

ESCUELA SUPERIOR  
POLITECNICA DEL LITORAL  
FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA

"EVALUACIÓN EXPERIMENTAL DE UN INTERCAMBIADOR  
DE CALOR CON DUCTOS TÉRMICOS"

Tesis de Grado

Previa a la obtención del título de:

INGENIERO MECANICO

presentada por:

CRISTOBAL V. VILLACIS MOYANO

Guayaquil-Ecuador

1984



Ing. Eduardo Orcés P.,

DECANO

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA



Ing. Galo Betancourt S.,

DIRECTOR DE TESIS

MIEMBRO DEL TRIBUNAL DE GRADO

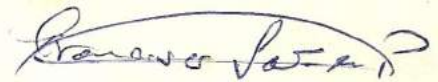


Ing. Rafael Drouet C.

MIEMBRO DEL TRIBUNAL DE GRADO

P.

Ing. Guido Franco M.



Ing. Francisco Santelli

MIEMBRO DEL TRIBUNAL DE GRADO

## AGRADECIMIENTO

Expreso mis sinceros sentimientos de gratitud al Ing. GALO BETANCOURT SANCHEZ, Director de Tesis, por su cooperación y apoyo en la realización de este trabajo.

DEDICATORIA

A mis Padres



## DECLARACION EXPRESA

"La responsabilidad por los hechos, ideas y doctrinas expuestos en esta Tesis, me corresponden exclusivamente; y, el patrimonio intelectual de la misma, a la ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL".

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

.....  
CRISTOBAL V. VILLACIS M.

## RESUMEN

El presente trabajo evalúa experimentalmente el comportamiento operativo de un Intercambiador de Calor líquido a líquido, usando ductos térmicos.

Primeramente se da una teoría general asociada a los intercambiadores de calor, para luego concebir un intercambiador convencional a través de un modelo teórico, el cual es sometido a diferentes condiciones de prueba que determinan el comportamiento del mismo en términos de sus curvas de eficiencia. El cálculo para este modelo teórico es llevado a cabo mediante una simulación digital del intercambiador en el Computador IBM 4341.

Seguidamente se describen, tanto los fenómenos físicos como las características de operación que se verifican y particularizan al ducto térmico, pasándose luego a establecer al intercambiador de calor con ductos térmicos a través de la construcción en un modelo experimental, el cual se somete a las mismas condiciones de prueba a las que el modelo teórico del intercambiador convencional fue sometido.

Los datos experimentales obtenidos se usan luego para calcular las curvas de eficiencia del Intercambiador de Calor

## VII

con ductos térmicos, para finalmente efectuar el análisis comparativo entre los dos equipos.



## INDICE GENERAL

	<u>PÁG.</u>
RESUMEN: . . . . .	VI
INDICE GENERAL . . . . .	VIII
INDICE DE FIGURAS. . . . .	X
INDICE DE ABREVIATURAS . . . . .	XI
INTRODUCCION. . . . .	14
I INTERCAMBIADOR DE CALOR . . . . .	16
1.1 Teoría General. . . . .	16
1.2 Consideraciones de Diseño . . . . .	21
1.3 Evaluación Teórica. . . . .	30
II EL DUCTO TERMICO. . . . .	34
2.1 Fundamentos . . . . .	34
2.2 Operación. . . . .	38
III DISEÑO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR. . . . .	44
3.1 Consideraciones Iniciales. . . . .	44
3.2 Selección del Modelo. . . . .	47
3.3 Construcción del Modelo . . . . .	51
IV EXPERIMENTACION. . . . .	59
4.1 Calibración . . . . .	59
4.2 Toma de Datos Experimentales. . . . .	62
V COMPARACION DE RESULTADOS. . . . .	85

5.1 Cálculo del Intercambiador con Ductos Térmicos . . . . .	85
5.2 Comparación de las Efectividades . . . . .	87
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES. . . . .	93
APENDICES. . . . .	100
A.- PROGRAMACION Y RESULTADOS DEL CALCULO DEL INTERCAMBIADOR DE TUBOS CONCENTRICOS. . . . .	101
B.- D I B U J O S . . . . .	107
BIBLIOGRAFIA. . . . .	112



## INDICE DE FIGURAS

<u>Nº</u>		<u>PÁG.</u>
1.1	Diferencia de Temperaturas en Intercambiadores a Contraflujo. . . . .	18
1.2	Condiciones de Interacción de Temperaturas y capacidades caloríficas. . . . .	25
1.3	Sección Tubular del Intercambiador . . . . .	27
1.4	Diagrama de Flujo. . . . .	31
2.1	El Ducto Térmico . . . . .	37
2.2	Transformador de Flujo Térmico . . . . .	38
2.3	Factores limitantes del Transporte de Calor en el Ducto Térmico. . . . .	41
3.1	Distribución de los Ductos en la Cámara. . . . .	51
3.2	Distribución del Circuito de Aceite. . . . .	54
3.3	Distribución del Circuito de Agua. . . . .	58
4.1	Curva de Calibración para el Flujo de Aceite . . .	63
4.2	Curva de Calibración para el Flujo de Agua . . . .	64
4.3	Esquema del Equipo de Experimentación. . . . .	66
5.1	Eficiencia Vs. Relación de Capacidades Caloríficas	90
5.2	Calor ingresado a la Cámara de Evaporación Vs. Relación de Capacidades Caloríficas. . . . .	91
5.3	Pérdidas de Calor Vs. Relación de Capacidades Caloríficas. . . . .	92

1

## INDICE DE ABREVIATURAS

A	Area de Transferencia de Calor
C	Capacidad calorífica
Cp	Calor Específico
CR	Relación de Capacidades Caloríficas
D	Diámetro de la Cámara
DT1	Diferencia de Temperatura (Entrada del Fluido caliente-Salida del fluido frío).
DT2	Diferencia de Temperatura (Salida del fluido caliente-Entrada del fluido frío).
DTLM	Media Logarítmica de la Diferencial total de Temperatura
EF I	Eficiencia
F	Factor de Pérdidas de Calor
FM	Flujo Másico
FV	Flujo Volumétrico
H	Coeficiente Convectivo
$\overline{H_0}$	Coeficiente Convectivo: Aislante-Medio Ambiente.
K	Conductividad Térmica de la pared del tubo
KA	Conductividad Térmica del Aislante
L	Longitud del Tubo
Nu	Número de Nusselt

Nr	Número de Prandtl
Q	Calor Total Transferido
Re	Número de Reynolds
RC	Radio Crítico
Ro	Radio externo del tubo
Ri	Radio interno del tubo
S	Espaciamiento entre deflectores
T	Temperatura
T1	Temperatura media entre la entrada y salida del agua.
T3	Temperatura de la superficie exterior del tubo
T4	Temperatura media entre la entrada y salida del aceite
T <sub>s</sub>	Temperatura de Superficie interior del tubo
TNU	Número de Unidades de Transferencia
U	Coefficiente Total de Transferencia de Calor
V	Altura del Deflector

### INDICES

C	Fluido Frío (Agua)
H	Fluido caliente (Aceite)
O	Condición de Salida
I	Condición de Entrada



LETRAS GRIEGAS

$\rho$	Densidad
$\mu$	Viscosidad Dinámica
$\mu_s$	Viscosidad Dinámica a $T_s$
$\nu$	Viscosidad Cinemática
$\Delta P_c$	Cabezal de Bombeo Capilar
$\Delta P_\ell$	Caída de Presión por retorno de líquido
$\Delta P_v$	Caída de presión debido al flujo de vapor
$\Delta P_g$	Cabezal Gravitacional

$\mu$   
 $\mu_s$

U

## I N T R O D U C C I O N

El llamado a preservar y aprovechar óptimamente las fuentes de energía no renovables, así como la investigación y desarrollo de aquellos otros tipos de energía denominadas no convencionales, vienen siendo en nuestros días, muestra de la importancia que el término energía juega un papel fundamental en el desenvolvimiento y avance de nuestra sociedad.

El ducto térmico (Heat Pipe), aunque no es un invento reciente, ya que el mismo fue inventado en el año 1942, es un dispositivo que hoy en día se está introduciendo cada vez más en usos y aplicaciones muy variadas como un elemento recuperador de calor. Si bien es cierto, que desde su invención el ducto térmico no tuvo amplia aplicación, pasaron algunos años para que este dispositivo sea visto con interés, aunque limitado a áreas muy especializadas como para el enfriamiento de reactores nucleares y como herramienta para resolver problemas de transferencia de calor en satélites. Con posterioridad y como resultado del continuo desarrollo, que tanto, investigadores como fabricantes de ductos realizaban con este elemento, su campo de aplicación se amplió llegando hasta el área industrial, sitio donde el ducto térmico parece seguirá en-



contrando diversos usos en el campo de la transferencia del calor y como elemento recuperador de energía.

El objetivo del presente trabajo se dirige básicamente a evaluar la respuesta experimental de un intercambiador de calor con ductos térmicos que conecta dos corrientes de fluido; aceite (líquido emisor) y agua (líquido receptor). Las diferentes condiciones de prueba para el equipo se establecen y son determinadas fundamentalmente por las características del ducto térmico utilizado.

Los resultados experimentales nos indicarán qué tan eficiente se presenta el modelo propuesto, comparado con un intercambiador de calor de tubos concéntricos tratado en forma analítica.

# CAPITULO I

## INTERCAMBIADOR DE CALOR

### 1.1 TEORÍA GENERAL

Condensadores, evaporadores, radiadores, calentadores, son equipos utilizados para la transferencia de calor desde un fluido caliente (emisor) hacia un fluido frío (receptor), a través de una superficie metálica, la cual evita que los fluidos se mezclen.

El intercambio de calor que ocurre entre dos fluidos es uno de los procesos más importantes y frecuentes encontrados en la práctica ingenieril. Aquellos equipos utilizados para este propósito se conocen como intercambiadores de calor.

Los intercambiadores de calor se clasifican, ya sea por las diferentes funciones que realizan o por las diferentes condiciones bajo las cuales ellos operan. Dependiendo de la dirección de flujo de los fluidos, los intercambiadores se dividen dentro de dos clases generales: de Flujo Transversal cuando los fluidos se cruzan entre sí, aunque no necesariamente sea en ángu-

lo recto; y, de Flujo Unidireccional cuando los fluidos se mueven en direcciones paralelas.

En los intercambiadores de flujo unidireccional se hace una subdivisión adicional, la cual toma en cuenta el sentido de movimiento de los fluidos y básicamente diferencia dos tipos: El denominado intercambiador de flujo paralelo en donde las dos corrientes de fluido se mueven en el mismo sentido; y el intercambiador de contraflujo en donde las corrientes de fluido viajan en sentido opuesto. En general, los intercambiadores en contraflujo presentan razones de transferencia de calor mayores a los que presentan los de flujo paralelo.

En los intercambiadores a contraflujo, el ingreso del fluido caliente se pone en contacto con la salida del fluido frío y la salida del fluido caliente se comunica con la entrada del fluido frío, lo cual origina una diferencia de temperaturas entre los fluidos de característica constante. (Fig. 1.1).

En un intercambiador de calor, el calor total transferido  $Q$  se expresa de cualquiera de las tres formas siguientes:

$$Q = U \times A \times DTLM \qquad \text{Ec. 1.1}$$



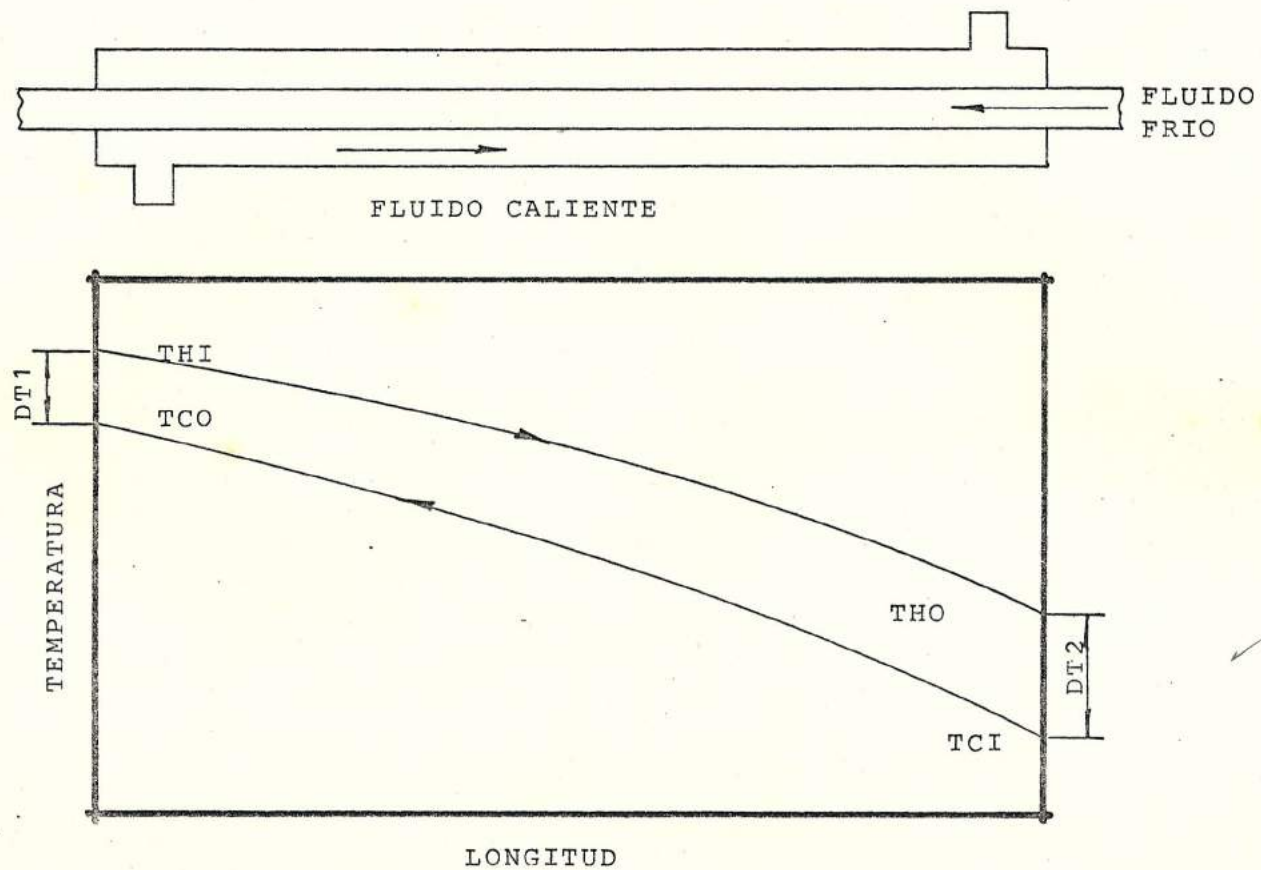


Fig. 1.1.- Diferencia de Temperaturas en Intercambiadores a Contraflujo.

$$Q = FMC \times CpC (TCO - TCI) \quad \text{Ec. 1.2}$$

$$Q = FMH \times CpH (THI - THO) \quad \text{Ec. 1.3}$$

Donde U es el coeficiente total de transferencia de calor; DTLM es la media logarítmica de la diferencia total de temperatura; A es el área de transferencia; FM es la razón de flujo másico; Cp es el calor específico y T es la temperatura. Los términos acompañados por los subfijos C y H particularizan a los fluidos frío y caliente, respectivamente; y las letras O e I indican condiciones de salida y entrada.

El producto del flujo másico FM por el calor específico Cp se conoce como la capacidad calorífica C de un fluido y éste es un parámetro muy importante cuando se analiza un intercambiador, puesto que la magnitud relativa de las capacidades caloríficas de los dos fluidos, determina la máxima cantidad de calor que puede ser transferida en un intercambiador dado.

En el arreglo a contraflujo, la máxima cantidad de calor transferido en un intercambiador de longitud infinita se presenta bajo dos formas que dependen de la relación de las capacidades caloríficas; la primera es cuando el fluido frío es calentado hasta la temperatura de entrada del fluido caliente, que ocurre cuando  $FMC \times CpC < FMH \times CpH$ , y la segunda que ocurre cuando



el fluido caliente se enfría hasta la temperatura de entrada del fluido frío, que se verifica cuando  $FMC \times CpC > FMH \times CpH$ .

En el diseño o análisis del rendimiento de los intercambiadores de calor, el coeficiente total de transferencia de calor  $U$ , es otro de los parámetros que es considerado básico; este valor está en función de la geometría de la pared que divide los dos fluidos; de los coeficiente convectivos en cada lado de la pared y la conductividad térmica de la pared separadora. Particularmente, en los intercambiadores convencionales de tubos concéntricos, el coeficiente total de transferencia de calor se calcula tomando como base la geometría del tubo interior mediante la ecuación:

$$U = \left[ \frac{Ro}{HC} + Ro \times \frac{\ln\left(\frac{Ro}{Ri}\right)}{K} + \frac{1}{HH} \right]^{-1} \quad \text{Ec. 1.4}$$

En donde  $Ro$  y  $Ri$  son los radios, exterior e interior del tubo respectivamente;  $K$  la conductividad térmica que presenta la pared del tubo;  $HC$  y  $HH$  son los coeficientes convectivos pared del tubo-fluido frío y pared del tubo-fluido caliente.

Finalmente, puesto que la diferencia de temperaturas entre los dos fluidos en un intercambiador de calor varían de un punto a otro, se hace necesario definir

un valor promedio de temperatura a ser usado en la Ec. 1.1. Este es la media logarítmica de la diferencia total de temperatura que para arreglo en contraflujo se calcula mediante la Ec. 1.5.

$$DT_{LM} = \frac{DT_1 - DT_2}{\ln\left(\frac{DT_1}{DT_2}\right)} \quad \text{Ec. 1.5}$$

En la Fig. 1.1 puede observarse el significado de las diferencias de temperatura  $DT_1$  y  $DT_2$

## 1.2 CONSIDERACIONES DE DISEÑO

Primeramente debe observarse que el modelo analítico del intercambiador de calor convencional que será usado de comparación con el modelo experimental, deba tener fundamentalmente características operativas similares. Aunque pueda presentarse ciertas diferencias en cuanto al aspecto físico de los dos equipos.

Cuando nos referimos a las características operativas, éstas involucran los valores de temperaturas de prueba a las que se someterá a los fluidos caliente y frío, los valores de los flujos máxicos y las propiedades físicas que posean los fluidos. Es evidente que estos parámetros quedan determinados al momento de plantear las condiciones o las bases sobre las cuales los dos



equipos van a ser comparados. No resulta obvio, y consecuentemente hay que decidir respecto a la forma que tendrá el modelo analítico del intercambiador de calor.

Para el efecto consideremos tres aspectos importantes: El área de transferencia de calor, arreglo de los flujos en el cual las cantidades de calor transferidas sean mayores y la disponibilidad de relaciones analíticas y empíricas que permitan el cálculo del modelo teórico del intercambiador.

Para nuestro trabajo tomamos un intercambiador de tubos concéntricos en cuya sección tubular fluya el líquido frío y en la sección anular fluya el líquido caliente dispuestas ambas corrientes en contraflujo, el área de intercambio de calor lo establece el modelo experimental, por lo tanto es un valor conocido ya de antemano que se adapta fácilmente al modelo analítico, además este tipo de intercambiador así definido cumple con las otras dos condiciones requeridas para la evaluación del mismo.

Inicialmente, así planteada la situación puede decirse que el caso se presenta similar a aquel que con frecuencia ocurre en la práctica ingenieril, que es el de evaluar un intercambiador de calor dado cuando las condiciones de servicio demandan de la unidad, operación a

diferentes regímenes en el flujo de los fluidos y cambios en los niveles de temperatura de los fluidos que ingresan al equipo, desconociéndose las temperaturas de salida.

La práctica empleada en la solución de este tipo de problema se realiza haciendo uso de la eficiencia de un intercambiador, la cual es la razón entre la rapidez de intercambio de calor real y la rapidez de intercambio de calor máxima posible en el equipo. La eficiencia se expresa en función de dos parámetros adimensionales: la razón de las capacidades caloríficas por hora y de la razón entre la conductancia total y la menor capacidad calorífica por hora, este último parámetro conocido como "número de unidades de transferencia de calor".

Si consideramos que nuestro modelo analítico va a estar sujeto a variación en la temperatura de entrada del fluido caliente manteniendo constante la temperatura de entrada del fluido frío y si además, también varían las razones de las capacidades caloríficas, el comportamiento del intercambiador de calor puede ser evaluado en términos de su eficiencia puesta en función de las temperaturas y la razón de las capacidades caloríficas.



