

T
621.4022
H963
401-00024

ESCUELA SUPERIOR
POLITECNICA DEL LITORAL

DEPARTAMENTO DE INGENIERIA MECANICA

"ANALISIS DE LA TRANSFERENCIA
DE CALOR EN UN DISIPADOR
DE CALOR CON FLUJO
DE AIRE"

TESIS DE GRADO

Previa a la obtención del título de:

I N G E N I E R O M E C A N I C O

presentada por:

JORGE LUIS HUREL EZETA

GUAYAQUIL - ECUADOR

1.983

A G R A D E C I M I E N T O

A la ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL

A los Profesores del DEPARTAMENTO DE INGENIERIA MECANICA

Al Ing. RODOLFO PAZ, Director de Tesis,
por su ayuda en la realización del presente trabajo

Al Ing. FRANCISCO ANDRADE y a todos
los que de una u otra manera han
contribuido en la elaboración de
esta Tesis.

DEDICATORIA

A MIS PADRES:

Quienes se han sacrificado y han sabido enseñarme el valor del estudio, la constancia y la abnegación al trabajo.

Ellos son:

CARLOS Y MERCEDES

Rodolfo Paz

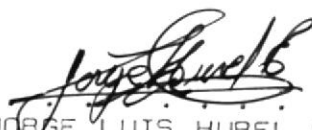
Ing. Rodolfo Paz Mora

DIRECTOR DE TESIS

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]



JORGE LUIS HUREL EZETA

R E S U M E N

En el presente trabajo se efectua un análisis experimental de la transferencia de calor en disipadores de calor. Las pruebas se efectuaron en flujos de aire, con superficies planas provistas de aletas rectas de sección transversal constante.

La investigación es completamente aplicable en el removi-miento de calor desarrollado internamente por semiconductores, siendo este método de enfriamiento uno de los más económicos y satisfactorios aplicable en dispositivos de media y baja potencia.

Todas las pruebas se llevaron a cabo en un ducto de aire construído de acuerdo a normas estándar y con instrumentos de precisión debidamente calibrados al cual se le acoplo una sección para la realización de las pruebas en cada modelo de disipador.

Durante el desarrollo experimental el espesor de las aletas se mantiene constante en los modelos de pruebas, los cuales

VII

tienen cada uno un espaciamento entre aletas de 8, 12 y 16 mm respectivamente. El flujo de aire en el área de pruebas se varía entre las velocidades de 3,080 a 8,871 m/seg, las aletas tienen una altura inicial de 60 mm la cual es disminuida en 10 mm para cada serie de pruebas.

Se realiza un análisis de la influencia de la variación de la velocidad de flujo, espaciamento y longitud de las aletas en la transferencia de calor del disipador. Obteniendo se los siguientes resultados:

- El incremento de la velocidad de flujo mejora la transferencia de calor del disipador siendo un limitante para su aumento el factor costo y su relación con el aumento de la trasmisión de calor.
- Los disipadores con diferente espaciamento entre aletas tienen un valor de altura de la aleta para el cual la eficiencia es máxima. Los modelos con aletas cortas son más eficientes desde el punto de vista de la transferencia de calor.
- Los disipadores con mayor número de aletas para una misma área base presentan mayores eficiencias y valores me-

VIII

nores de los coeficientes convectivos.

Los resultados experimentales se encuentran dados en forma de tablas y figuras en el apéndice.

INDICE GENERAL

	<u>Pág.</u>
RESUMEN.	VI
INDICE GENERAL	IX
INDICE DE FIGURAS.	XII
INDICE DE TABLAS	XV
INDICE DE ABREVIATURAS	XVI
INTRODUCCION	19
CAPITULO I	
EQUIPO EXPERIMENTAL	
1.1 MODELOS DE PRUEBA.	22
1.2 TUNEL DE VIENTO.	28
1.3 SISTEMA DE CALENTAMIENTO.	33
1.4 INSTRUMENTACION.	35
1.4.1 Pitómetro.	35
1.4.2 Medidor de Diferencias de Temperaturas . . .	39
1.4.3 Transformador Variable	40
1.4.4 Vatímetro.	41
1.4.5 Potenciometro Registrador.	42
1.5 SECCION DE PRUEBAS	45

