5.2. Experimento N^o 1. Enfriamiento con Conducción Natural - 50 voltios.
- 5.3. Experimento N^o 2. Enfriamiento con Convección Natural - 60 voltios.
- 5.4. Experimento N^o 2. Enfriamiento con Convección Natural - 60 voltios.
- 5.5. Experimento N^o 3. Enfriamiento con Convección Natural - 70 voltios.
- 5.6. Experimento N^o 3. Enfriamiento con Convección Natural - 70 voltios.
- 5.7. Experimento N^o 4. Enfriamiento con Convección Forzada - 50 Voltios-Flujo de 200 ml/min.
- 5.8. Experimento N^o 4. Enfriamiento con Convección Forzada - 50 Voltios-Flujo de 200 ml/min.
- 5.9. Experimento N^o 5. Enfriamiento con Convección Forzada-60 Voltios-Flujo de 200 ml/min.
- 5.10. Experimento N^o 5. Enfriamiento con Convección Forzada-60 Voltios-Flujo de 200 ml/min.

- 5.11. Experimento N^o 6. Enfriamiento con Convección Forzada - 70 Voltios-Flujo de 200 ml/min.
- 5.12. Experimento N^o 6. Enfriamiento con Convección Forzada - 70 voltios-Flujo de 200 ml/min.
- 5.13. Experimento N^o 7. Enfriamiento con Convección Forzada-80 Voltios - Flujo de 200 ml/min.
- 5.14. Experimento N^o 7. Enfriamiento con Convección Forzada-80 Voltios-Flujo de 200 ml/min.
- 5.15. Experimento N^o 8. Experimento con Convección Forzada-90 Voltios-Flujo de 200 ml/min.
- 5.16. Experimento N^o 8. Enfriamiento con convección Forzada-90 voltios-Flujo de 200 ml/min.
- 5.17. Experimento N^o 9. Enfriamiento con Convección Forzada-100 Voltios-Flujo de 200 ml/min.
- 5.18. Experimento N^o 9. Enfriamiento con Convección Forzada-100 voltios-Flujo de 200 ml/min.

7.3. FIGURAS

2.1. Ducto Térmico

2.2. Evaporación y Condensación del Fluído de Trabajo.

2.3. Distribución Típica de temperaturas a lo largo de un Ducto Térmico.

- 2.4. Calor latente de evaporización a una atmósfera de presión para diversos fluidos de trabajo.
 - 2.5. Presión de vapor para diversos fluidos de trabajo.
 - 2.6. Tensión Superficial para diversos fluidos de trabajo.
 - 2.7. Malla
 - 2.8. Valores de porosidad y permeabilidad para diversos tipos de mallas.
 - 2.9. Arreglo de Anulo de malla en un Ducto Térmico
 - a. Concéntrico
 - b. Creciente.
 - 2.10. Arreglo malla-ducto
 - 2.11. Canales de flujo en un Ducto Térmico.
 - 2.12. Arranque Dinámico de un Ducto Térmico.
 - a. Uniforme
 - b. Frontal
 - c. Con presencia de un gas no condensable
 - d. Con Fallas
 - 2.13. Caídas de presión gravitacional para diversos metales líquidos utilizados como fluidos de trabajo en los Ductos Térmicos.
-
- 3.1. Ducto Térmico Cilíndrico

- 4.1. Ducto Térmico GA3-18 de la "Heat Pipe Corporation".
- 4.2. Cinta eléctrica flexible.
- 4.3. Camisa de enfriamiento para la Convección Natural.
- 4.4. Camisa de enfriamiento para la Convección Forzada.
- 4.5. Potenciómetro LEEDS & NORTHROP-8686 Milivolt.
- 4.6. Reostato POWERSTAT R Variable.
- 4.7. Multímetro FLUKE 8000 A DIGITAL.
- 4.8. Bomba Centrífuga Modelo 10-41-31.
- 4.9. Curvas típicas de flujo versus presión para varias RPM del motor a flujo abierto de agua a 70 grados Fahrenheit.
- 4.10. Medidor de flujo ROGER-GILMONT.
- 4.11. Curva típica del medidor de flujo.
- 4.12. Ducto Térmico con las termocuplas pegadas.
- 4.13. Ducto Térmico adecuado para experimentos con enfriamiento con Convección Natural.
- 4.14. Arreglo de Equipos para los Experimentos de Enfriamiento con Convección Natural.