Específicamente las temperaturas de prueba para el fluido caliente en la entrada serán cuatro y la temperatura de entrada para el fluido frío se tomará la temperatura ambiente; en cuanto a los fluidos de prueba usaremos un aceite SAE 50 como el fluido caliente, y agua como el fluido frío; la eficiencia del intercambiador será calculada para cada condición de temperatura de entrada del aceite variando en cuatro valores diferentes la razón de las capacidades caloríficas CR, lo cual da un total de 16 distintas pruebas que permitirán efectuar el análisis de la eficiencia del modelo analítico.

En la Fig. 1.2 se puede apreciar las interacciones entre las temperaturas de prueba y las capacidades caloríficas que deben seguirse para el cálculo del intercambiador. Es de anotar que en la razón de las capacidades caloríficas de los fluidos se ha tomado como la mínima la correspondiente al fluido frío-agua; y la máxima la del fluido caliente-aceite; y los valores de estas razones son: 0.25; 0.50; 0.75; 0.98.

La ecuación utilizada para determinar la eficiencia de un intercambiador de calor dispuesto en contraflujo es:

$$EF I = \frac{1 - e^{-NTU(1 - CR)}}{1 - CR e^{-NTU(1 - CR)}} \quad \text{Ec. 1.6}$$



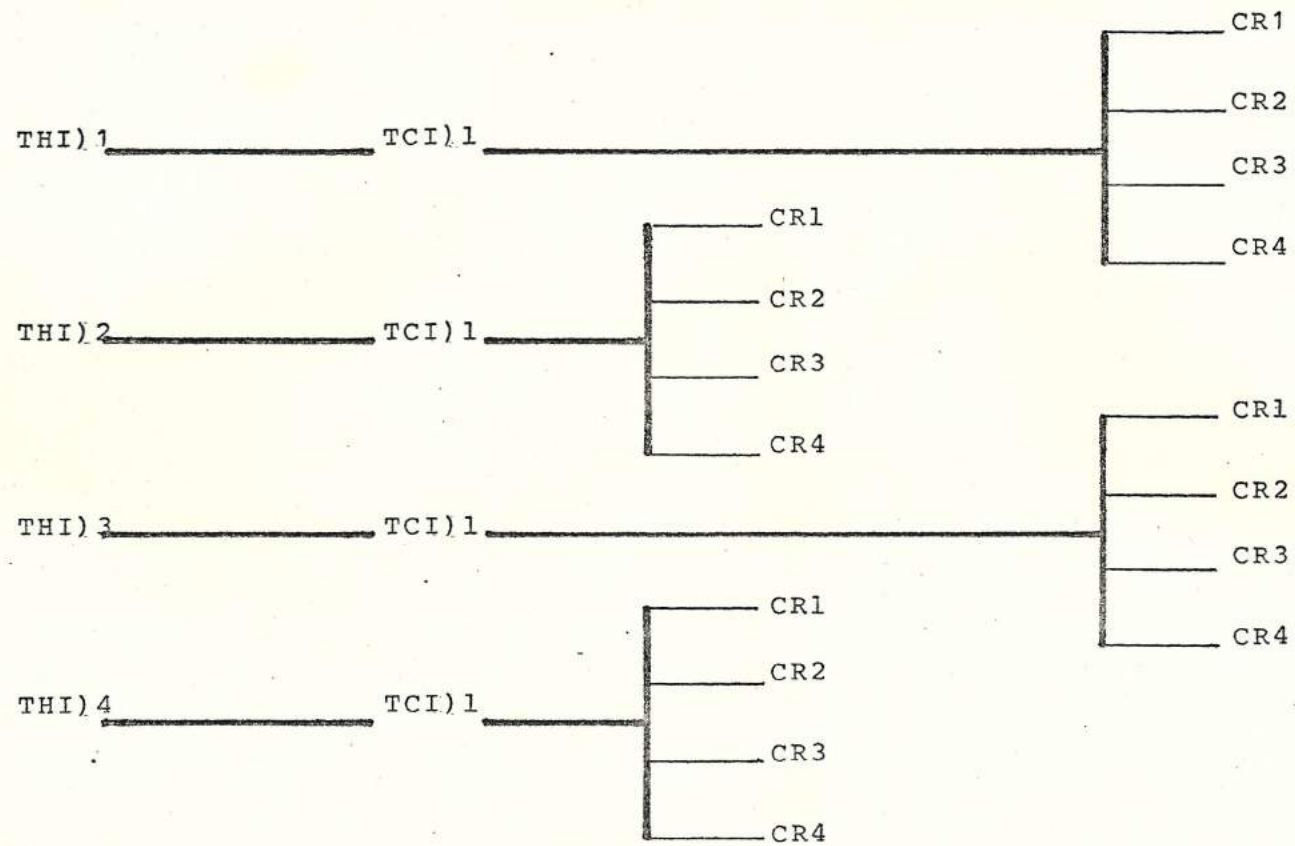


Fig. 1.2.- Condiciones de Interacción de Temperaturas y capacidades caloríficas.

Para la aplicación de la ecuación anterior al modelo analítico, necesariamente debe determinarse el coeficiente total de transferencia de calor  $U$ , puesto que este valor está contenido en el número de unidades de transferencia  $NTU$  y se desconoce.

El cálculo de  $U$  en un intercambiador de calor, en donde las temperaturas no son completamente conocidas (las temperaturas de salida se ignoran) se acostumbra llevar a cabo mediante una solución iterativa, que aplicada a nuestro intercambiador y adicionando los pasos subsiguientes hasta obtener la eficiencia, se resumiría así:

- 1.- Se asume una de las temperaturas de salida de los fluidos (nuestro caso  $TCO$ ). Luego usando la ecuación del balance total del calor igualando las ecuaciones 1.2 y 1.3 se determina la temperatura de salida del otro fluido ( $THO$ )

$$FMH \times C_{pH} (THI - THO) = FMC \times C_{pC} (TCO - TCI)$$

Ec. 1.7

- 2.- Se calcula la media logarítmica de la diferencia total de temperatura utilizando la ecuación 1.5.

- 3.- Asumiendo que el coeficiente convectivo entre la

pared del tubo y el fluido frío. (Ver Fig. 1.3)

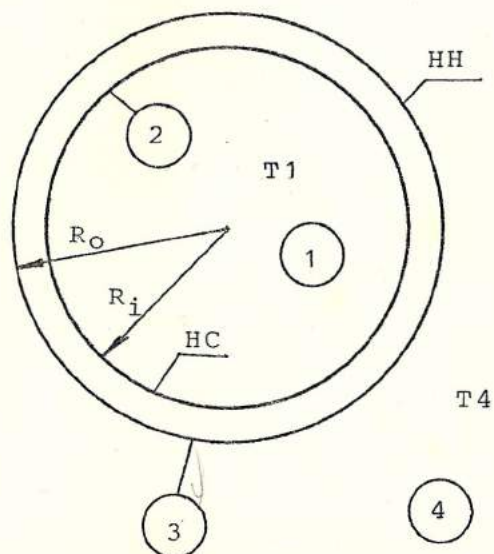


Fig. 1.3.- Sección Tubular del Intercambiador

sea independiente de la superficie interior del mismo, se calcula este coeficiente convectivo HC en base a la temperatura T1 que es la semisuma de las temperaturas de entrada y salida del agua. Dada, la geometría del tubo interior, utilizamos para determinar NUSSELT, la ecuación de Sieder y Tate, aplicable a tubos cortos y flujo laminar.

$$Nu = 1.86 \left[ Re \times Pr \times \frac{D}{L} \right]^{\frac{1}{3}} \left( \frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14} \quad \text{Ec. 1.8}$$

Donde todas las propiedades son evaluadas a la



temperatura T1 con excepción de la viscosidad dinámica  $\mu_s$  que es evaluada a la temperatura de superficie Ts.

- 4.- Se calcula el coeficiente convectivo HH en base a la temperatura T4 que es la semisuma de las temperaturas de entrada y salida del aceite. Para ésto utilizamos la ecuación de Sieder y Tate.

$$Nu = 1.86 \left( Re \times Pr \times \frac{D_E}{L} \right)^{1/3} \left( \frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14} \quad \text{Ec. 1.9}$$

donde D<sub>E</sub> es diámetro equivalente del ánulo.

- 5.- Conocidos los coeficientes convectivos HC y HH se calcula el coeficiente total de transferencia de calor U, mediante la ecuación 1.4.

- 6.- Se efectúa la comprobación del valor asumido para la temperatura promedio de la superficie exterior del tubo por medio de la ecuación 1.10.

$$HH (T4 - T3) = U (T4 - T1) \quad \text{Ec. 1.10}$$

Donde T4 es la semisuma de las temperaturas de entrada y salida del aceite.

- 7.- Repetimos los pasos desde el punto 4 al 6 hasta que



un valor de T3 asumido satisfaga la igualdad propuesta en el paso 6.

- 8.- Efectuamos la comprobación de la temperatura de salida del agua (TCO) asumida inicialmente en el paso 1, usando la ecuación del balance total de calor, relacionando ecuaciones 1.1 y 1.2.

$$FMC \times C_p C (TCO - TC I) = U \times A \times \Delta T_{LM} \quad \text{Ec. 1.11}$$

- 9.- Se realiza ahora el chequeo entre el valor asumido TCO con el valor calculado TCOT en el paso 8.
- 10.- Repetimos los pasos del 1 al 9 hasta que estas dos temperaturas de salida del agua (asumida y calculada) sean satisfactoriamente cercanas.
- 11.- Encontramos el número de unidades de transferencia por la ecuación

$$TNU = \frac{U \times A}{CC} \quad \text{Ec. 1.12}$$

- 12.- Usando el TNU y la razón de capacidades caloríficas se calcula finalmente la eficiencia del equipo mediante la Ec. 1.6.

### 1.3 EVALUACIÓN TEÓRICA

La secuencia de cálculo descrita en la sección anterior, aplicada a cada una de las 16 interacciones de prueba (Fig. 1.2) propuestas, representa un cálculo bastante extenso, por lo cual bajo estas circunstancias es de gran utilidad hacer uso de la computadora.

El diagrama de flujo correspondiente al programa a introducirse en la máquina se indica en el esquema (Fig. 1.4). El Lenguaje utilizado ha sido Fortran.

La configuración geométrica que presenta el intercambiador de calor de tubos concéntricos se muestra en el Dibujo 1, y las propiedades de los fluidos aceite y agua que son necesarios para el cálculo se indican en las Tablas I y II.

El tubo interior tiene las siguientes características: BWG 16; Diámetro exterior 0.50 pulgadas; espesor de pared 0.065 pulgadas, diámetro interior 0.370 pulgadas. El tubo exterior tiene las siguientes características: tubería de acero; diámetro nominal 3 pulgadas; cédula 40; diámetro exterior 3.50 pulgadas; diámetro interior 3.068 pulgadas.

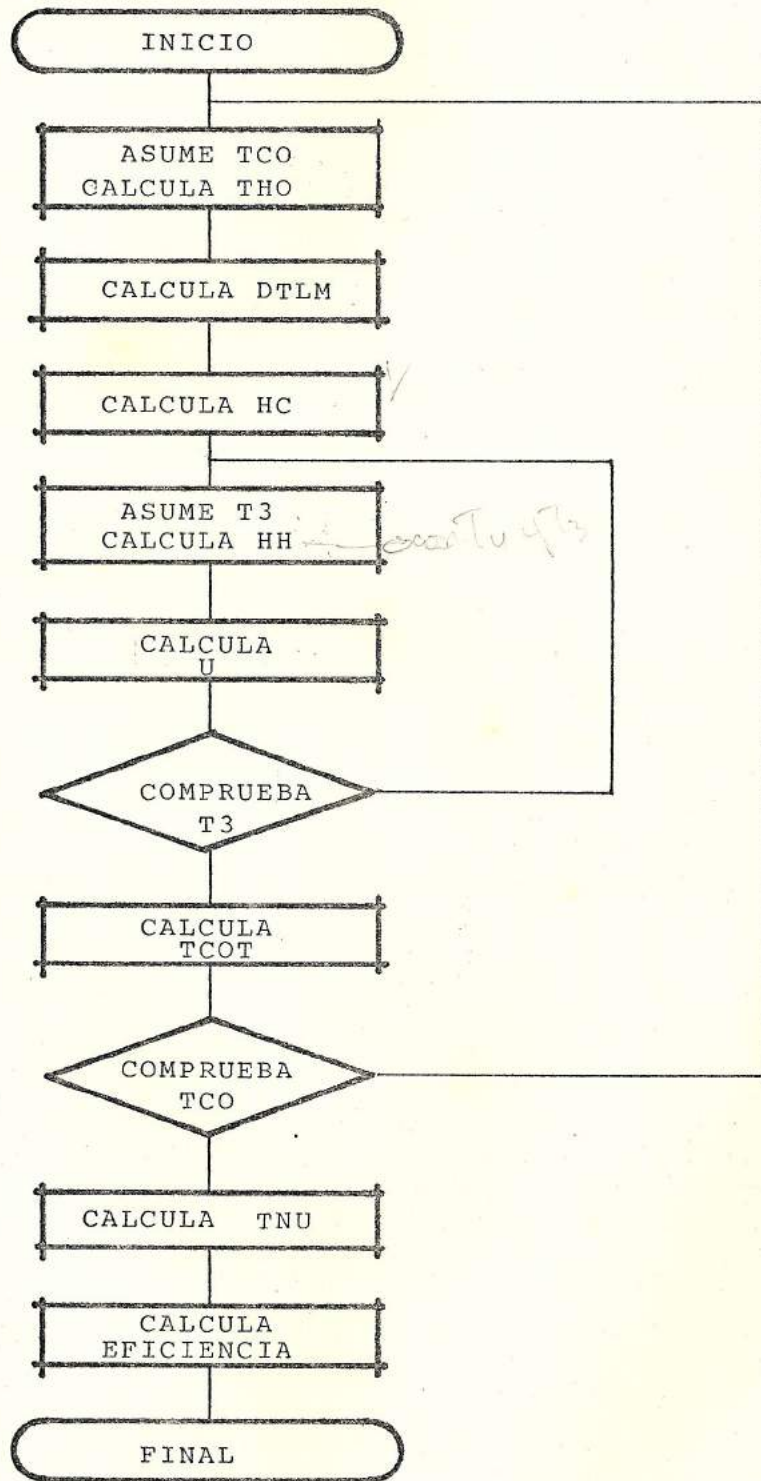


Fig. 1.4.- Diagrama de Flujo



TCI °F	$\rho$ $\frac{\text{lbm}}{\text{pie}^3}$	$C_p$ $\frac{\text{BTU}}{\text{lbm}^\circ\text{F}}$	$\nu$ $\frac{\text{pie}^2}{\text{hr}}$	$K$ $\frac{\text{BTU}}{\text{hr pie}^\circ\text{F}}$	$\mu$ $\frac{\text{lbm}}{\text{pie hr}}$	PR
84	62.15	0.9975	0.032	0.357	1.99	5.56

TABLA I  
PROPIEDADES FISICAS DEL AGUA

THI °F	$\rho$ $\frac{\text{lbm}}{\text{pie}^3}$	$C_p$ $\frac{\text{BTU}}{\text{lbm}^\circ\text{F}}$	$\nu$ $\frac{\text{pie}^2}{\text{hr}}$	$K$ $\frac{\text{BTU}}{\text{hr pie}^\circ\text{F}}$	$\mu$ $\frac{\text{lbm}}{\text{pie hr}}$	PR
248	51.75	0.551	0.479	0.078	24.8	175
212	52.44	0.530	0.788	0.079	41.3	276
176	53.19	0.509	1.450	0.080	77.1	490
140	53.94	0.489	3.250	0.081	175.0	1050

TABLA II  
PROPIEDADES FISICAS DEL ACEITE SAE 50

El programa y los resultados del cálculo efectuado por el computador se muestra en el Apéndice A.

## CAPITULO II

### EL DUCTO TERMICO

#### 2.1 FUNDAMENTOS

(.... causar absorción de calor, o en otras palabras, la evaporación de un líquido en un punto abajo al sitio donde la condensación o la entrega de calor toma lugar, sin efectuar sobre el líquido ningún trabajo adicional para subir al líquido al punto en el cual la condensación tomó lugar),

fue el objetivo de la invención de un dispositivo que posteriormente se llamaría "Heat Pipe", por parte de R.S.Gaugler de la General Motors Corporation en Ohio, USA, en el año 1942, dispositivo que luego fue patentado en el año 1944 y cuya aplicación específica esta dirigida a sistemas de refrigeración. El ducto térmico propuesto por Gaugler no fue desarrollado más allá del estado de patente, pues su tecnología solamente fue aplicada para resolver problemas térmicos de la Cía. General Motors Corp.

Es el año 1963 cuando Grover patenta ya con el nombre de Heat Pipe (Ducto Térmico) para describir dispositivos esencialmente idénticos a aquel propuesto por



R.S. Gaugler, aunque Gaugler incluía el análisis teórico del mismo presentando adicionalmente resultados experimentales efectuados con ductos térmicos de acero inoxidable y utilizando diferentes fluidos de trabajo como sodio, litio y plata.

Desde ese tiempo empiezan una serie de investigaciones y programas en diferentes laboratorios de varios países como Estados Unidos, Gran Bretaña, Italia, entre otros, los cuales desarrollan la tecnología del ducto térmico con aplicaciones específicas y especializadas.

El ducto térmico consiste de tres elementos básicos: una cámara sellada, una estructura capilar adherida a la superficie interior de la cámara y suficiente fluido de trabajo que satura la estructura capilar. Puesto que la cámara está sellada al vacío el fluido de trabajo se encuentra en equilibrio con su propio vapor. El calentamiento de cualquier parte en su superficie externa origina instantáneamente evaporación del fluido de trabajo en aquella zona de calentamiento, la cual hace las veces de un evaporador y el calor latente de evaporación es absorbido por el vapor formado.

La generación rápida de vapor en esa zona, crea un gradiente de presión dentro del ducto, el cual obliga al vapor a viajar dentro del ducto a la zona de menor presión y temperatura, donde el vapor se condensa y el

calor latente de evaporación se transfiere.

Una vez que el calor es removido de la zona de condensación sea por conducción, convección o radiación, un bombeo por fuerzas capilares ocurre en la estructura porosa o capilar, haciendo que el fluido retorne desde la zona de condensación hasta la zona de evaporación, iniciándose nuevamente el ciclo o proceso continuo de transferencia de calor. Ver Fig. 2.1.

Los principios físicos en que se fundamenta el ducto térmico son dos: La transferencia de calor del vapor y la acción capilar.

El primero es el responsable del transporte de energía desde la zona de evaporación en el un extremo del ducto hasta la zona de condensación en el otro extremo, y el segundo cuyo resultado neto es el movimiento del fluido a través de la estructura porosa se origina debido a las fuerzas de atracción tanto entre las moléculas del fluido como la que se manifiesta entre el fluido y una pared cuando éstas entran en contacto; estas dos fuerzas se combinan dentro de la malla permitiendo al fluido de trabajo retornar desde el condensador hasta el evaporador.