1.5.1 Recomendaciones para el Test de Pruebas . .	46
CAPITULO II	
DISIPADORES DE CALOR	
2.1 DISIPADORES DE CALOR Y LA TRANSFERENCIA DE CALOR.	49
2.2.1 Areas de Aplicación de los disipadores de calor.	51
2.2 FORMAS DE LOS DISIPADORES DE CALOR	54
2.2.1 Materiales de Construcción de los Disi- padores de Calor.	57
2.3 METODOS DE FABRICACION.	59
2.3.1 Disipadores de Calor Extruidos.	60
2.3.2 Disipadores de Calor Estampados	67
2.3.3 Disipadores de Calor Fundidos	71
2.3.4 Disipadores de Calor Maquinados	74
2.4 DISIPADORES DE CALOR PARA ENFRIAMIENTO DE EQUIPO ELECTRONICO	76
CAPITULO III	
ANALISIS TEORICO Y EXPERIMENTAL	
3.1 LA ALETA RECTA DE SECCION TRANSVERSAL CONSTANTE .	78
3.2 EFECTIVIDAD DE LA ALETA	84
3.3 SUPERFICIES ALETEADAS	86
3.4 EXPERIMENTACION.	89

3.4.1 Transferencia de calor en Disipadores de calor variando la Velocidad de Flu- jo Espaciamento y Longitud de las Ale tas.	95
CAPITULO IV	
ANALISIS DE RESULTADOS	
4.1 ANALISIS TEORICO Vs. RESULTADOS EXPERIMENTALES . .	101
4.2 INFLUENCIA DE LA VARIACION DE LA VELOCIDAD DE FLUJO, ESPACIAMIENTO Y LONGITUD DE LAS ALETAS EN LA TRANSFERENCIA DE CALOR	103
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	108
APENDICE	111
A. TABLAS.	114
B. GRAFICOS.	134
C. CALCULOS EFECTUADOS	177
D. BIBLIOGRAFIA.	189

INDICE DE FIGURAS

<u>No.</u>	<u>Pág.</u>
1.1 Modelo de Prueba # 1 (e= 8mm).	25
1.2 Modelo de Prueba # 2 (e= 12mm)	26
1.3 Modelo de Prueba # 3 (e= 16mm)	27
1.4 Túnel de Viento.	29
1.5 Ventilador	30
1.6 Características Técnicas del Ventilador.	31
1.7 Sistema de Calentamiento	33
1.8 Placa de Calentamiento	36
1.9 Base de Cerámica	36
1.10 Pitómetro.	37
1.11 Conección del Pitómetro y Manómetro.	38
1.12 Esquema Electrico del Medidor de Temperaturas. . .	40
1.13 Diagrama de Conecciones del Vatímetro.	41
1.14 Potenciometro Registrador.	43
1.15 Esquema Electrico del Potenciometro Registrador. .	44
1.16 Sección de Pruebas	45
1.17 Sistema Auto-compensado para cargas Simuladas. . .	47
1.18 Sistema no Compensado para Cargas Simuladas. . . .	48

XIII

<u>No.</u>	<u>Pág.</u>
2.1 Forma de un Disipador de Calor.	56
2.2 Relación entre el Alto de las Aletas y el Espacio entre Ellas.	61
2.3 Disipadores de Calor Extruidos	63
2.4 Disipadores de Calor Extruidos Pequeños.	64
2.5 Disipador de Calor Extruido Típico	65
2.6 Disipador de Calor Extruido donde las ale- tas han sido maquinadas para Montaje	66
2.7 Disipadores de Calor Estampados.	68
2.8 Disipador de Calor Estampado en Ductos don de el Aire es Forzado a cruzar a alta velocidad. .	69
2.9 Disipadores de Calor Fundidos.	73
2.10 Disipador de Calor por Extrusión de Impacto. . . .	74
2.11 Disipadores de Calor Maquinados.	75
3.1 La Aleta Recta de sección Transversal constante. .	78
3.2 Superficies Aleteadas.	87
3.3 Esquema de la Instalación Experimental	90
3.4 Modelo de Prueba No. 1 con las Termocuplas instaladas	92
3.5 Modelo de Prueba No. 2 con las Termocuplas instaladas	93

<u>No.</u>	<u>Pág.</u>
3.6 Modelo de Prueba No. 3 con las Termocuplas instaladas	94
3.7 Instalación Experimental Completa.	96