- 4.15. Ducto Térmico adecuado para experimentos con enfriamiento con Convección Forzada.
- 4.16. Arreglo de Equipos para los Experimentos de Enfriamiento con Convección Forzada.
- 7.1.1. Calor latente de evaporización en la curva de saturación de agua.
- 7.1.2. Capilaridad en tubos de vidrio.
- 7.1.3. Configuración de ranuras hechas en la superficie interior del Ducto Térmico, utilizados como estructurra capilar.
- 7.1.4. Sistema y Volumen de Control para deducción de la Ecuación de Continuidad.
- 7.1.5. Diferenciales de área y su vector velocidad.
- 7.1.6. Elemento diferencial de flujo.

LISTA DE REFERENCIAS

LISTA DE REFERENCIAS

1. "Theory of Heat Pipes" por T.P. Cotter. Report LA-3246-MS, Marzo 26, 1965, de "The Alamos Scientific Laboratory of the University of California", Los Alamos, Nuevo México, Estados Unidos de Norteamérica.
2. "Heat Pipe Startup Dynamics" por T.P. Cotter. Conference Record presentada en 1967 en "Thermomionic Conversion Specialist Conference" en Palo Alto, California, Estados Unidos de Norteamérica.
3. "Theoretical Investigation of Heat Pipes Operating at Low Vapor Pressures" por E.K. Levy. Assistant Professor, Mechanical Engineering Department, Lehigh University, Bethlehem, Pensilvania, Estados Unidos de Norteamérica.
4. "Heat Pipe Design Considerations" por Joseph E. Kemme Report LA-4221-MS, Agosto 1, 1969, de "The Alamos Scientific Laboratory of the University of California".
5. "Liquid Transport Properties of Some Heat Pipe Wicking Materials" por L.S. Langston, Associate Research Scientist, y H.R. Kunz. Senior Project Engineer.
Pratt & Whiting Aircraft Division, United Aircraft Corporation, East Hartford Connecticut, Estados Unidos de Norteamérica.
6. "Feedback Controlled Variable Conductance Heat Pipes" por W.C. Bienert, Director of Engineering, P.G. Brennan Project Engineer, y P.D. Kirkpatrick Research Scientist. NASA Ames Research Center, Moffett Field, California.

7. "Heat and Mass Transfer in the Vicinity of the Vapor-Gas Front in a Gas-Loaded Heat Pipe" por D.K. Edwards, Professor of School of Engineering, University of California en Los Angeles-California; y , B.D. Marcus Manager of Heat Pipes Projects, materials Science staff, TRW Systems Group of Redondo Beach California.

Journal of Heat Transfer of the ASME, Mayo 1972, Volumen 94, "The American Society of Mechanical Engineers".

8. "Simple Conduction Model for Theoretical Steady-State - Heat Pipe Performance" por K.H. Sun, Research Assistant in Mechanical Engineering; y, C.L. Tien Professor of Mechanical Engineering, Associate Fellows AIAA.

University of California, Berkeley, California; AIAA Journal, American Institute of Aeronautics and Astronautics New York, Agosto 1972, Volumen 10, New York, Estados Unidos de Norteamérica.

9. "The Heat Pipe" por K. Thomas Feldman Jr., Assistant Professor of Mechanical Engineering Department of The University of Albuquerque, New Mexico; y, Glen H. Whiting, Space Isotope Power Department of Sandia Laboratory of Albuquerque, New Mexico.
10. "Applications of the Heat Pipe" por K. Thomas Feldman Jr., y, Glen H. Whiting. Noviembre 1968, Mechanical Engineering Report.
11. "Analysis and Design of Heat Pipes" por Dr. Karl T. Feldman Jr., Presentado por Continuing Education in Engineering and Science, University Extension, Curso 868.4 en Junio 1970. UCLA, Universidad de California. Los Angeles, Estados Unidos de Norteamérica.