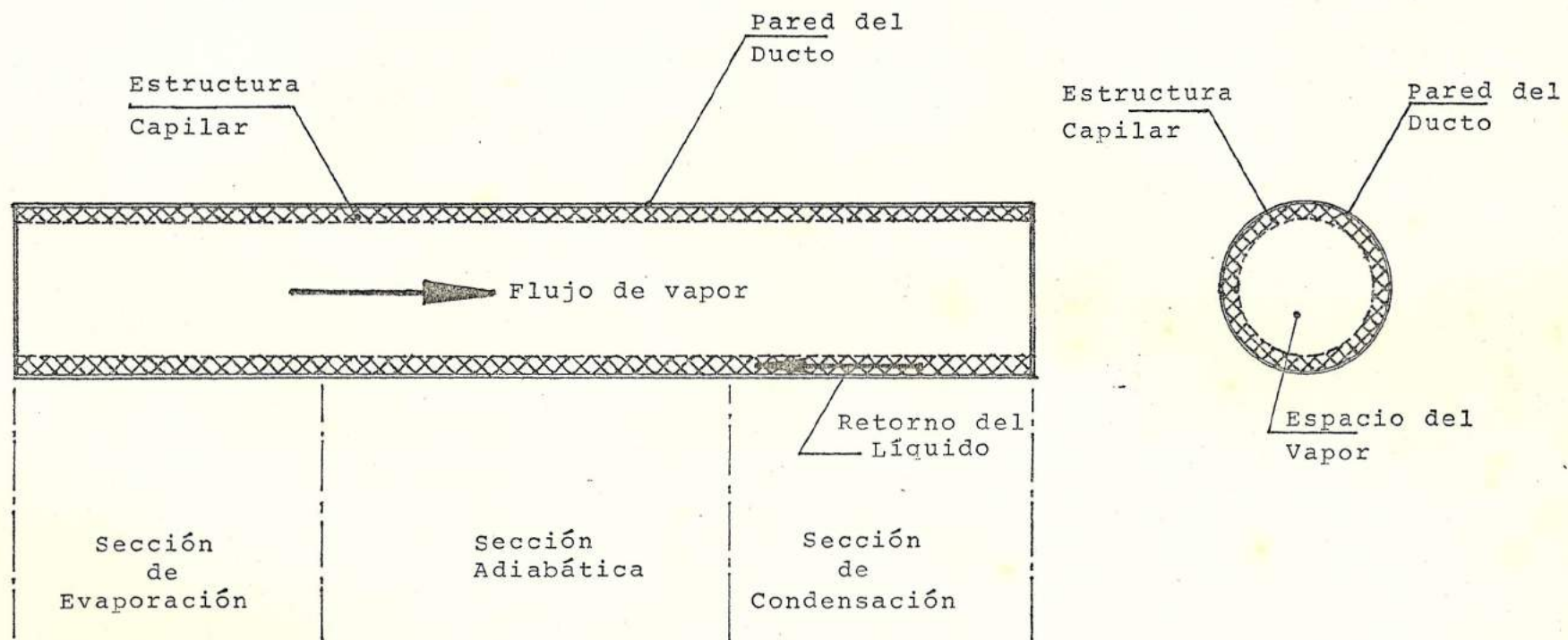


Fig. 2.1.- El Ducto Térmico



## 2.2 OPERACIÓN

Teóricamente el ducto opera casi a una misma temperatura, la de evaporación y condensación a la presión de trabajo, sin embargo ya en la práctica aparece un pequeño gradiente de temperatura entre las zonas de evaporación y condensación principalmente causado por la conducción térmica radial a través de las paredes del ducto; pese a esta presencia el ducto térmico es considerado un dispositivo de operación isotérmica o de baja impedancia térmica.

La habilidad para actuar como transformador de flujo térmico (Ver Fig. 2.2) marca en el ducto térmico una

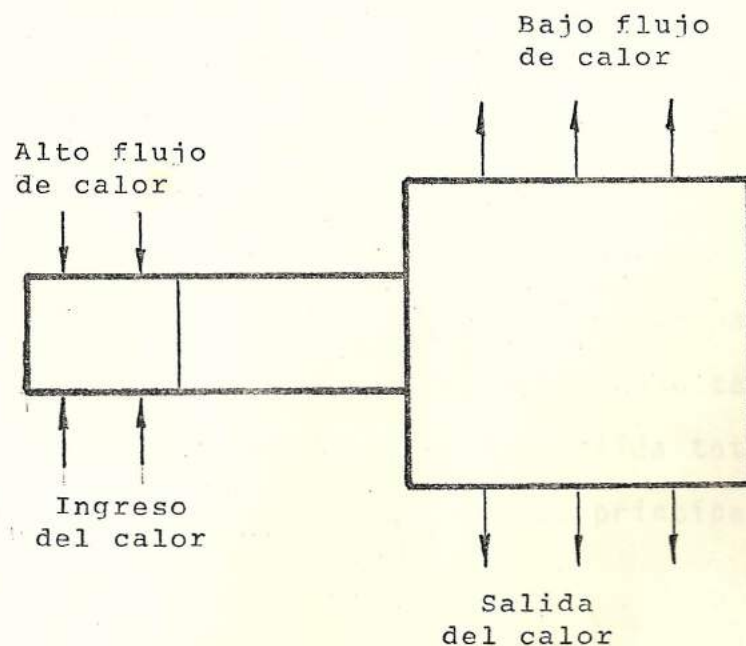


Fig. 2.2.- Transformador de Flujo Térmico

característica operativa de gran utilidad cuando se presentan circunstancias en las cuales, tanto la fuente de calor como el sumidero tienen diferentes densidades de flujo de calor. Esta característica operativa del ducto se manifiesta, puesto que tanto los procesos de evaporación y de condensación son independientes de las áreas sobre las cuales ocurren.

Adicionalmente se anota que el ducto térmico puede operar con la fuente de calor y el sumidero separados, lo cual representa una ventaja, ya que en ocasiones es necesario ningún contacto entre las dos zonas activas del ducto. Por ejemplo, es indeseable que dos fluidos que intercambien calor y su contaminación deba precautelarse, no se mantengan lo suficientemente separados por la zona media (Adiabática).

Si se considera al ducto térmico como un sistema de flujo continuo y ciclo cerrado, que opera en condiciones de estado permanente, se establece que para que el ducto trabaje a máxima capacidad de bombeo capilar  $\Delta P_c)_{max}$ , ésta debe ser mayor que la caída total de presión en el ducto. La cual es debida principalmente a tres componentes:

$\Delta P_l$ ). Caída de presión requerida para retornar el líquido desde el condensador hasta el evaporador.



$\Delta P_v$ ). Caída de presión necesaria para causar que el vapor fluya desde el evaporador hasta el condensador.

$\Delta P_g$ ). Cabezal gravitacional el cual depende de la posición que tome el ducto y que puede ser cero, positivo o negativo.

$$\Delta P_c)_{\max} \geq \Delta P_\ell) + \Delta P_v) + \Delta P_g) \quad \text{Ec. 2.1}$$

Aunque el ducto térmico resulta ser un dispositivo bastante versátil, con la finalidad de aprovechar al máximo sus capacidades operativas es menester tener presente los siguientes factores que limitan el trabajo del ducto:

- 1.- Dependiendo de factores tales como: Temperaturas a las cuales trabaja el ducto, el fluido de trabajo, el tipo de malla, este dispositivo presenta limitaciones en el transporte de calor axial, fundamentalmente por fenómenos de compresibilidad para el caso en que el vapor alcance velocidades sónicas, presencia de fuerzas viscosas para el caso en que el ducto opere a bajas temperaturas, efectos de arrastre presentes en la interfase vapor líquido. En la Fig. 2.3 se puede observar cómo estos factores limitan la capacidad de flujo de calor en función de la temperatura, De la Figura



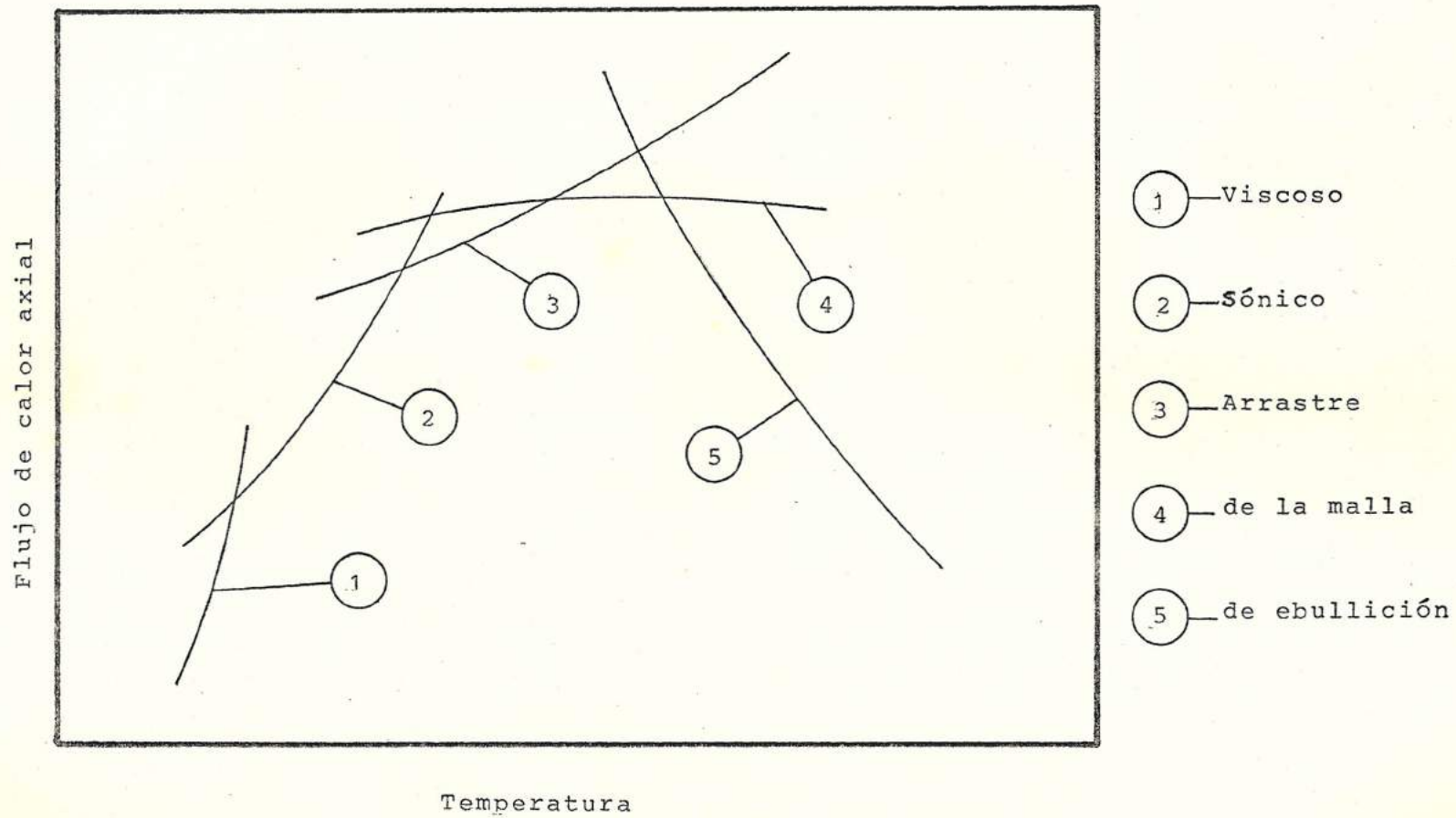


Fig. 2.3.- Factores limitantes del transporte de calor en el Ducto Térmico.

se deduce que el punto de operación de un ducto particular, necesariamente debe estar tomado en alguna ubicación abajo de las curvas límite dibujadas. Debe anotarse que la forma de esta zona operativa depende de la cámara, fluido de trabajo y malla, lo cual si se considera que se puedan dar diferentes combinaciones entre los tres elementos del ducto, se tendrá una gran variedad de formas de operación para los diferentes ductos térmicos.

- 2.- Si las fuerzas que originan el bombeo capilar es insuficiente, el calor que ingresa a la zona de evaporación no tendrá líquido suficiente para evaporar, dando lugar así a un aumento indeseable de temperatura en el evaporador, en otras palabras, la capacidad en el transporte de calor registra un límite máximo, el cual depende de la habilidad que la estructura porosa del ducto presenta para el bombeo capilar. Sobre esta capacidad de bombeo intervienen factores tales como: Geometría de la malla y las propiedades del fluido de trabajo; calor de vaporización, tensión superficial, densidad, viscosidad. Sin embargo, esta limitación tiene usualmente valores altos.
- 3.- El denominado "efecto de ebullición" que es la condición en la cual las burbujas formadas por la

ebullición del fluido de trabajo es tan vigorosa que éstas forman una capa entre la cámara y el líquido, la cual reduce notablemente la transferencia de calor desde la superficie de ingreso, lo que ocasiona un aumento en la temperatura de la superficie del ducto con el consiguiente peligro de daño de la cámara. Las evidencias han mostrado que la pureza del fluido de trabajo, la presencia de la malla y el movimiento del fluido a través de la malla, tiende a prever la formación de esta capa indeseable. Nuevamente los valores para estos límites son altos.

- 4.- Así como para un fluido de trabajo particular se tiene una temperatura mínima de operación bajo la cual la razón de evaporación resulta insuficiente para la transferencia de potencia térmica, así también tenemos una temperatura máxima basada en la presión de vapor que el ducto térmico pueda soportar.
- 5.- La orientación del dispositivo: Evaporador abajo vertical, evaporador arriba vertical, u horizontal, influyen en la capacidad de energía del ducto.



## CAPITULO III

### DISEÑO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR

#### 3.1 CONSIDERACIONES INICIALES

El trabajo experimental previo "Análisis Experimental del Comportamiento de los Ductos Térmicos"<sup>1</sup> evaluó el comportamiento térmico de un ducto de sección circular y cuyo fluido de trabajo fue agua, sometido a calentamiento en su zona de evaporación por medio de una cinta eléctrica; la cual regulaba el ingreso de diferentes cantidades de calor al ducto. Mientras que el ducto térmico en su zona de condensación se sometió a enfriamiento por medio de un fluido (agua) tanto en convección libre como en convección forzada. Parte de las conclusiones de este trabajo fueron:

- 1.- Para cada condición de entrada y salida de calor el comportamiento isotérmico del ducto se hizo evidente particularmente en la zona adiabática.

---

<sup>1</sup> Tesis de Grado presentada por el Ing. Wilson Vergara, ESPOL, 1979.

Aparecen cambios bruscos de temperatura, tanto entre la regiones de evaporación y adiabática, como entre las regiones adiabática y de condensación.

2.- Los perfiles de temperatura mostrados en aquellos experimentos en los cuales el enfriamiento se realizaba a convección libre presentaban una temperatura casi constante desde la zona adiabática hasta casi la totalidad de la zona de condensación, mientras que los perfiles de temperatura que presentaron los experimentos en convección forzada, en la transición adiabática-condensador la temperatura disminuyó, aunque ésta se mantiene luego constante a lo largo de toda la región de condensación. La presencia de este gradiente de temperatura se explica por el hecho que el flujo de calor saliendo por el condensador para el caso de convección forzada fue mayor comparado con el de convección libre o natural; en otras palabras, los coeficientes de transferencia de calor fueron y como era de esperarse mayores para el caso de convección forzada.

La comprobación de la operación del ducto térmico con características relativamente isotérmica bajo las condiciones que la experimentación fue realizada y la evidencia que el transporte de calor para el caso de



convección forzada fue mayor al de convección libre, dirige hacia una de las varias utilizaciones dadas al ducto térmico como dispositivo ideal en intercambios de calor.

Arreglar un número determinado de ductos que conecten una corriente de fluido con otra, separadas éstas por paredes intermedias, pueden causar una transferencia de calor entre dos corrientes de fluido.

Un intercambiador de calor que use ductos térmicos puede operar efectivamente entre corrientes tales como: gas-gas, vapor-gas, líquido-gas, líquido-líquido, y cualquier otra combinación posible.

Si bien en el trabajo experimental previo realizado con el ducto térmico se utilizó como fuente de calor una cinta eléctrica, no hay limitación a la forma como ocurra el ingreso de calor a la zona de evaporación del mismo. Alternativas entre otras se pueden tener por ejemplo: corrientes de gas, vapor o líquido que posean energía calorífica será suficiente para operar al ducto térmico.

Es posible estudiar un intercambiador de calor construido con ductos térmicos evaluando la eficiencia del mismo y posteriormente poder establecer una com-



paración con el intercambiador unidireccional de tubos concéntricos a contraflujo calculado en el Capítulo I.

Se mencionó que el término Eficiencia aplicado a los intercambiadores de calor es la razón entre la transferencia de calor real y la máxima transferencia de calor que se verificaría en un intercambiador dispuesto en contraflujo y de área infinita. Dependiendo de cual de las capacidades caloríficas de los fluidos sea mayor, la eficiencia del intercambiador se expresa como una relación de temperaturas.

$$EFI = \left[ \frac{T_{CO} - T_{CI}}{T_{HI} - T_{CI}} \right] \times 100 \text{ para } FMC \times C_{pC} < FMH \times C_{pH} \text{ Ec.3.1}$$

$$EFI = \left[ \frac{T_{HI} - T_{HO}}{T_{HI} - T_{CI}} \right] \times 100 \text{ para } FMC \times C_{pC} > FMH \times C_{pH} \text{ Ec.3.2}$$

Como se observa, en cualquiera de los dos casos, la eficiencia del intercambiador puede ser determinada solamente conociendo las temperaturas de entrada y salida de los fluidos.

### 3.2 SELECCIÓN DEL MODELO

Un intercambiador de calor que opere entre dos corrientes de fluido es el requerimiento inicial que se plantea para la unidad experimental a estudiar, y particularmente el interés se dirige a la transferen-

cia de calor que se verifique entre los líquidos.

El determinar las regiones de evaporación y condensación en el equipo implica de acuerdo a sus magnitudes relativas, que el intercambiador opere como transformador de flujo térmico para el caso que las áreas de transferencia sean diferentes, mientras que cuando las áreas sean tomadas iguales, las razones de flujo térmico en cada región serán teóricamente las mismas. Esta experimentación considera el caso en el cual las áreas activas de transferencia de calor sean iguales.

El modelo experimental que se toma será uno en el cual las corrientes de líquido se mantengan separadas, lo cual significa que se tendrá una región adiabática que separa la fuente de calor con el sumidero. El área de transferencia de calor dependerá del número de ductos térmicos a utilizarse en el equipo, de cualquier manera, si se usa más de un ducto será importante distribuir a los mismos de tal forma que la incidencia de las corrientes de líquido sobre los ductos, origine en lo posible coeficientes de transferencia de calor mayores. Dentro de la práctica constructiva de intercambiadores se dispone de varios modelos básicos de distribución de tubos como triangular y cuadrado; para el modelo nuestro elegimos un arreglo triangular.



Definido hasta ahora los aspectos básicos en cuanto a la configuración que el intercambiador debe presentar se hace necesario observar los aspectos complementarios que establezcan el modelo de prueba a construirse.

Las dos regiones Activas en el intercambiador son la de evaporación y condensación, zonas en las que cada una de las corrientes de fluido entra en contacto con el ducto térmico. Dadas las condiciones de flujos máxicos a darse en la prueba, resulta conveniente formar de estas regiones unas cámaras, las cuales mantengan ese contacto fluido-ducto térmico lo más estrecho posible con el fin de que las razones de ingreso y salida de calor al ducto sean las mayores.

Es importante observar dos aspectos en cuanto se refiere al proceso de intercambio de calor que ocurre en cada una de las cámaras. El primer aspecto es el de mejorar los coeficientes de transferencia de calor en las mismas, para lo cual es recomendable usar de deflectores que causan inversiones locales de flujo y originan ciertas turbulencias en la corriente que darían el efecto deseado; el espaciamiento entre deflectores está en relación al diámetro de la cámara en forma.

$$\frac{1}{5} D \leq S \leq D$$

Ec. 3.3



Y si como tipo de deflector se elige uno segmentado, la altura  $V$  en función del diámetro se relaciona como:

$$V \approx 0.75 D \quad \text{Ec. 3.4}$$

El segundo aspecto se refiere al aislamiento que en las cámaras debe verificarse con el fin de minimizar las pérdidas de calor al ambiente; ésto se logra forrando las cámaras con material aislante, teniendo precaución que el espesor del aislante sumado al radio exterior de la cámara sea mayor al radio crítico. El radio crítico está en función de la conductividad térmica del aislante  $K_A$  y el coeficiente convectivo entre la superficie del aislante y el aire ambiente  $\overline{H_0}$  de acuerdo a

$$RC = \frac{K_A}{\overline{H_0}} \quad \text{Ec. 3.5}$$

Si consideramos plumafón como nuestro material aislante, cuya conductividad térmica es aproximadamente de 0.046 BTU/Hr-pie<sup>°</sup>F, y un valor para el coeficiente convectivo  $\overline{H_0}$  entre la pared externa del aislante con el medio ambiente como constante igual a 4.0 BTU/Hr-Pie<sup>2°</sup>F, tendremos que RC es 3.50 milímetros, y como el radio mínimo del aislante es 44.5 milímetros, consecuentemente cualquier espesor de aislante añadido al tubo, disminuirá las pérdidas de transferencia

de calor.

### 3.3 CONSTRUCCIÓN DEL MODELO

Se divide principalmente en dos: los detalles constructivos a aplicar al cuerpo del intercambiador de calor y los detalles de construcción aplicados a los sistemas auxiliares que forman el total de la unidad de experimentación.