INDICE DE TABLAS

<u>No.</u>		<u>Pág.</u>
1	Conductancias Filmica Real e Ideal de los Modelos y Eficiencias de las Aletas para distintos Flujos de Aire.	114
1.1	Rango de Valores del Manómetro.	32
2	Eficiencia de las superficies planas Ale- teadas, comparación con la Superficie sin Aletas.	121
3	Relación entre el Calor Disipado y el Pe- so de la Aleta.	127
4	Conversión de Milivoltios a Grados Centígrados. .	132
5	Tabla de valores de la velocidad del aire en la sección de Pruebas para distintos - porcentajes de abertura de la compuerta	133

INDICE DE ABREVIATURAS

A_1	Area Transversal del Ducto, mm^2
A_2	Area Transversal de la sección de pruebas, mm^2
A_a	Area de transferencia de calor de las aletas, cm^2
A_b	Area de Transferencia de calor de la base del disipador, cm^2
A_e	Area de transferencia de calor de los extremos libres de las aletas, cm^2
A_F	Area Total de transferencia de calor sin considerar el área de las base del disipador, cm^2
A_L	Area de transferencia de calor de los bordes laterales de las aletas, cm^2
A_p	Area de transferencia de calor de la placa base, cm^2
A_T	Area total de transferencia de calor del disipador, cm^2
H	Caída de Presión expresado en cm de H_2O
$\overline{h_f}$	Unidad de conductancia termica promedio de la superficie aleteada, $\text{Watt/m}^\circ\text{C}$
h	Altura de la columna de Mercurio, cm de H_2O

XVII

h_o	Unidad de conductancia termica de la superficie ale- teada a la temperatura T_o , Watt/m $^{\circ}\text{C}$
K	Eficiencia de la Aleta, %
K_{Fe}	Conductividad Termica del Hierro, Watt/m $^{\circ}\text{K}$
L	Altura de la Aletas, cm
L_p	Espesor de la Placa Base, cm
N	Eficiencia Total de la superficie aleteada, %
N_L	Eficiencia de la Superficie sin aletas, %
Q_a	Razón de Transferencia de calor de la aleta, Watts
Q_b	Razón de Transferencia de calor en la base del disi- pador, Watts
Q_e	Razón de Transferencia de calor en los extremos li- bres, Watts
Q_L	Razón de transferencia de calor en los bordes Latera <u>l</u> es, Watts
Q_{neto}	Flujo Neto de Calor hacia el disipador, Watts
$\frac{Q_a}{W}$	Calor disipado por la Aleta por unidad de Peso, $\frac{\text{Watt}}{\text{kg}}$
S	Espaciamiento entre aletas, mm
$\overline{\Delta T}$	Diferencia de Temperatura promedio entre la superfi- cie de la aleta y el fluido, $^{\circ}\text{C}$

XVIII

ΔT_i	Diferencia de Temperatura entre el extremo libre de la aleta y el fluido, $^{\circ}\text{C}$
ΔT_o	Diferencia de temperatura entre la base del disipador y el fluido enfriante, $^{\circ}\text{C}$
ΔT_{oL}	Diferencia de Temperatura entre la superficie lisa - y el fluido, $^{\circ}\text{C}$
V	Velocidad promedio del flujo de aire, m/seg
V_1	Velocidad promedio a la entrada del ducto de aire, m/seg
V_2	Velocidad promedio en la sección de pruebas, m/seg
W	Espesor de las aletas, mm

LETRAS GRIEGAS

δ	Semiespesor de las aletas, mm
γ_{H_2O}	Peso especifico del agua, kg_f/m^3
γ_{Al}	Peso especifico del aluminio, kg_f/m^3
ρ	Densidad, kg/m^3
ϵ	Error porcentual promedio, %

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

La razón de transferencia de calor de una pared plana está determinada principalmente por la mayor resistencia, si este es por convección, el flujo de calor a través de la pared puede ser incrementado colocando aletas en la superficie donde la mayor resistencia ocurre.

Tales superficies aleteadas son ampliamente usadas, por ejemplo, en economizadores en plantas de poder a vapor con vectores para vapor y sistemas de calentamiento de agua, transformadores eléctricos, para los cilindros de motores de aviación, etc.