12. "The Heat Pipe" por G. Yale Eastman.
13. "Heat Pipe Analysis" por G. H. Parker, Westinghouse Electric Corporation; y, J.P. Hanson, University of Pennsylvania.
14. "Operating Characteristics of Capillarity-Limited Heat Pipes" por J. H. Cosgrove; J.K. Ferrell; y, A. Carnesale. Journal of Nuclear Energy, Enero de 1967, Volumen 21, North Carolina State University, Raleigh, North Carolina, Estados Unidos de Norteamérica.
15. "Effects of Condenser Parameters on Heat Pipes Optimization" por D.K. Anand, Staff Engineer, Space Power Thermal and Attitude Control Systems, Applied Physics Laboratory, The Johns Hopkins University-Silver Springs, Maryland; A. Z" Dybbs, Researchs Fellows Department of Mechanical Engineering-University of Pennsylvania, Philadelphia, Pennsylvania; y, R.E. Jeukins, Engineer, Space Analysis and Research, Applied Physics Laboratory, The Johns Hopkins University, Silver Springs, Maryland. Enero de 1967, NASA - Headquarters and Naval Air Systems Command Department of the Navy, Estados Unidos de Norteamérica.
16. "Structures of very high Thermal Conductance" por C.M. Grover; T.P. Cotter; y, G.F. Erickson. University of California, Los Alamos Cientific Laboratory, Los Alamos, New Mexico, Noviembre de 1963.
17. "Heat Transfer" por A. Chapman, 3ª Edición, año 1974.
18. "Principios de Transferencia de Calor" por Frank Kreith, Profesor de Ingeniería Mecánica de la Universidad de Colorado. Traducción y adaptación del Inglés; publicación Guerrero Hermanos, Sucesores S.A., Primera Edición en Español, noviembre de 1970.

19. "Procesos de Transferencia de Calor" por Donald Q. Kern, Catedrático Instructor en Ingeniería Química, Case Institute of Technology. Traducción y adaptación del Inglés; Publicación Compañía Editorial Continental, S.A., Primera Edición en español, Reimpresión Enero de 1974.
20. "Engineering Thermodynamics" por James B. Jones, Professor and Head Department of Mechanical Engineering, Virginia Polytechnic Institute, y, George A. Hawkins, Professor of Thermodynamics and vice-president for Academic Affairs, Purdue University. Copyright 1960 por John Wiley & Sons, Inc., Second Corrected Printing, Abril de 1968.
21. "Termodinámica" por Virgil Moring Faires, Profesor de Ingeniería Mecánica de la Escuela Naval de Postgraduados - de Estados Unidos, Monterrey, California. Primera Edición en español, publicación de UTEHA, Unión Tipográfica Editorial Hispanoamericana, reimpresión marzo de 1972.
22. "Mecánica de los Fluídos" por Víctor L. Streeter, Professor of Hydraulics, University of Michigan. Traducción y adaptación de la Cuarta edición en Inglés; Publicación de libros de Mc Graw Hill, reimpresión en mayo de 1973.
23. "La Mecánica de Los Fluídos" por Irving H. Shames, Professor of Engineering Sciences and Head, Division of Interdisciplinary Studies and Research, University of Buffalo. Traducción y adaptación del inglés; publicación Mc Graw Hill Book Co.
24. "Mecánica de Fluídos y Máquinas Hidráulicas" por Claudio Mataix, Profesor de Mecánica de Fluídos y Turbomáquinas en la Escuela Técnica Superior de Ingenieros Electromecánicos del I.C.A.I. Harper & Row Publishers Inc., Edición de Abril de 1975.