El cuerpo del intercambiador de calor consta básicamente de las dos cámaras, las cuales se encuentran separadas por la región adiabática y tanto la cámara de evaporación como la de condensación que se ubican en cada extremo de los ductos. La forma que tendrá la cámara tomamos cilíndrica dentro de la cual los tres ductos térmicos se ubicarán longitudinalmente

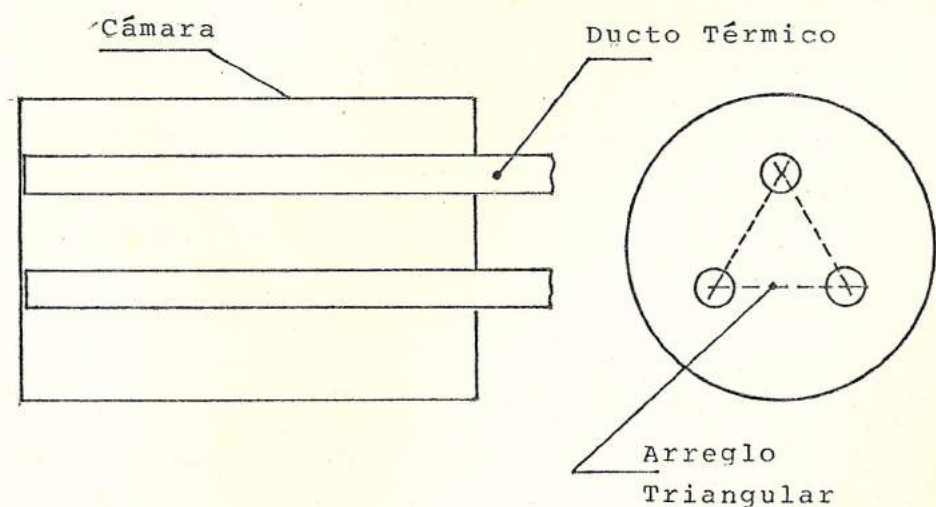


Fig. 3.1.- Distribución de los Ductos en la Cámara.



conservando una distribución triangular (Ver Fig. 3.1)

Dentro de la cámara se ubican cuatro deflectores segmentados colocados alternadamente e igualmente espaciados, y dos elementos conectores entre la cámara y las tuberías de alimentación y descarga. La lista siguiente nos muestra los componentes del cuerpo del intercambiador de calor con sus características; los números se refieren al componente de acuerdo al Dibujo 2. Ver Apéndice B.

Nº	Denominación	Cant.	Características
1	Ducto Térmico	3	Longitud 450 mm. Diámetro 12.5 mm.
2	Cilindro	2	Tubo de Acero: Céd. 40 Diám. Nominal: 3 pulgs.
3	Tapa Externa	2	Espesor: 3.2 mm. Diámetro: 3.050 pulgs.
4	Tapa Media	2	Espesor: 3.2 mm. Diámetro: 3.050 pulgs.
5	Deflector	8	Altura: 58 mm. Espesor: 1.6 mm.
6	Conector	2	Neplo: Hierro galvaniz. Diámetro: 3/8 pulgs.
7	Conector	2	Neplo: Cobre Diámetro: 1/4 pulg.

Para que el intercambiador pueda operar, es necesario adicionar sistemas auxiliares complementarios que acondicionen a las dos corrientes de fluido (agua y aceite) a las condiciones específicas de la experi -



mentación.

El sistema de aceite debe ser un arreglo que permita básicamente mantener un flujo constante del fluido caliente a la temperatura de prueba escogida, lo cual implica que el sistema debe manejar las dos variables: Flujo y Temperatura.

Para establecer un flujo en el aceite disponemos de elementos primarios como son: Reservorio, Bomba, Tubería de alimentación a la cámara y tubería de descarga; y elementos secundarios, los cuales son: accesorios de control, medición y seguridad.

El aceite va a estar sometido a varias temperaturas de prueba, lo que hace necesario introducir en el sistema, tanto un elemento calentador como su control, que permita el mantenimiento de los niveles de temperatura deseados.

El esquema indicado (Fig. 3.2) es el sistema de aceite, e incluye la conexión con la cámara de evaporación.

Puede observarse del esquema mostrado que el sistema es un circuito cerrado, puesto que el aceite, una vez que atraviesa la cámara, es recirculado en el sistema.

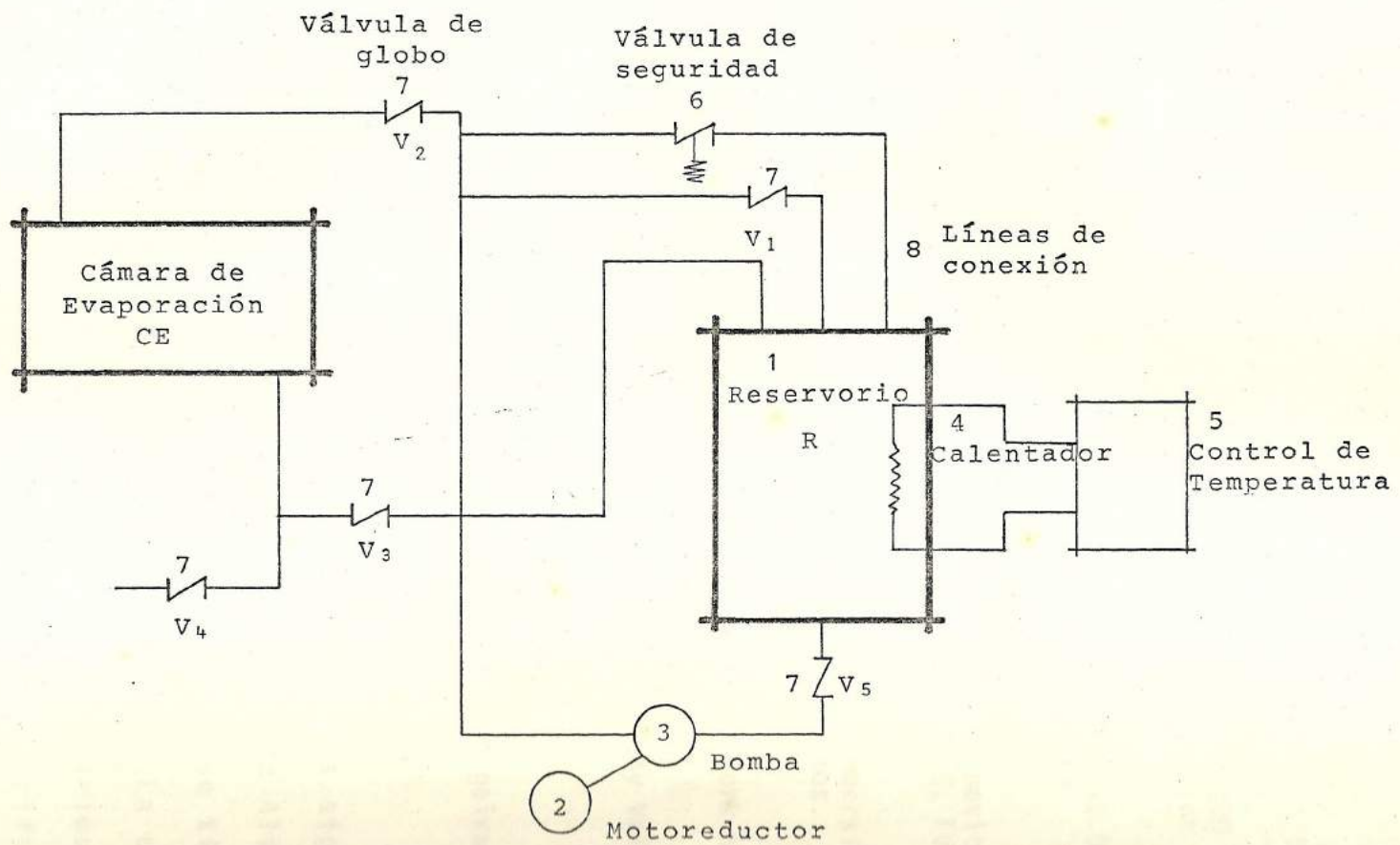


Fig. 3.2.- Distribución del circuito de aceite

A continuación listamos los componentes con sus características:

Nº	Denominación	Cant.	Característica
1	Reservorio	1	Cilindro: Diámetro 200 mm. Altura 380 mm; espesor de pared 1.6 mm.
2	Motoreductor	1	Razón de reducción 25.04 RPM de salida 66.29 Potencia 1.8 Kw
3	Bomba	1	De Desplazamiento positivo (engranajes); 2CG-C; TUT-HILL PUMP
4	Calentador	1	Tipo tubular de inmersión Potencia 1000 vatios. Heet Grid
5	Control de Temperatura	1	Termostato Crown Cork hasta 200°C; ±30°C
6	Válvula de Seguridad	1	Consolidated Safety Valve Size 1/2 in
7	Válvula de Globo	4	de 3/8 pulgada
8	Líneas de conexión		Tubería de hierro galvanizado de 3/8 pulgadas.

El sistema de agua consta básicamente de los siguientes componentes: Reservorio, Bomba, Ramal de Alimentación y Ramal de Descarga; adicionalmente se tiene accesorios de medición y control de flujo. La característica de este circuito es que opera a varios regímenes de flujo, puesto que la capacidad calorífica de este fluido es variable en el término CR, lo cual se traduce en que debe disponerse de facilidad para



obtener flujos deseados y una medición confiable de los mismos.

En el esquema (Fig. 3.3) se muestra la forma de conexión del circuito de agua incluyendo la cámara de condensación; se puede decir que este circuito es uno de tipo abierto ya que una vez que el agua sale del proceso no retorna.

La siguiente es la lista de los componentes del circuito con sus respectivas características:

Nº	Denominación	Cant.	Características
1	Bomba	1	Centrífuga, fase simple 5 amp, 60 ciclos. 10000 RPM Changeable Brushes Out 1/4 NPT: in 3/8 NPT
2	Medidor de Flujo	1	"Roger Gilmont Instrument"
3	Reservorio	1	Garra Plástica. Capacidad 8 litros.
4	Válvulas	3	Plásticas de 1/4 pulgadas
5	Rama 1		Mangueras plásticas, 1/4 pulgs.

En cuanto se refiere al ducto térmico, el modelo que se utilizó tiene las siguientes características:

### Características Térmicas

#### - Capacidad de Transporte Térmico

Evaporador abajo Vertical.....	800 W. Máximo
Posición Horizontal. . . . .	550 W. Máximo
Evaporador arriba Vertical . .	180 W. Máximo

#### - Temperatura

Rango de operación recomendado	5 °C hasta 150 °C
Límite máximo de temperatura .	200 °C

### Características Físicas

Material del Ducto. . . . .	Cobre
Estructura capilar. . . . .	Cobre
Fluido de trabajo. . . . .	Agua
Longitud. . . . .	450 mm.
Diámetro. . . . .	12.5 mm.

En los Dibujos 3 y 4 podemos observar el equipo total de la experimentación mediante un dibujo isométrico y a través de una fotografía, respectivamente.

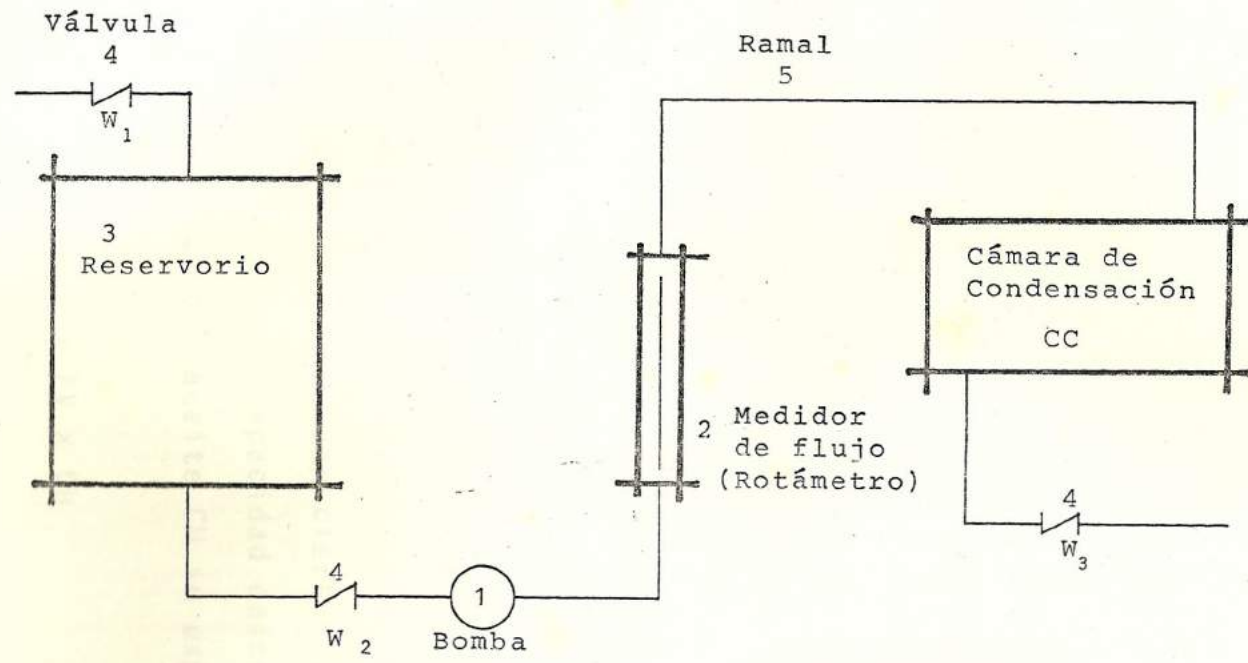


Fig. 3.3.- Distribución del circuito de agua.



## CAPITULO IV

### EXPERIMENTACION

#### 4.1 CALIBRACIÓN

Es importante este paso ya que nos proveerá la oportunidad de comprobar los instrumentos de medida y control con respecto a patrones conocidos; en nuestro caso efectuaremos la calibración a los elementos que controlan y miden el flujo de los fluidos.

Se sabe que la capacidad calorífica del fluido caliente (aceite) se toma como un valor constante para toda la experimentación, y puesto que este valor depende del flujo másico y el calor específico del aceite, los cuales a su vez, son función de la temperatura, obliga a efectuar ciertos ajustes a una de las variables de la capacidad calorífica; la capacidad calorífica del aceite CH se expresa como Ec. 4.1

$$CH = \rho \times FV \times Cp \quad \text{Ec. 4.1}$$

en donde el único término que puede variar es el flujo volumétrico FV. Al efectuar los cálculos conside-

rando las propiedades del aceite a cada temperatura se obtienen los valores de los flujos máxicos y volumétricos necesarios a lograrse en la corriente del aceite. En la Tabla III registramos estos valores.

Para obtenerse los valores de flujo volumétrico FV tabulados anteriormente, se realiza en el circuito una calibración directa, mediante una medición primaria del flujo, ésto es midiendo el flujo por unidad de tiempo. Para el efecto utilizamos las válvulas  $V_1$  y  $V_2$  como reguladoras de flujo y las válvulas  $V_3$  y  $V_4$  como los de medición. (Fig. 3.2).

El flujo volumétrico máximo en el circuito se tendrá cuando las válvulas  $V_1$  y  $V_4$  estén completamente cerradas y las válvulas  $V_2$  y  $V_3$  completamente abiertas; si la válvula  $V_1$  empieza a abrirse es evidente que parte del flujo se desvía hacia el reservorio R sin pasar por la cámara de evaporación CE, hasta que la válvula  $V_1$  se encuentre totalmente abierta, condición extrema en que el flujo volumétrico por la cámara se hace cero. En otras palabras, el flujo volumétrico en el circuito va a depender de la abertura que se haga a la válvula  $V_1$ .

La comprobación de los flujos volumétricos para cada posición de apertura de la válvula  $V_1$  se realiza me-



THI °F	FMH $\frac{\text{lbm}}{\text{min}}$	CH $\frac{\text{BTU}}{\text{min } ^\circ\text{F}}$	FV $\frac{\text{litro}}{\text{min}}$
248	2.2216	1.2241	1.2158
212	2.3096		1.2473
176	2.4049		1.2805
140	2.5033		1.3143

TABLA III

CARACTERISTICAS DEL FLUJO DE ACEITE

TCI °F	FMC $\frac{\text{lbm}}{\text{min}}$	CC $\frac{\text{BTU}}{\text{min } ^\circ\text{F}}$	FV $\frac{\text{litro}}{\text{min}}$
84	0.3074	0.3068	0.1397
	0.6132	0.6120	0.2795
	0.9198	0.9180	0.4193
	1.2020	1.1996	0.5480

TABLA IV

CARACTERISTICAS DEL FLUJO DE AGUA



diante cierre de la válvula  $V_3$  y apertura de la válvula  $V_4$ , por una medición directa del volumen por unidad de tiempo.

La Fig. 4.1 nos muestra el resultado de la calibración del flujo de aceite.

En cuanto corresponde al circuito de la corriente de agua, las condiciones de experimentación establecen de acuerdo con la relación de las capacidades caloríficas, 4 regímenes de flujo a alcanzarse. Ver Tabla IV.

En la Fig. 3.3 se muestra el circuito de agua, donde el rotámetro R es el instrumento de medición y la motobomba PW es el elemento de regulación.

Nuevamente realizamos en el circuito una calibración directa por medio de medición primaria del flujo. En la Fig. 4.2 se muestra la curva de calibración resultante.

#### 4.2 TOMA DE DATOS EXPERIMENTALES

Primeramente, se hace necesario describir el procedimiento experimental seguido en la prueba, desde el arranque del equipo hasta el registro de los datos de

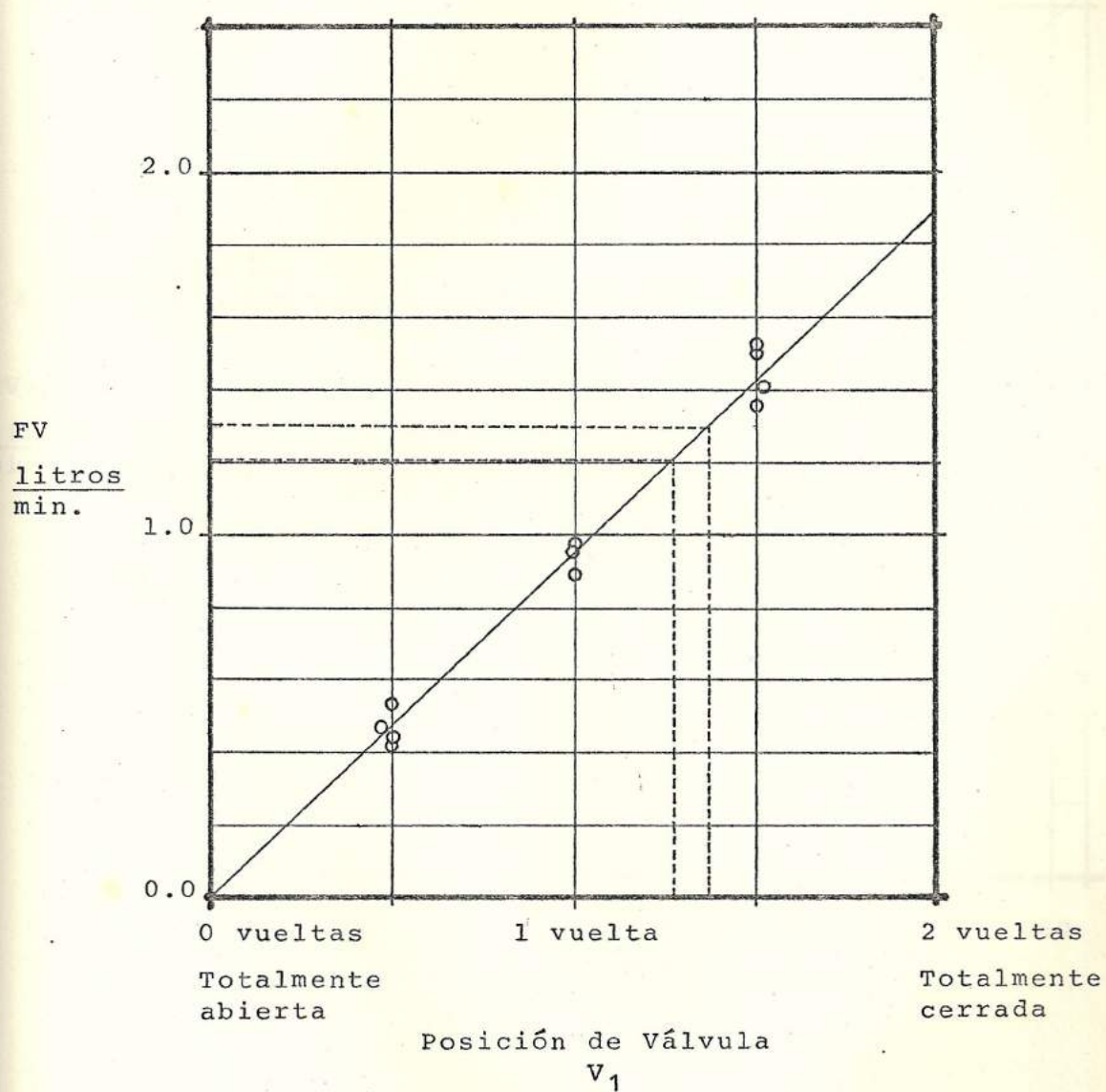


Fig. 4.1.- Curva de calibración para el flujo de aceite.

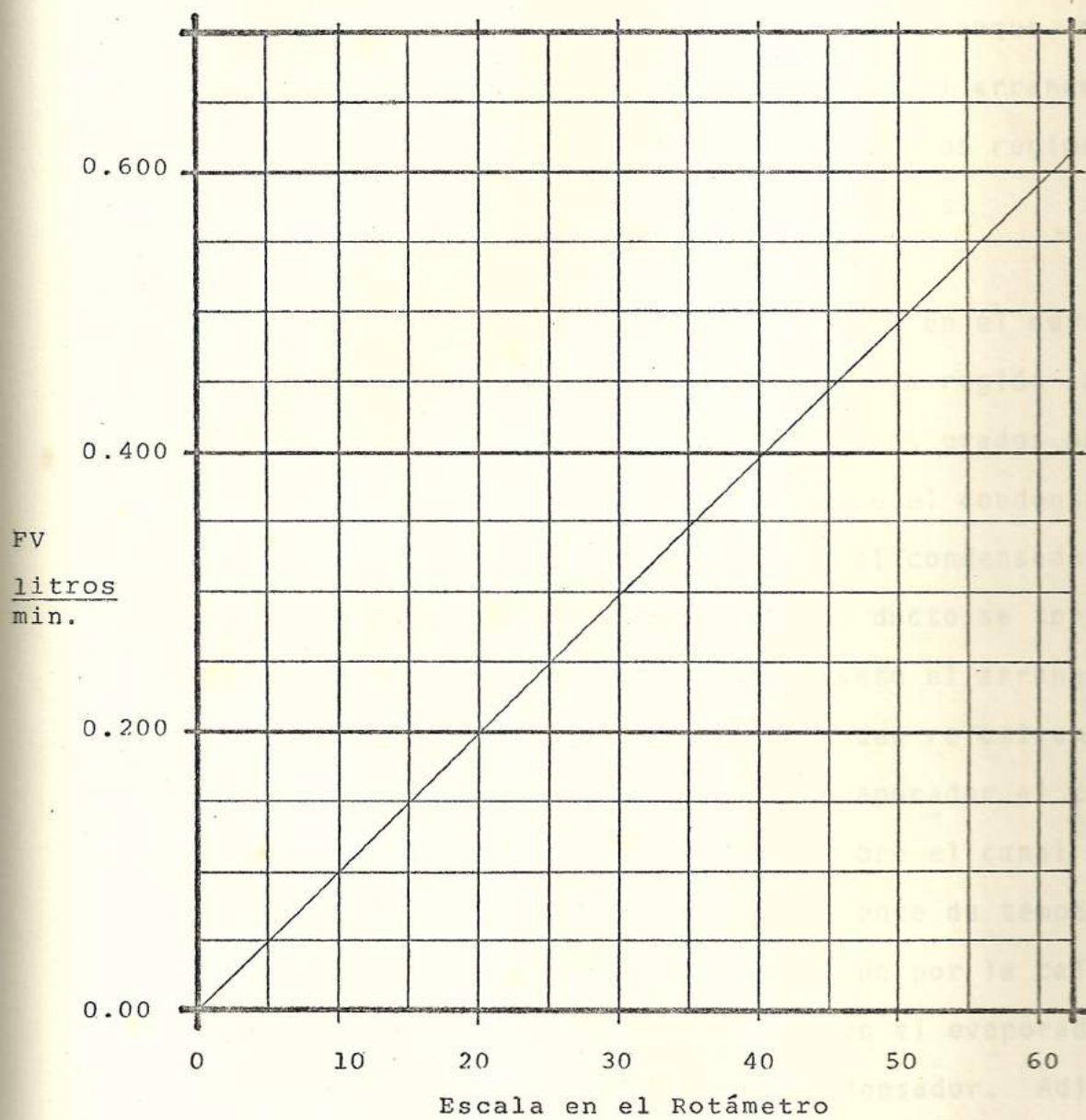


Fig. 4.2.- Curva de Calibración para el flujo de agua.



la experimentación. En términos generales, la puesta en marcha de la unidad podemos dividirla en cinco etapas bien definidas, las cuales son: El arranque del flujo de agua, calentamiento del aceite, el arranque del flujo del aceite, establecimiento de los regímenes de flujo y toma de los datos experimentales.

Se asume un arranque de operación normal en el ducto térmico, ésto es que la temperatura en la región de evaporación se incrementará en unos pocos grados hasta que el frente de temperatura alcance el condensador, en este punto la temperatura en el condensador aumentará hasta que la estructura del ducto se torne isotérmica. Es recomendable que durante el arranque del ducto el vapor fluya con velocidades relativamente altas transfiriendo calor desde el evaporador al condensador y que la caída de presión sobre el canal central sea grande y puesto que el gradiente de temperatura axial en el ducto está determinado por la caída de presión de vapor, la temperatura en el evaporador será inicialmente mayor a la del condensador. Adicionalmente consideramos que las regiones de evaporación y condensación de los ductos son calentadas y enfriadas uniformemente.

Observado el esquema total que se da en la Fig. 4.3, describimos los pasos seguidos en cada experimentación:

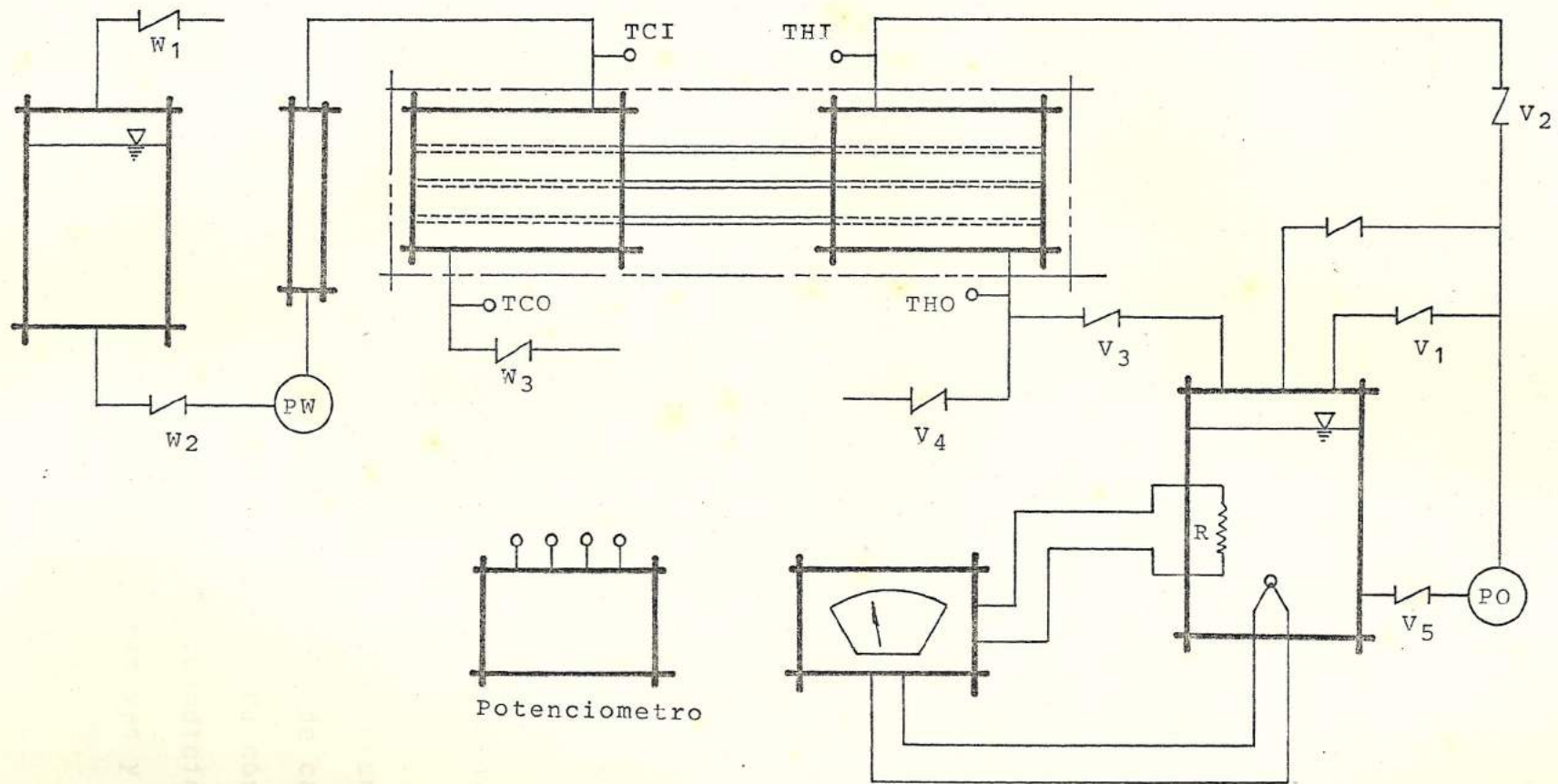


Fig. 4.3.- Esquema del Equipo de Experimentación.



- 1.- Arranque del flujo de agua.- Apertura válvulas:  $W_1$ ,  $W_2$  y  $W_3$ , encendido de la motobomba PW.
- 2.- Calentamiento del Aceite.- Aperturas de Válvulas  $V_5$  y  $V_1$ ; cierre de la válvula  $V_2$ ; encendido de la motobomba P0; encendido del calentador R y obtención de la temperatura de prueba.
- 3.- Arranque del flujo de aceite.- Apertura de Válvulas  $V_2$  y  $V_3$ , cierre de Válvulas  $V_4$  y  $V_1$ .
- 4.- Establecimiento de los regímenes de flujo de acuerdo a las condiciones de flujo requeridas se ajusta a los elementos de control en cada circuito con la ayuda de las curvas de calibración obtenidas en la sección anterior.
- 5.- Toma de datos experimentales.- que registra las temperaturas de entrada y salida de cada uno de los fluidos para cada condición de prueba.

Es de notar que tenemos un total de 16 diferentes condiciones de prueba con el intercambiador de calor, y el proceso experimental que involucra cada condición se divide en dos fases: Primera.- El acondicionamiento del equipo a las características operativas y la segunda, el registro de los resultados.



Los cuadros de resultados experimentales muestran las temperaturas en milivoltios a la cual se debe hacer la conversión a grados centígrados.

Puesto que utilizamos termocuplas tipo J (hierro-constantan) la conversión de los milivoltios a los grados centígrados correspondientes se efectúa mediante la ecuación

$$T = E_0 + 1.9750953 \times 10 \times E - 1.8542600 \times 10^{-1} \times E^2 + 8.3683958 \times 10^{-3} \times E^3 - 1.3280568 \times 10^{-3} \times E^4 \quad \text{Ec. 4.2}$$

Donde  $E_0$  es el valor de la temperatura ambiente expresada en milivoltios y  $E$  es el valor de los milivoltios leído en el potenciómetro. Debe notarse que la ecuación 5.2 es aplicable para un rango de temperatura de  $0^\circ\text{C}$  a  $760^\circ\text{C}$  con un error de  $\pm 0.1^\circ\text{C}$ .

A continuación tabulamos los resultados experimentales.

EXPERIMENTACION N° 1

THI 120°C (248°F) CR 0.25  
 TCI 28.89°C (84°F)

N°	Tiempo (Horas)	Temperaturas Cámara Evaporación				Temperaturas Cámara Condensación			
		Entrada		Salida		Entrada		Salida	
		mV	°C	mV	°C	mV	°C	mV	°C
1	00H15	4.805	118.66	4.225	108.04	0.034	29.48	1.848	63.95
2	00H30	4.861	119.68	4.241	108.33	0.018	29.17	1.991	66.63
3	00H45	4.886	120.14	4.296	109.34	0.009	29.00	1.916	65.22
4	01H00	4.917	120.71	4.350	110.32	0.015	29.12	2.980	66.42
5	01H15	4.956	121.42	4.361	110.52	0.032	29.45	1.963	66.10
6	01H30	4.781	118.23	4.314	109.67	0.028	29.37	1.904	65.00
7	01H45	4.887	120.16	4.294	109.30	0.007	28.96	1.832	63.65
8	02H00	4.849	119.46	4.233	108.19	0.052	29.83	1.860	64.18
9	02H15	4.815	118.84	4.218	107.91	0.004	29.69	1.905	65.02
10	02H30	4.890	120.21	4.298	109.38	0.004	28.90	1.931	65.50



EXPERIMENTACION N°2

THI 120°C (248°F) CR 0.50

TCI 28.89°C (84°F)

N°	Tiempo (Horas)	Temperaturas Cámara Evaporación				Temperaturas Cámara Condensación			
		Entrada		Salida		Entrada		Salida	
		mV	°C	mV	°C	mV	°C	mV	°C
1	00H15	4.884	120.10	3.821	100.61	0.005	28.92	1.583	58.96
2	00H30	4.835	119.21	3.879	101.68	0.042	29.64	1.667	60.58
3	00H45	4.956	121.42	3.914	102.32	0.027	29.35	1.703	61.22
4	01H00	4.804	118.64	3.943	102.85	0.001	28.81	1.712	61.39
5	01H15	4.935	121.03	3.972	103.39	0.003	28.89	1.685	60.89
6	01H30	4.927	120.89	3.987	103.66	0.018	29.18	1.796	62.97
7	01H45	4.941	121.14	3.875	101.60	0.062	30.02	1.638	60.00
8	02H00	4.903	120.45	3.915	102.34	0.035	29.50	1.621	59.68
9	02H15	4.855	119.57	3.814	100.48	0.009	29.00	1.673	60.66
10	02H30	4.894	120.28	3.953	103.04	0.001	28.85	1.614	59.55



EXPERIMENTACION N°3

THI 120°C (248°F) CR 0.75

TCI 28.89°C (84°F)

N°	Tiempo (Horas)	Temperaturas Cámara Evaporación				Temperaturas Cámara Condensación			
		Entrada		Salida		Entrada		Salida	
		mV	°C	mV	°C	mV	°C	mV	°C
1	00H15	4.839	119.28	3.480	94.32	0.024	29.29	1.485	57.12
2	00H30	4.852	119.52	3.586	96.28	0.002	28.79	1.511	57.61
3	00H45	4.806	118.68	3.557	95.74	0.041	29.62	1.532	58.00
4	01H00	4.905	120.49	3.564	95.87	0.006	28.95	1.553	58.40
5	01H15	4.940	121.13	3.659	97.62	0.003	28.89	1.494	57.29
6	01H30	4.938	121.09	3.540	95.43	0.016	29.14	1.589	59.08
7	01H45	4.893	120.27	3.493	94.56	0.009	29.00	1.552	58.38
8	02H00	4.836	119.23	3.545	95.52	0.024	29.29	1.526	57.89
9	02H15	4.815	118.84	3.661	97.66	0.062	30.02	1.447	56.40
10	02H30	4.907	120.52	3.538	95.39	0.002	28.77	1.558	58.49

EXPERIMENTACIÓN N°4

THI 120°C (248°F) CR 0.98  
 TCI 28.89°C (84°F)

N°	Tiempo (Horas)	Temperaturas Cámara Evaporación				Temperatura Cámara Condensación			
		Entrada		Salida		Entrada		Salida	
		mV	°C	mV	°C	mV	°C	mV	°C
1	00H15	4.850	119.49	3.309	91.16	0.015	29.12	1.354	54.65
2	00H30	4.916	120.69	3.398	92.81	0.001	28.85	1.412	55.74
3	00H45	4.939	121.11	3.312	91.22	0.003	28.89	1.380	55.14
4	01H00	4.843	119.35	3.365	92.20	0.030	29.41	1.431	56.10
5	01H15	4.820	118.93	3.387	92.60	0.042	29.64	1.449	56.44
6	01H30	4.905	120.48	3.394	92.73	0.007	28.96	1.386	55.25
7	01H45	4.914	120.65	3.346	91.85	0.028	29.37	1.312	53.85
8	02H00	4.827	119.06	3.291	90.83	0.019	29.19	1.381	55.16
9	02H15	4.905	120.49	3.375	92.38	0.022	29.25	1.357	54.70
10	02H30	4.938	121.09	3.348	91.88	0.009	29.00	1.485	57.12



EXPERIMENTACION N° 5

THI 100°C (212 °F) CR 0.25  
 TCI 28.89°C (84 °F)

N°	Tiempo (Horas)	Temperaturas Cámara Evaporación				Temperaturas Cámara Condensación			
		Entrada		Salida		Entrada		Salida	
		mV	°C	mV	°C	mV	°C	mV	°C
1	00H15	3.705	98.47	3.345	91.83	0.048	29.75	1.263	52.93
2	00H30	3.742	99.15	3.382	92.51	0.011	29.04	1.258	52.83
3	00H45	3.793	100.09	3.404	92.92	0.004	28.91	1.297	53.57
4	01H00	3.824	100.67	3.453	93.83	0.007	28.96	1.354	54.65
5	01H15	3.857	101.27	3.496	94.62	0.083	30.42	1.368	54.91
6	01H30	3.794	100.11	3.496	91.22	0.052	29.83	1.310	53.82
7	01H45	3.861	101.35	3.401	92.86	0.044	29.68	1.207	51.87
8	02H00	3.795	100.13	3.413	93.09	0.003	28.89	1.298	53.59
9	02H15	3.716	98.68	3.468	94.10	0.020	29.21	1.325	54.10
10	02H30	3.768	99.63	3.303	91.05	0.053	29.85	1.299	53.60



EXPERIMENTACION N°6

THI 100°C (212°F) CR 0.50  
 TCI 28.89°C (84°F)

N°	Tiempo (HOras)	Temperaturas Cámara Evaporación				Temperaturas Cámara Condensación			
		Entrada		Salida		Entrada		Salida	
		mV	°C	mV	°C	mV	°C	mV	°C
1	00H15	3.735	99.03	3.009	85.61	0.004	28.91	1.123	50.28
2	00H30	3.798	100.19	3.085	87.02	0.072	30.21	1.107	49.97
3	00H45	3.707	98.51	3.112	87.51	0.056	29.92	1.183	51.41
4	01H00	3.780	99.85	3.147	88.17	0.015	29.12	1.156	50.90
5	01H15	3.814	100.48	3.100	87.30	0.001	28.81	1.279	53.23
6	01H30	3.795	100.13	3.194	89.03	0.006	28.95	1.234	52.38
7	01H45	3.847	101.09	3.110	87.48	0.034	29.48	1.169	51.15
8	02H00	3.819	100.57	3.046	86.29	0.021	29.23	1.182	51.39
9	02H15	3.712	98.60	3.098	87.26	0.004	28.91	1.121	50.24
10	02H30	3.752	99.34	3.061	86.57	0.087	30.50	1.178	51.32

EXPERIMENTACION N<sup>o</sup>7

THI 100°C (212°F) CR 0.75  
 TCI 28.89°C (84°F)

N <sup>o</sup>	Tiempo (Horas)	Temperaturas Cámara Evaporación				Temperaturas Cámara Condensación			
		Entrada		Salida		Entrada		Salida	
		mV	°C	mV	°C	mV	°C	mV	°C
1	00H15	3.721	98.77	2.860	82.85	0.072	30.22	0.968	47.34
2	00H30	3.704	98.45	2.835	82.38	0.043	29.66	0.931	46.63
3	00H45	3.850	101.15	2.913	83.84	0.009	29.00	1.014	48.21
4	01H00	3.743	99.18	2.951	84.53	0.034	29.48	1.156	50.90
5	01H15	3.795	100.13	3.016	85.74	0.061	30.01	1.087	49.59
6	01H30	3.704	98.45	2.957	84.65	0.006	28.95	0.990	47.76
7	01H45	3.866	101.44	2.879	83.19	0.015	29.12	1.030	48.51
8	02H00	3.713	98.62	2.825	82.18	0.002	28.87	0.982	47.60
9	02H15	3.738	99.08	2.942	84.37	0.063	30.04	1.023	48.38
10	02H30	3.772	99,71	2.914	83.84	0.008	28.98	1.071	49.29



EXPERIMENTACION N°8

THI 100°C (212°F) CR 0.98  
 TCI 28.89°C (84°F)

N°	Tiempo (Horas)	Temperatura Cámara Evaporación				Temperatura Cámara Condensación			
		Entrada		Salida		Entrada		Salida	
		mV	°C	mV	°C	mV	°C	mV	°C
1	00H15	3.865	101.42	2.711	80.07	0.085	30.46	0.877	45.61
2	00H30	3.720	98.75	2.764	81.06	0.031	29.43	0.890	45.85
3	00H45	3.894	101.95	2.837	82,42	0.016	29.14	0.903	46.10
4	01H00	3.968	103.31	2.892	83.44	0.006	28.95	0.942	46.84
5	01H15	3.706	98.49	2.850	82.65	0.047	29.73	0.971	47.39
6	01H30	3.874	101.59	2.873	83.08	0.052	29.83	0.902	46.08
7	01H45	3.737	99.06	2.787	81.49	0.008	28.97	0.869	45.45
8	02H00	3.720	98.75	2.790	81.54	0.840	29.29	0.840	44.91
9	02H15	3.956	103.09	2.705	79.96	0.004	28.91	0.896	45.97
10	02H30	3.931	102.64	2.722	80.28	0.019	29.18	0.935	46.71



EXPERIMENTACION N°9

THI 80°C (176°F) CR 0.25  
 TCI 28.89°C (84°F)

N°	Tiempo (Horas)	Temperatura Cámara Evaporación				Temperatura Cámara Condensación			
		Entrada		Salida		Entrada		Salida	
		mV	°C	mV	°C	mV	°C	mV	°C
1	00H15	2.751	80.82	2.380	73.91	0.018	29.17	0.720	42.62
2	00H30	2.634	78.64	2.472	75.63	0.035	29.50	0.751	43.21
3	00H45	2.783	81.41	2.516	76.45	0.076	30.29	0.767	43.52
4	01H00	2.700	79.87	2.351	73.36	0.005	28.93	0.805	44.24
5	01H15	2.665	79.22	2.473	75.64	0.010	29.02	0.824	44.60
6	01H30	2.719	80.23	2.524	76.59	0.007	28.96	0.713	42.49
7	01H45	2.784	81.43	2.530	76.70	0.049	29.77	0.767	43.51
8	02H00	2.750	80.80	2.471	75.61	0.012	29.06	0.796	44.07
9	02H15	2.606	78.12	2.396	74.21	0.064	30.06	0.840	44.90
10	02H30	2.608	78.16	2.445	75.12	0.002	28.79	0.731	42.83

EXPERIMENTACION N°10

THI 80°C (176°F) CR 0.50  
 TCI 28.89°C (84°F)

N°	Tiempo (Horas)	Temperatura Cámara Evaporación				Temperatura Cámara Condesación			
		Entrada		Salida		Entrada		Salida	
		mV	°C	mV	°C	mV	°C	mV	°C
1	00H15	2.620	78.38	2.227	71.05	0.026	29.33	0.630	40.91
2	00H30	2.651	78.96	2.278	72.00	0.018	29.18	0.687	41.99
3	00H45	2.706	79.98	2.304	72.49	0.057	29.93	0.710	42.43
4	01H00	2.732	80.46	2.380	73.91	0.005	28.93	0.764	43.46
5	01H15	2.684	79.57	2.401	74.30	0.041	29.62	0.792	44.00
6	01H30	2.790	81.54	2.305	72.50	0.069	30.16	0.711	42.45
7	01H45	2.605	78.10	2.216	70.84	0.011	29.04	0.623	40.77
8	02H00	2.612	78.23	2.257	71.61	0.004	28.91	0.659	41.46
9	02H15	2.608	78.16	2.306	72.53	0.010	29.02	0.715	42.53
10	02H30	2.665	79.22	2.260	71.67	0.038	29.56	0.647	41.23



EXPERIMENTACION N°11

THI 80°C (176°F) CR 0.75  
 TCI 28.89°C (84°F)

N°	Tiempo (Horas)	Temperaturas Cámara Evaporación				Temperaturas Cámara Condensación			
		Entrada		Salida		Entrada		Salida	
		mV	°C	mV	°C	mV	°C	mV	°C
1	00H15	2.612	78.23	2.071	68.13	0.060	29.98	0.530	38.99
2	00H30	2.605	78.10	2.159	69.78	0.038	29.56	0.601	40.35
3	00H45	2.684	79.57	2.206	70.65	0.002	28.79	0.652	41.32
4	01H00	2.665	79.22	2.130	69.24	0.014	29.10	0.687	42.00
5	01H15	2.587	77.76	2.054	67.79	0.005	28.93	0.703	42.29
6	01H30	2.790	81.54	2.160	69.79	0.012	29.06	0.650	41.28
7	01H45	2.608	78.16	2.237	71.24	0.023	29.27	0.516	38.73
8	02H00	2.732	80.46	2.252	71.52	0.049	29.77	0.594	40.21
9	02H15	2.722	80.26	2.158	69.76	0.071	30.19	0.053	41.34
10	02H30	2.784	81.43	2.035	67.45	0.008	28.98	0.572	39.80

EXPERIMENTACION N°12

THI 80°C (176°F) CR 0.98  
 TCI 28.89°C (84°F)

N°	Tiempo (Horas)	Temperaturas Cámara Evaporación				Temperaturas Cámara Condensación			
		Entrada		Salida		Entrada		Salida	
		mV	°C	mV	°C	mV	°C	mV	°C
1	00H15	2.605	78.11	2.036	67.48	0.014	29.10	0.462	37.69
2	00H30	2.587	77.76	2.071	68.13	0.031	29.42	0.493	38.29
3	00H45	2.634	78.64	2.095	68.58	0.015	29.12	0.559	39.55
4	01H00	2.750	80.80	2.114	68.93	0.006	28.95	0.570	39.76
5	01H15	2.783	81.41	2.168	69.95	0.050	29.79	0.581	39.97
6	01H30	2.790	81.54	2.190	70.36	0.064	30.06	0.560	39.56
7	01H45	2.561	77.29	2.094	68.56	0.022	29.25	0.467	37.79
8	02H00	2.732	80.46	2.011	67.00	0.047	29.73	0.434	37.16
9	02H15	2.665	79.22	2.065	68.02	0.018	29.18	0.528	38.95
10	02H30	2.634	78.64	2.032	67.40	0.009	29.00	0.561	39.58



EXPERIMENTACION N°13

THI 60°C (140°F) CR 0.25  
 TCI 28.89°C (84°F)

N°	Tiempo (Horas)	Temperaturas Cámara Evaporación				Temperatura Cámara Condensación			
		Entrada		Salida		Entrada		Salida	
		mV	°C	mV	°C	mV	°C	mV	°C
1	00H15	1.682	60.83	1.460	56.64	0.003	28.89	0.297	34.54
2	00H30	1.705	61.26	1.491	57.23	0.041	29.62	0.331	35.19
3	00H45	1.643	60.09	1.537	58.10	0.067	30.12	0.346	35.48
4	01H00	1.728	61.69	1.541	58.17	0.015	29.14	0.370	35.94
5	01H15	1.617	59.60	1.585	59.00	0.009	29.00	0.404	36.59
6	01H30	1.739	61.90	1.603	59.40	0.028	29.37	0.345	35.45
7	01H45	1.704	61.25	1.540	58.15	0.045	29.69	0.413	36.76
8	02H00	1.669	60.58	1.522	57.81	0.006	28.95	0.328	35.13
9	02H15	1.751	62.13	1.487	57.15	0.012	29.06	0.356	35.67
10	02H30	1.714	61.43	1.542	58.19	0.039	29.58	0.305	34.69

EXPERIMENTACION N° 14

THI 60°C (140°F) CR 0.50

TCI 28.89°C (84°F)

N°	Tiempo (Horas)	Temperaturas Cámara Evaporación				Temperatura Cámara Condensación			
		Entrada		Salida		Entrada		Salida	
		mV	°C	mV	°C	mV	°C	mV	°C
1	00H15	1.615	59.57	1.427	56.02	0.041	29.62	0.314	34.86
2	00H30	1.596	59.21	1.461	56.74	0.026	29.33	0.280	34.21
3	00H45	1.570	58.72	1.493	57.27	0.030	29.41	0.243	33.50
4	01H00	1.620	59.66	1.408	55.66	0.025	29.31	0.254	33.71
5	01H15	1.642	60.07	1.396	55.43	0.014	29.10	0.386	36.24
6	01H30	1.739	61.90	1.467	56.78	0.025	29.31	0.254	33.71
7	01H45	1.682	60.83	1.482	57.06	0.063	30.04	0.315	34.88
8	02H00	1.617	59.60	1.415	55.80	0.010	29.02	0.360	35.74
9	02H15	1.682	60.83	1.482	57.06	0.063	30.04	0.315	34.88
10	02H30	1.573	58.78	1.498	57.36	0.037	29.54	0.316	34.90



EXPERIMENTACION N°15

THI 60°C (140°F) CR 0.75

TCI 28.89°C (84°F)

N°	Tiempo (Horas)	Temperaturas Cámara Evaporación				Temperaturas Cámara Condensación			
		Entrada		Salida		Entrada		Salida	
		mV	°C	mV	°C	mV	°C	mV	°C
1	00H15	16.24	59.74	1.374	55.02	0.106	30.87	0.309	34.76
2	00H30	1.675	60.70	1.356	54.69	0.117	31.08	0.321	35.00
3	00H45	1.546	58.27	1.391	55.35	0.085	30.47	0.265	33.92
4	01H00	1.583	58.96	1.450	56.46	0.073	30.23	0.283	34.27
5	01H15	1.617	59.60	1.413	55.76	0.054	29.87	0.247	33.58
6	01H30	1.690	60.98	1.406	55.63	0.115	31.04	0.296	34.52
7	01H45	1.525	57.87	1.342	54.42	0.098	30.72	0.282	34.25
8	02H00	1.702	61.20	1.405	55.61	0.122	31.18	0.314	34.86
9	02H15	1.621	59.68	1.479	57.00	0.076	30.29	0.328	35.13
10	02H30	1.608	59.43	1.387	55.27	0.109	30.92	0.281	34.23

EXPERIMENTACION N° 16

THI 60°C (140°F) CR 0.98

TCI 28.89°C (84°F)

N°	Tiempo (Horas)	Temperaturas Cámara Evaporación				Temperaturas Cámara Condensación			
		Entrada		Salida		Entrada		Salida	
		mV	°C	mV	°C	mV	°C	mV	°C
1	00H15	1.702	61.20	1.358	54.72	0.097	30.69	0.278	34.17
2	00H30	1.617	59.60	1.311	53.83	0.136	31.44	0.295	34.50
3	00H45	1.546	58.27	1.284	53.32	0.151	31.73	0.264	33.90
4	01H00	1.621	59.68	1.397	55.46	0.070	30.18	0.230	33.25
5	01H15	1.673	60.66	1.349	54.51	0.062	30.02	0.247	33.58
6	01H30	1.725	61.64	1.356	54.69	0.115	31.04	0.208	32.83
7	01H45	1.740	61.92	13.80	55.14	0.086	30.48	0.265	33.92
8	02H00	1.684	60.86	13.32	54.23	0.090	30.56	0.294	34.48
9	02H15	1.698	61.13	1.257	52.81	0.104	30.83	0.267	33.96
10	02H30	1.692	61.02	1.359	54.74	0.113	31.00	0.251	33.65



## CAPITULO V

### COMPARACION DE RESULTADOS

#### 5.1 CÁLCULO DEL INTERCAMBIADOR CON DUCTOS TÉRMICOS

Este cálculo se dirige principalmente a la determinación de tres parámetros: El primero se refiere al cálculo de la eficiencia y cuyos resultados serán la base para la comparación operativa con el intercambiador convencional de tubos concéntricos; el segundo hace referencia a las razones de transferencia de calor que se verifican en las cámaras de evaporación y condensación y el tercer parámetro medirá el comportamiento del equipo en cuanto al factor de pérdidas de calor que ocurran en el mismo.

Considerando que la capacidad calorífica del agua es menor a la capacidad calorífica del aceite, la ecuación para determinar la eficiencia es la Ec. 3.1; para encontrar las razones de transferencia de calor utilizamos las ecuaciones 1.2 y 1.3 y para evaluar el factor de pérdida de calor usamos la ecuación:

$$F = \left[ 1 - \frac{Q_C}{Q_H} \right] \times 100 \quad \text{Ec. 5.1}$$

Es de notar que los valores de temperatura que utilizamos en el cálculo son valores promedio de las temperaturas resultantes de la prueba. Estos valores se muestran en la Tabla V. Para efecto de una adecuada presentación de los resultados, ilustramos el cálculo para una condición solamente y suponemos el mismo procedimiento para las condiciones restantes, limitándonos únicamente a tabular los respectivos resultados:

#### Experimentación N° 1

$$TH1 = 119.74^{\circ}C \quad (247.54^{\circ}F)$$

$$TH0 = 109.10^{\circ}C \quad (228.38^{\circ}F)$$

$$TC1 = 28.89^{\circ}C \quad (84^{\circ}F)$$

$$TC0 = 65.16 \quad (149.28^{\circ}F)$$

$$CR = 0.25$$

$$EFI = \left[ \frac{TC0 - TC1}{TH1 - TC1} \right] \times 100$$

$$EFI = \left[ \frac{65.16 - 28.89}{119.74 - 28.89} \right] \times 100$$

$$EFI = 39.92 \%$$

$$\begin{aligned} QH &= CH (TH1 - TH0) \\ &= 1.2241 (247.54 - 228.38) \\ &= 23.44 \frac{BTU}{Min.} \times 17.57 \\ &= 411.84 \text{ Watios} \end{aligned}$$



$$\begin{aligned}
 QC &= CC (TCO - TC1) \\
 &= 0.3060 (149.28 - 84) \\
 &= 19.97 \frac{\text{BTU}}{\text{Min}} \times 17.57 \\
 QH &= 350.87 \text{ Watios}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 F &= \left[ 1 - \frac{QC}{QH} \right] \times 100 \\
 &= \left[ 1 - \frac{19.97}{23.44} \right] \times 100 \\
 F &= 14.80\%
 \end{aligned}$$

## 5.2 COMPARACIÓN DE LAS EFECTIVIDADES

La Fig. 5.1 nos muestra el gráfico que sirve de base para la comparación, tiene en la ordenada el valor de la eficiencia y en la abcisa la relación de capacidades caloríficas; las curvas de resultado se grafican para cada temperatura de entrada del aceite. Los valores de eficiencia obtenidos del cálculo teórico del intercambiador de calor de tubos concéntricos y los valores de la eficiencia calculados para el intercambiador con ductos térmicos son mostrados.

Adicionalmente la Fig. 5.2 nos enseña la cantidad de calor asimilada por la cámara de evaporación en función de la razón de las capacidades caloríficas y de las temperaturas de ingreso del aceite.

EXP Nº	THI °C	THO °C	TCI °C	TCO °C	EFI %	QC W	QH W	F %	CR
1	119.74	109.10	28.89	65.16	39.92	350.9	411.8	14.80	0.25
2	120.27	102.19	30.56	60.59	34.70	613.5	699.4	12.31	0.50
3	119.90	95.84	28.87	57.86	31.84	841.0	934.8	10.04	0.75
4	120.13	91.96	28.85	55.42	29.17	1006.6	1085.8	9.27	0.98
5	99.95	92.81	30.64	53.59	34.75	238.9	276.4	13.54	0.25
6	99.78	87.23	28.86	51.22	31.40	435.6	492.6	11.60	0.50
7	98.94	83.75	31.42	48.43	27.58	567.3	676.7	9.85	0.75
8	100.90	81.60	28.87	46.10	24.23	652.9	710.5	9.19	0.98
9	79.87	75.62	29.51	43.49	28.56	141.3	159.9	12.13	0.25
10	78.26	72.47	28.95	42.43	26.51	262.1	291.5	10.07	0.50
11	80.45	69.74	28.86	41.31	24.30	360.5	397.2	9.24	0.75
12	79.38	68.57	30.15	39.56	20.87	404.8	442.4	8.51	0.98
13	61.07	58.18	28.87	35.45	21.09	63.4	70.3	9.76	0.25
14	59.14	56.73	29.53	34.87	19.24	115.8	126.3	8.38	0.50
15	59.51	55.64	31.24	34.23	17.15	154.9	168.1	7.90	0.75
16	60.26	54.69	29.30	33.92	16.18	190.81	205.0	7.02	0.98

TABLA V

RESULTADOS FINALES



Finalmente , la Fig. 5.3 nos indica la respuesta del cuerpo del intercambiador de calor en término de las pérdidas de calor que en él se presenten.

INTERCAMBIADOR DE  
CALOR

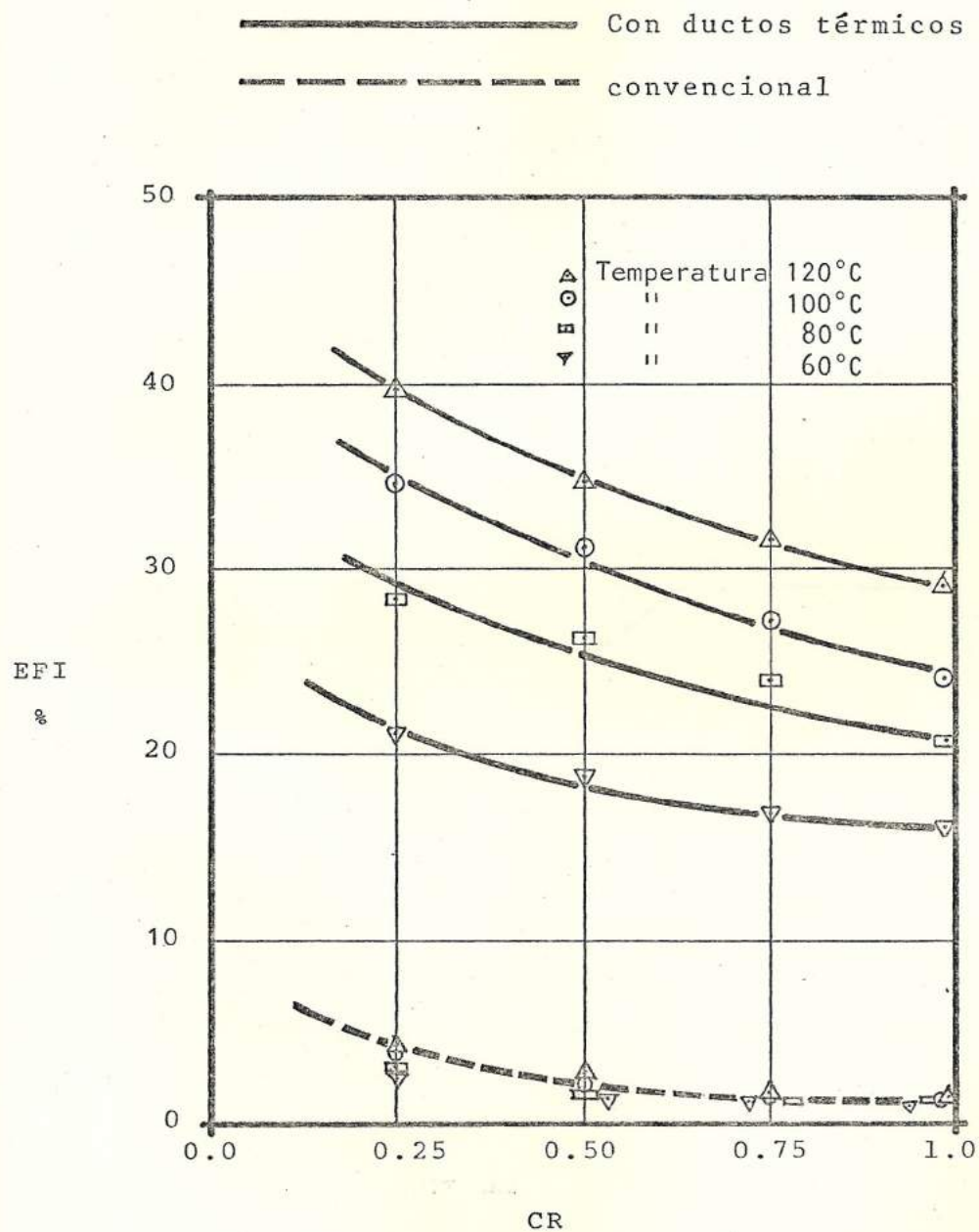


Fig. 5.1.- Eficiencia Vs. relación de capacidades caloríficas.



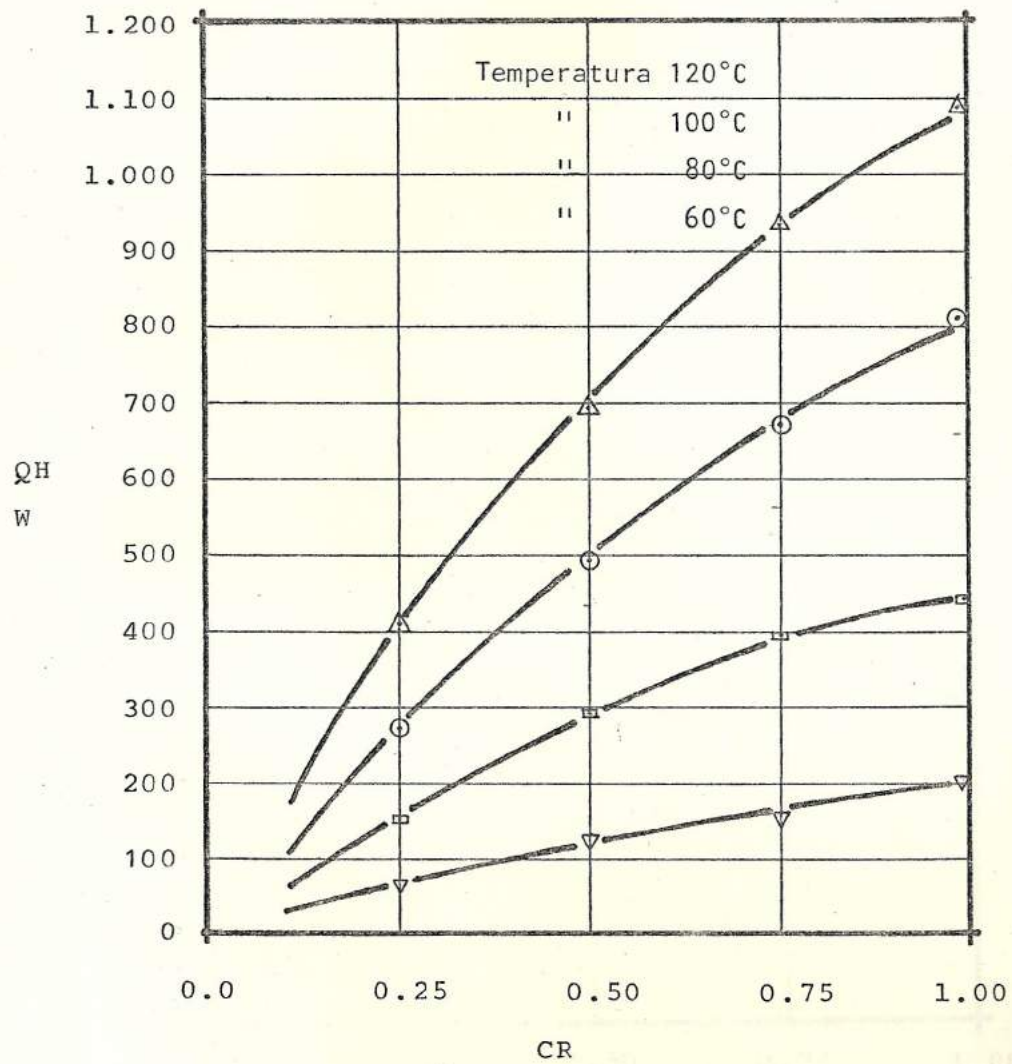


Fig. 5.2.- Calor ingresado a la Cámara de Evaporación Vs. Relación de capacidades caloríficas.

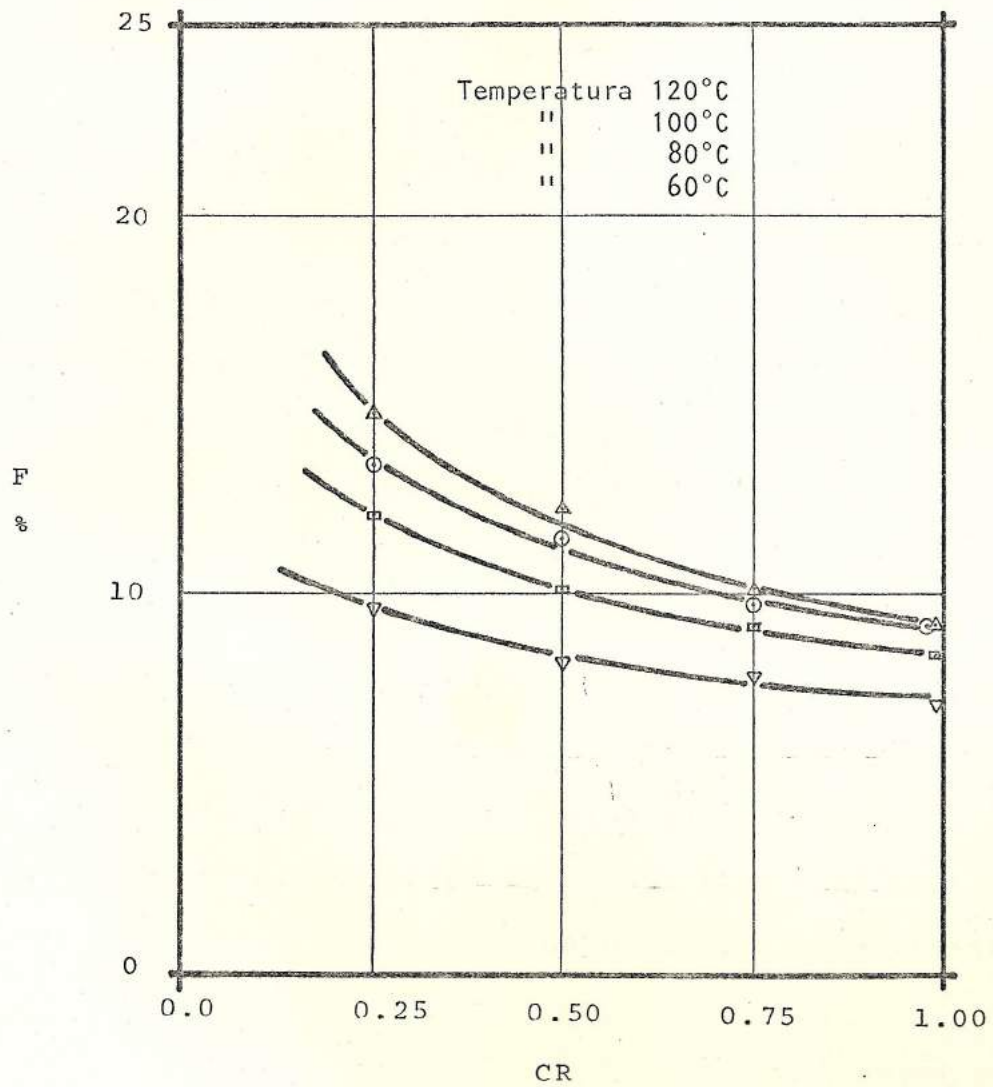


Fig. 5.3.- Factor de Pérdidas de calor Vs. Relación de capacidades caloríficas.



## CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

El análisis de los tres gráficos mostrados en el capítulo anterior nos permite efectuar las siguientes conclusiones:

- 1.- El Intercambiador de Calor con Ductos Térmicos es más eficiente que el intercambiador convencional de tubos concéntricos en una razón máxima aproximada de 9,75:1, lo cual nos indica que la rapidez en la transferencia de calor en el modelo experimental estuvo muy por encima de la que ocurrió en el modelo teórico. Gráfico 5.1.
- 2.- A medida que la capacidad calorífica variable del fluido frío (agua), se aproximaba al valor de la capacidad calorífica constante a que permanecía el fluido caliente (aceite), la eficiencia experimentaba un decrecimiento, comportamiento observado para todas las cuatro temperaturas de prueba con una característica uniforme.
- 3.- Valores mayores de eficiencia en los dos modelos se hizo evidente cuando las temperaturas de entrada del aceite eran mayores.
- 4.- Cuando la razón de las capacidades caloríficas se apro-

ximaba a cero, condición que se presentaba al disminuir el flujo másico del agua, las temperaturas de salida del agua aumentaba traduciéndose este efecto en un aumento de la eficiencia del intercambiador de calor, comportamiento explicable por el hecho que la permanencia del agua en la cámara de condensación, siendo mayor, permitía una mayor absorción de calor de las zonas de condensación de los ductos térmicos, si bien la velocidad del agua era menor.

5.- A medida que la diferencia entre las temperaturas de ingreso del aceite a la cámara de evaporación y del agua a la cámara de condensación aumenta, la eficiencia del intercambiador también se incrementa, lo cual nos indica que en el ducto térmico se verifica que cuando la diferencia de temperaturas entre las zonas de evaporación y condensación es mayor, más grande será el flujo calorífico transferido entre éstas, explicable por el hecho que un incremento en la temperatura de la fuente del ducto térmico, la razón de la evaporación aumenta, mientras que la condensación del fluido de trabajo toda lugar a la temperatura a la cual el fluido se evaporó, la condensación se torna más vigorosa y el flujo del calor axial aumenta.

6.- Las cantidades de calor absorbidas en la cámara de evaporación presentan dependencia de la capacidad ca-



calorífica del agua, la cual a su vez, si consideramos un valor de calor específico casi constante para el fluido frío, esa dependencia es ocasionada por el flujo másico por el flujo másico del agua, notándose en el Gráfico 5.2 que mientras mayor es este flujo, mayor es el calor que el ducto térmico absorbe al aceite, en otras palabras, al aumentar el flujo másico del agua lo que ocurre es que incrementamos la razón de condensación del fluido de trabajo internamente en el ducto, lo cual ocasiona dos efectos en la operación del ducto: aumenta el gradiente de presión entre las zonas de evaporación y condensación obligando a un mayor flujo de vapor que es el que transporta el calor, y por otro lado, la cantidad de líquido condensado garantiza el abastecimiento necesario de fluido de trabajo en el evaporador, de tal manera que la razón de evaporación sea lo mayor posible. Debe notarse que cuando el vapor se condensa más rápido, este vapor entregará más calor.

- 7.- Las pérdidas de calor que ocurren en el equipo son mayores bajo dos circunstancias: la primera cuando la temperatura en la cámara de evaporación es cada vez mayor y la segunda cuando la capacidad calorífica del agua disminuye. Estas pérdidas en el transporte de calor cuantificadas en el factor  $F$  deben ser ocasionadas básicamente por el flujo de calor ra-

dial que el intercambiador presente en las tres zonas: Evaporación, Adiabática y Condensación. Gráfico 5.3.

- 8.- La máxima cantidad de calor registrada en la cámara de evaporación está alrededor de los 1100 vatios, lo que representa que cada ducto térmico recibe aproximadamente 366 vatios, que comparado con la máxima capacidad de transporte térmico del ducto térmico usado, cuyo valor es 550 vatios operando en posición horizontal, nos indica que este trabajó hasta un 66% de su capacidad máxima registrada.
- 9.- Aunque el tiempo total por cada experimentación fue de aproximadamente 3 horas, de las cuales 0.5 horas se empleó en el arranque del equipo, los intervalos de tiempo usados para la toma de temperaturas resultantes (15 minutos), nos muestran una respuesta del intercambiador de calor, en condiciones de estado estable, efecto atribuible a la característica operativa del ducto térmico la cual manifiesta que el ciclo cerrado de transporte de calor en el mismo fue alcanzado.

El estudio de las conclusiones anteriormente escritas nos permite hacer las siguientes recomendaciones:

- 1.- El intercambiador de calor donde debido a limitacio-



nes de espacio, el área de transferencia de calor sea pequeña, en el orden de fracciones de pies cuadrados, un intercambiador de calor con ductos térmicos representa una solución óptima a aquella que brindaría un intercambiador convencional.

- 2.- Indudablemente que los coeficientes de transferencia de calor en el ducto térmico estando en posición horizontal son más bajos que aquellos encontrados en posición vertical, quizás porque en su posición horizontal aparece una caída de temperatura adicional por conducción a través de un exceso de capa líquida que descansa en la parte inferior del ducto. Llevar a cabo una experimentación con un intercambiador de calor con ductos térmicos en dos posiciones adicionales: una en la cual la cámara de evaporación se ubique verticalmente abajo y la otra verticalmente arriba, permitiría cuantificar el rendimiento del equipo para estas posiciones, complementando así un entendimiento cabal de la operación del ducto térmico.
- 3.- Utilizando los mismos fluidos, aceite y agua, arreglar un intercambiador, cuyas áreas de transferencia en sus respectivas cámaras sean distintas, de tal manera que se verifique en el ducto térmico, la operación del mismo como un transformador de flujo térmico.

- 4.- El mantener la temperatura de prueba dentro del circuito de aceite representó efectuar ajustes constantes y minuciosos al termostato ubicado en el reservorio de aceite. Hecho que significó un consumo de tiempo considerable dentro del total de la prueba, básicamente porque el termostato fue un control "on-off" con sus consecuentes limitaciones. Disponer de un control automático de temperatura, quizás uno cuyo control sea proporcional sería suficiente para efecto de una exactitud razonable en la temperatura de entrada del aceite a la vez que reduciría el tiempo empleado en supervisar el calentamiento del mismo, originando así una mayor agilidad dentro del proceso experimental.
- 6.- Si bien, la elección de una bomba de desplazamiento positivo en el circuito de aceite implica el uso de una válvula de alivio o seguridad para el caso de presentarse una sobrepresión en el sistema, su elección puede considerarse razonable dadas las condiciones de trabajo de manejo de aceite a temperatura máxima de aproximadamente  $120^{\circ}\text{C}$ , un caudal casi constante y un flujo másico bajo en el orden de  $2.35 \text{ lbm/min}$ , el cuerpo de la bomba representó dentro del circuito un elemento potencialmente disipador de calor, consecuentemente debe observarse especial cuidado en el aislamiento de la bomba, para reducir al mínimo las pérdidas de calor en esta parte.



7.- La versatilidad que presenta el modelo experimental en cuanto a su construcción e instalación nos sugiere el uso del mismo dentro de líneas que manejen fluidos que posean energía calorífica, la cual permita un específico "sangrado energético" con el fin de calentar a otro fluido.

APENDICES



APENDICE A

PROGRAMACION Y RESULTADOS DEL CALCULO  
DEL INTERCAMBIADOR DE TUBOS CONCENTRICOS



SIMULADOR DIGITAL DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR

```

SDI00030
SDI00040
SDI00050
*****
SDI00060
SDI00070
SDI00080
SDI00090
SDI00100
SDI00110
SDI00120
SDI00130
C
115 WRITE(6,115)
    FORMAT(28X,'ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL',/30X,'DEPART
    *AMENTO DE INGENIERIA MECANICA',/5X,'SIMULADOR DIGITAL DE UN INTERC
    *AMBIADOR DE CALOR - TESIS CRISTOBAL VILLACIS'/)
    ===== LECTURA DE DATOS =====
C
C
C SE LEEN THI,CR,VAG,FMC,FVC,CC
    WRITE(6,127)
    READ(1,1)(THI(I),CR(I),VFF(I),FMC(I),FVC(I),CC(I),I=1,4)
    WRITE(6,128)(THI(I),CR(I),VFF(I),FMC(I),FVC(I),CC(I),I=1,4)
128 FORMAT(10X,F6.2,5X,F6.3,5X,F6.3,5X,F6.3,5X,F6.3,5X,F6.4,/)
C SE LEEN TCI,A,RET,RIT,DHT,DHA
SDI00240
SDI00250
127 FORMAT(10X,'THI',10X,'CR',10X,'VFF',7X,'FMC',9X,'FVC',8X,'CC',/)
126 FORMAT(10X,'TCI',10X,'A',10X,'RET',7X,'RIT',9X,'DHT',8X,'DHA',/)
    WRITE(6,126)
    READ(1,2)TCI,A,RET,RIT,DHT,DHA
    WRITE(6,109)TCI,A,RET,RIT,DHT,DHA
109 FORMAT(10X,F6.2,5X,F6.3,5X,F6.3,5X,F6.3,5X,F6.3,5X,F6.4,/)
C SE LEEN LOS VALORES INICIALES DE TCO Y DE T3 ASUMIDOS
    READ(1,206)TCO,T3
206 FORMAT(2F5.2)
    FORMAT(6F10.5)
    FORMAT(6F10.5)
C
C * * * * * INDICE DE VARIABLES Y CONSTANTES * * * * *
C
C * CC=CAPACIDAD CALORIFICA DEL FLUIDO FRIO
C * THI=TEMPERATURA DE ENTRADA DEL FLUIDO CALIENTE (ACEITE)
C * TCI=TEMPERATURA DE ENTRADA DEL FLUIDO FRIO (AGUA)
C * CR =RELACION DE CAPACIDADES CALORIFICAS
C * VFF=VELOCIDAD DEL FLUIDO FRIO
C * VFC=VELOCIDAD DEL ACEITE
C * A =AREA TOTAL DE TRANSFERENCIA DE TRANSFERENCIA
C * RET=RADIO EXTERNO DEL TUBO
C * RIT=RADIO INTERNO DEL TUBO
C * TCO=TEMPERATURA DE SALIDA DEL FLUIDO FRIO ASUMIDA
C * DHT=DIAMETRO HIDRAULICO DEL TUBO
C * DHA=DIAMETRO HIDRAULICO DEL ANULO
C * RDL=RELACION ENTRE DIAMETRO Y LONGITUD DEL TUBO
C * VFC=VELOCIDAD DEL FLUIDO CALIENTE (ACEITE)
C * VCFC=VISCOSIDAD CINEMATICA DE FLUIDO CALIENTE
C * VDIS=VISCOSIDAD DINAMICA DEL FLUIDO FRIO-TEMPERATURA DE SUPERFICIES
C * VCFF=VISCOSIDAD CINEMATICA DEL FLUIDO FRIO
C * U=COEFICIENTE TOTAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR
C * PRFF=PRANDTL PARA FLUIDO FRIO
C * HC=COEFICIENTE CONVECTIVO PARED DEL TUBO-FLUIDO FRIO
C * T1=TEMPERATURA PROMEDIO MASA PRINCIPAL-FLUIDO FRIO
C * T3=TEMPERATURA DE SUPERFICIE EXTERIOR DEL TUBO

```

LITO - AUTOMATICA - Formacion continua - Tel. 303708 - Guayaquil, Ecuador

LITO - AUTOMATICA - Formacion continua - Tel. 303708 - Guayaquil, Ecuador





DIWENZION THI(+)\*CB(+)\*ALE(+)\*EWC(+)\*EAC(+)\*CC(+)  
IWBGICIL BEV#8(V-H'O-S)

ZE DIWENZIONANI GOS VKKEGOS V NZAK EM EG BKOCBAMV

\*\*\*\*\*

```

C      TEMPERATURA PROMEDIO MASA PRINCIPAL-FLUIDO CALIENTE SDI00640
C      TCOT=TEMPERATURA DE SALIDA DEL FLUIDO FRIO CALCULADA SDI00650
C      TNU=NUMERO DE UNIDADES DE TRANSFERENCIA SDI00660
C * * * * * TITULO DE RESULTADOS * * * * * SDI00670
C      WRITE(6,1254) SDI00680
1254  FORMAT(24X,'TABLA DE RESULTADOS',//1X, SDI00690
      *4X,'TCI',5X,'TCO',5X,'THI',5X,'THO',6X,'CR',9X,'U',8X,'EFICIENCIA' SDI00700
      *//) SDI00710
C      SE INICIALIZAN LAS CONSTANTES DEL PROBLEMA SDI00720
C SDI00730
C SDI00740
C SDI00750
C      C=0.243053 SDI00760
C      CKFC=0.0825 SDI00770
C      VFC=0.1718 SDI00780
C      DHA=2.5680 SDI00790
C      RDL=0.00041769 SDI00800
C      TCOC=TCO SDI00810
C      VDIS=1.49 SDI00820
C      CKFF=0.3635 SDI00830
C      SE INICIALIZA TCO SDI00840
C      SE INICIA EL CALCULO SDI00850
C * * * * * LAZOS PRINCIPALES * * * * * SDI00860
C      EL PRIMER LAZO (80) PARA CAMBIAR LOS VALORES DE THI SDI00870
C      DO 80 I=1,4 SDI00880
C      K=1 SDI00890
C      EL SEGUNDO LAZO (90) PARA VARIAR LOS CC, CR SDI00900
C      DO 90 K=1,4 SDI00910
C      TCO=TCOC SDI00920
C      EL TERCER LAZO (10) PARA CAMBIAR LOS VALORES DE TCO SDI00930
C      T33=T3 SDI00940
C      DO 10 J=1,200 SDI00950
C      TCO=TCO+0.05 SDI00960
C      ===== CALCULO DE THO ===== SDI00970
C      CALCULO DE LA TEMPERATURA DE SALIDA DEL FLUIDO CALIENTE (ACEITE) SDI00980
C      THO=THI(I)-CR(K)*(TCO-TCI) SDI00990
C      ===== CALCULO DE DML ===== SDI01000
C      CALCULO DE LA DIFERENCIA MEDIA LOGARITMICA SDI01010
C      DT1=ABS(THI(I)-TCO) SDI01020
C      DT2=ABS(THO-TCI) SDI01030
531  DML= (DT1-DT2)/(DLOG(DT1/DT2)) SDI01040
C      ===== CALCULO DE HC ===== SDI01050
C      CALCULO DEL COEFICIENTE CONVECTIVO PARED-FLUIDO FRIO SDI01060
C      ***** CALCULO DE RE, PRFF Y RNU ***** SDI01070
C SDI01080
C SDI01090
C SDI01100
C SDI01110
C SDI01120
C SDI01130
C SDI01140
C SDI01150
C SDI01160
C SDI01170
C SDI01180
C SDI01190
C SDI01200
```





\*\*X\*\* \*1CI\* \*2X\* \*1CO\* \*2X\* \*1HI\* \*2X\* \*1HO\* \*2X\* \*CB\* \*2X\* \*N\* \*8X\* \*E.EICIENCIIV.  
 LOKWV1(S\*X\* \*1VRGV DE KE20G1VDO2\* \*\\TX\*  
 MB11EY(TS2\*)  
 \* \* \* \* \* I111GO DE KE20G1VDO2 \* \* \* \* \*  
 \* \* \* \* \* IHO=HOHERO DE ONTOYDEZ DE IRYVZSEKENCIV \* \* \* \* \*  
 \* \* \* \* \* ICOI=IYVZSEKENCIV DE SYG1OV DEL IY10100 IYK10 SYGCOFYVY

SDI00100  
 SDI00090  
 SDI00080  
 SDI00070  
 SDI00060  
 SDI00050  
 SDI00040  
 SDI00030  
 SDI00020  
 SDI00010

```

C PRFF=10.25-0.055*(T1) SDI01240
C VDI=VISCOSIDAD DINAMICA DEL VALOR DE T3 ASUMIDO ***** SDI01250
VDI=3.52 - 0.018*(T1) SDI01260
C RE=CONSTANTE DE REYNOLDS PARA FLUIDO FRIO (ADIMENSIONAL) SDI01270
RE=VFF(K)*DHT/VCFF SDI01280
RE=25*RE SDI01290
C RNU=NUSSELT (ADIMENSIONAL) SDI01300
RNU=1.86*((RE*PRFF*RDL)**(1.0/3.0))*(VDI/VDIS)**0.14 SDI01310
C CALCULO FINAL DE HC SDI01320
HC=CKFF*RNU/DHT/720.0 SDI01330
C SDI01340
C ===== CALCULO DE HH ===== SDI01350
C CALCULO DEL COEFICIENTE CONVECTIVO DE LA PARED-FLUIDO CALIENTE SDI01360
SDI01370
SDI01380
SDI01390
C SE INICIA UN LAZO PARA HALLAR LA TEMPERATURA T3 ASUMIDA SDI01400
SDI01410
C ***** CALCULO DE VCFC, PRFC, RE,RNU ***** SDI01420
SDI01430
C ===== SDI01440
SDI01450
C DO 1000 INT3=1,10 SDI01460
IF(T3.GT.104)GOTO 100 SDI01470
VCFC=83.1420-0.70944*T3 SDI01480
GO TO 101 SDI01490
100 IF(T3.GT.140)GOTO 105 SDI01500
VCFC=27.011-0.16976*T3 SDI01510
GO TO 102 SDI01520
105 IF(T3.GT.176)GOTO 107 SDI01530
VCFC=10.25-0.05*T3 SDI01540
GO TO 106 SDI01550
107 VCFC=3.827-0.0135*T3 SDI01560
GOTO 108 SDI01570
101 IF(T3.GT.104)GOTO 102 SDI01580
PRFC=24623.33-209.167*T3 SDI01590
GO TO 103 SDI01600
102 PRFC=8127.77-50.55*T3 SDI01610
GO TO 103 SDI01620
22 106 PRFC=3227.77-15.55*T3 SDI01630
GOTO 103 SDI01640
108 PRFC=1260.0-4.37*T3 SDI01650
C CALCULO DE REYNOLDS PARA FLUIDO CALIENTE (ADIMENSIONAL) SDI01660
103 RE=VFC*DHA/VCFC SDI01670
RE=25*RE SDI01680
C RNU=NUSSELT SDI01690
RE=ABS(RE) SDI01700
PRFC=ABS(PRFC) SDI01710
RNU=0.023*(RE**(0.8))*(PRFC**(0.3)) SDI01720
C CALCULO FINAL DE HH SDI01730
HH=CKFC*RNU/DHA/720.0 SDI01740
C SDI01750
C ===== CALCULO DE U ===== SDI01760
SDI01770
SDI01780
SDI01790
C DRR= RET/RIT SDI01800
  
```

LITO - AUTOMATICA - Perifericos e informaticos - Tel. 38019 - Guayaquil, Ecuador  
 LITO - AUTOMATICA - Perifericos e informaticos - Tel. 38019 - Guayaquil, Ecuador





```

C      BIN=I*P*((RE*58EE*80G)**(I*0\3*0))*(ADT\ADT2)**0*14
      KE=S2*BE
      KE=LEE(K)*DH1\ACEE
C      KE=CON2IVILE DE KEANOFGD2 BAKV EGNIDO ERIO (ADIWEN2IONVGT)
      ADT=I*PS - 0*OTR*(IT)
C      ADI=AI*CO2I9V2 OIMYHICV

```

```

C      ***** COMPROBACION DEL VALOR DE T3 ASUMIDO *****

```

```

C      T4=(THI(I)+THO)/2
C      TABS=ABS(HH*(T4-T3)-U*(T4-T1))
C      IF(TABS.LT.(0.000005))GOTO 600
C      T3C=(HH*T4-U*T4+U*T1)/HH
C      TAB1=ABS(T3C-T3)
C      IF(TAB1.LE.(3.0))GOTO 600
C      T3=T3+1.0
C      T3=(T3+T3C)/2+1.0

```

```

C 1000 CONTINUE

```

```

C 600 TCOT=TCI+(U*A/CC(K))*DML

```

```

C      COMPARACION DE TCO CON TCOT

```

```

C      IF(ABS(TCO-TCOT).LE.(0.5))GOTO 700
C      T3=T33

```

```

C      =====
C 10 CONTINUE

```

```

C 700 TNU=A*U/CC(K)

```

```

C      ===== CALCULO DE EFI =====
C      CALCULO DE LA EFICIENCIA

```

```

C 698 FORMAT(1X,2F10.5)
C 533 EFI=100*(1-DEXP(-TNU*(1-CR(K))))/(1-CR(K)*DEXP(-TNU*(1-CR(K))))
C 1256 WRITE(6,1256)TCI,TCO,THI(I),THO,CR(K),U,EFI
C      FORMAT(3X,F6.2,2X,F6.2,2X,F6.2,2X,F6.2,2X,F6.2,2X,F10.9,2X,F10.4,

```

```

C      *)
C      =====

```

```

C 90 CONTINUE

```

```

C      =====
C 80 CONTINUE

```

```

C      STOP
C      END

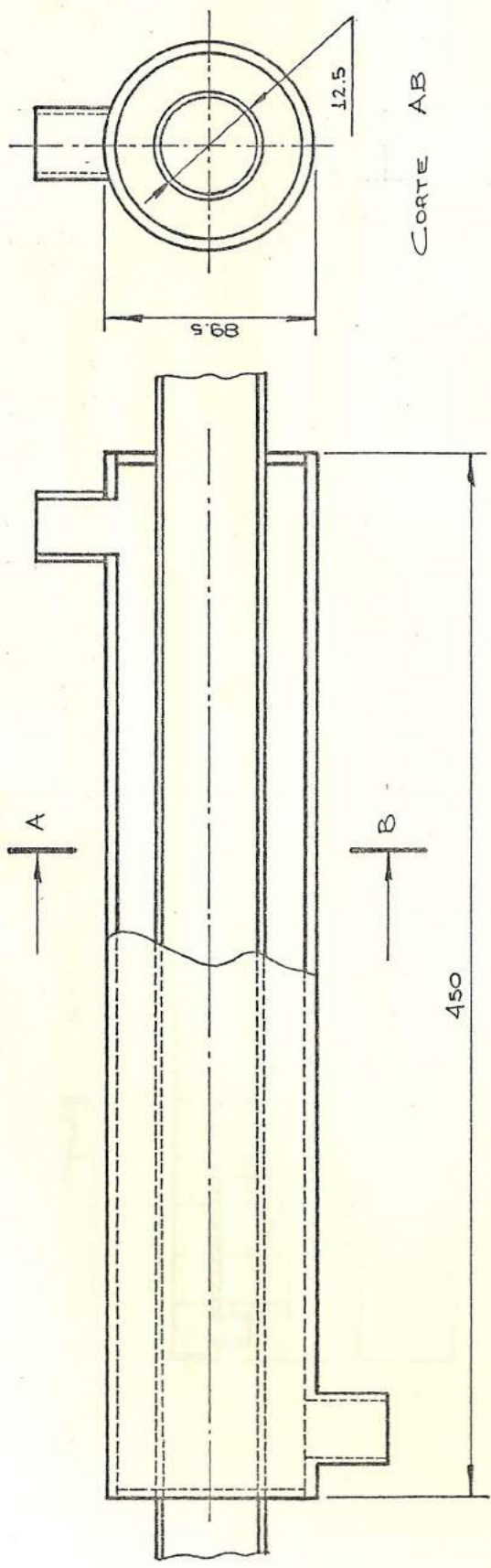
```

LITO - AUTOMATICA - Formulario continuo - Tel. 30320 - Quito, Ecuador  
 LITO - AUTOMATICA - Formulario continuo - Tel. 30320 - Guayaquil, Ecuador

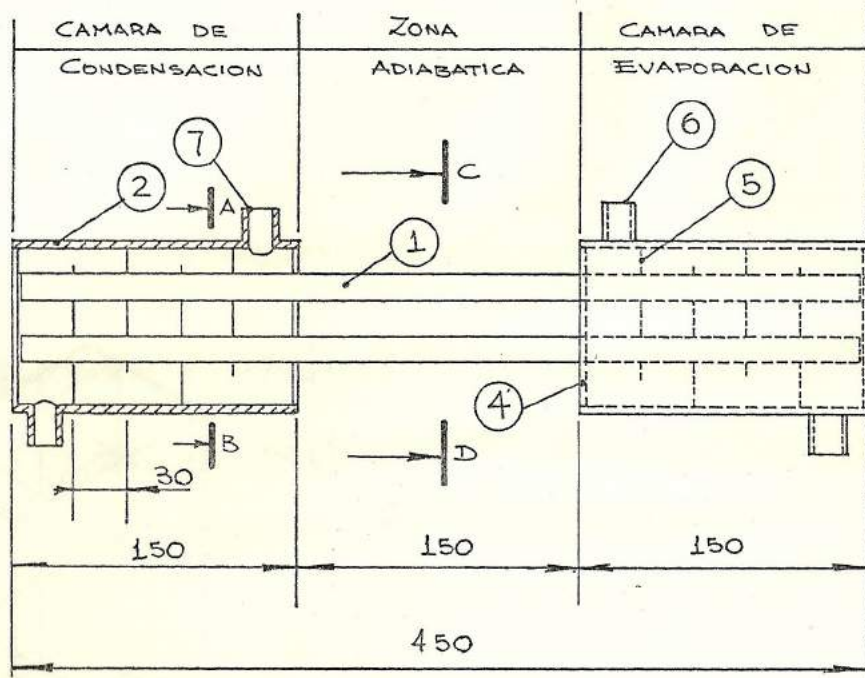






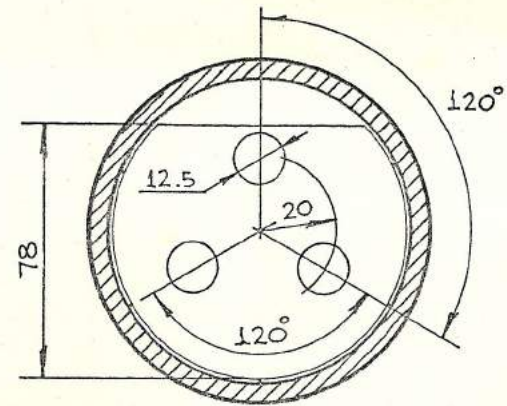
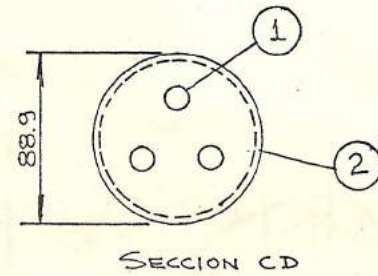


DIBUJO N° 1 INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBOS  
CONCENTRICOS



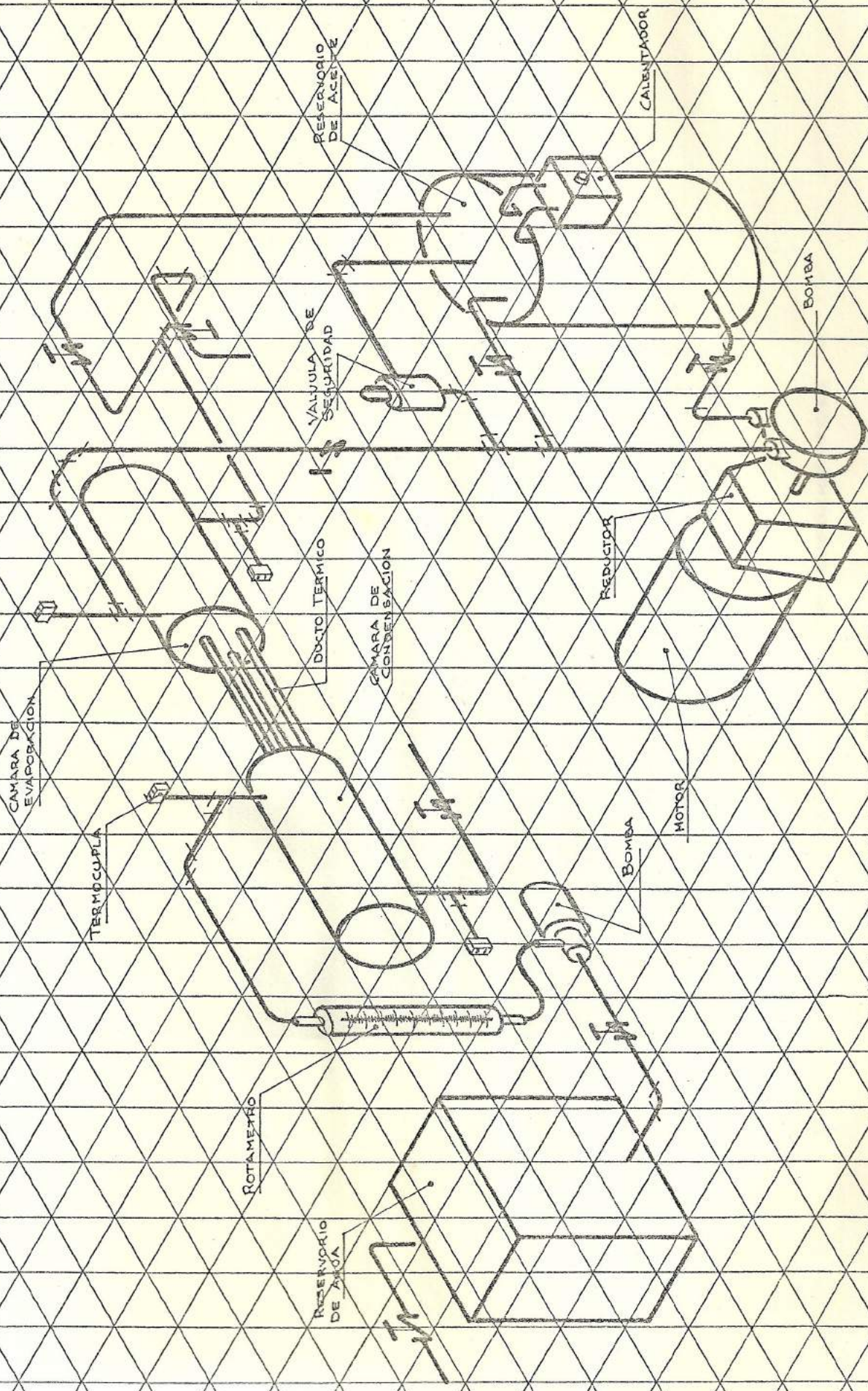
ESCALA 1:4

DIBUJO Nº 2. INTERCAMBIADOR DE CALOR CON DUCTOS TERMICOS



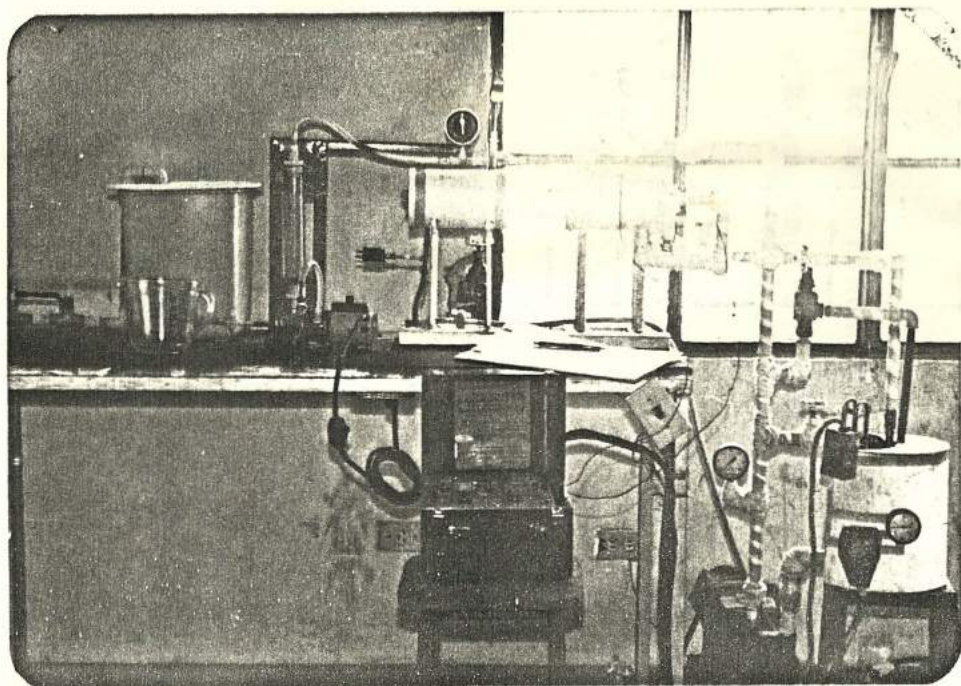
SECCION AB  
ESCALA 1:2





DIBUJO N.º 3. ISOMETRICO DEL EQUIPO DE EXPERIMENTACION





DIBUJO N° 4 FOTOGRAFIA DEL EQUIPO DE EXPERIMENTACION



## B I B L I O G R A F I A

- 1.- AFGAN N. Schlünder, Heat Exchanger, Scrypta Book Company, USA, 1974, 56 p.
- 2.- BENEDICT Robert, Fundamentals of Temperature, Pressure and Flow Measurements. John Wiley & Sons, USA, 106 p.
- 3.- CHAPMAN Alan, Heat Transfer, MacMillan Publishing Co, New York, 1974.
- 4.- DUNN Reay, Heat Pipes, Pergamon Press, U.K., 1978
- 5.- FELDMAN K., The Heat Pipe, 1967
- 6.- FELDMAN K., Applications of Heat Pipes, Mechanical Engineering Report, USA, 1975.
- 7.- FELDMAN K., Analisis and Design of Heat Pipes, Lecture Notes UCLA, USA, 1970.
- 8.- HOLMAN J.P., Experimental Methods for Engineers, Mc Graw Hill, USA, 1978, 8 p.
- 9.- KERN Donald, Procesos de Transferencia de Calor, CECOSA, México, 1974.

- 10.- KIRK F. Rimboi N., Instrumentation, American Technical Publishers, Inc., USA, 1975.
- 11.- KREITH F., Principios de Transferencia de Calor, Publicación Gerrero Hermanos S.A., 1970.
- 12.- MATA IX C., Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas, Harper and Row Publishers Inc., Madrid 1970, 503 p.
- 13.- SOLBERG, Cromer, Spalding, Thermal Engineering, John Wiley & Sons, USA, 1960.
- 14.- VERGARA W., Análisis Experimental del Comportamiento de los Ductos Térmicos, ESPOL, 1979.
- 15.- YALE G., The Heat Pipe, Mechanical Engineering Report.