En la típica situación es deseado, ya sea, controlar la potencia fija y reducir la elevación de temperatura en un dispositivo electrónico. O mantener fija la elevación de temperatura mientras se incrementa la potencia que puede ser disipada. Una de las soluciones más prácticas es la de montar el dispositivo en una placa de metal. Esto, podría ser adecuado en unos pocos casos. Para algunas aplicaciones donde los requerimientos térmicos son totalmente críticos,

una más exacta aproximación de ingeniería es necesaria para conseguir los resultados deseados en el espacio disponible.

Los parámetros que deberían ser considerados en tales casos no son sólo el tipo de metal a ser usados, sino área superficial total, forma de aleta y espaciamiento, longitud de conducción, superficie de montaje, trayectoria de flujo, condiciones de operación y lo más importante accesibilidad de los componentes.

El problema fundamental de transferencia de calor en electrónica es el removimiento de calor desarrollado internamente. Uno de los métodos más sencillos y satisfactorios es el uso de un dissipador de calor metálico el cual incrementa la disipación de calor.

Un dissipador de calor es una estructura que facilita el desalojo de calor de un cuerpo caliente en contacto con él, es esencialmente un circuito térmico pequeño entre un cuerpo caliente y cualquier fluido de enfriamiento fácilmente disponible.

Los dissipadores de calor objeto de estudio en esta tesis serán superficies planas, provistas de aletas rectas de sec-

ción transversal constante.

Un disipador de calor metálico puede transferir calor a el medio ambiente mejor que cualquier otro cuerpo caliente pue de transferir a la misma temperatura.

Los disipadores de calor discutidos funcionan como una superficie extendida. Ellos son una extensión de la superficie original de el paquete generador de calor y llevan el calor al medio ambiente de la superficie.

CAPÍTULO I

EQUIPO EXPERIMENTAL

1.1 MODELOS DE PRUEBA

Los disipadores de calor sujetos de estudio en esta tesis serán superficies planas provistas de aletas rectas de sección transversal constante. El material seleccionado para hacer los modelos de prueba será el aluminio a causa de su peso mínimo, buena conductividad y debido a que es muy maquinable, teniendo como características principales las siguientes:

Densidad.- A 293°K , su densidad es de $2.701,1 \text{ kg/m}^3$, siendo este valor uno de los más bajos de los metales conocidos, implicando el peso mínimo en la elaboración de los modelos de prueba y por ende economía en su construcción.

Difusividad térmica.- A 293°K , la difusividad térmica es de $0,15 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{seg.}$, siendo este valor bastante

apreciable comparado con la mayoría de los metales.

Conductividad Térmica.- De 293°K , la conductividad térmica se mantiene constante, en un valor de $229 \text{ Watt/m}^{\circ}\text{K}$, siendo esta invariabilidad de la conductividad, la que hace posible un mejor desarrollo de los experimentos en transferencia de calor.

Emisividad.- El aluminio tiene una emisividad muy baja.

El espesor de las aletas de los modelos de prueba es mantenido constante, teniendo en cuenta que este parámetro no produce variaciones significativas en la transferencia de calor. Cada modelo de prueba es construido con un espaciamento entre aletas distinto, manteniéndose constantes las dimensiones de la placa base, los espaciamentos entre aletas a sus propiedades son de 8, 12 y 16 mm.

Existen 3 métodos para la construcción de los modelos de prueba los cuales son:

- 1.- Fabricación del modelo por medio de fundición, se hacen modelos de madera para ser fundido, a su vez se

túa el molde en la arena y finalmente se da un maquinado para dejar a dimensiones la superficie.

- 2.- Fabricación del modelo a partir de un tocho de aluminio hecho en fundición para posteriormente hacer las aletas mediante una prensa.
- 3.- Fabricación del modelo a partir de láminas de aluminio extruidas de distintos espesores, haciéndose canales en la placa base (lámina más gruesa) para introducir las aletas (lámina de 2 mm de espesor) a presión en estos canales.

El proceso de fabricación seleccionado para hacer los modelos de prueba fué el tercero de alta velocidad de construcción y menor costo, ya que existía el existir un menor desperdicio de material que en los otros procesos de fabricación mencionados.

En las Figuras 4.1, 4.2 y 4.3 se muestran las dimensiones de los modelos de prueba, donde se puede observar el alto de las aletas correspondiente a 10, 15 y 20 mm para los tres modelos. Posteriormente se varió el ángulo dentro del rango de valpas de 45° a 90° en 45° .

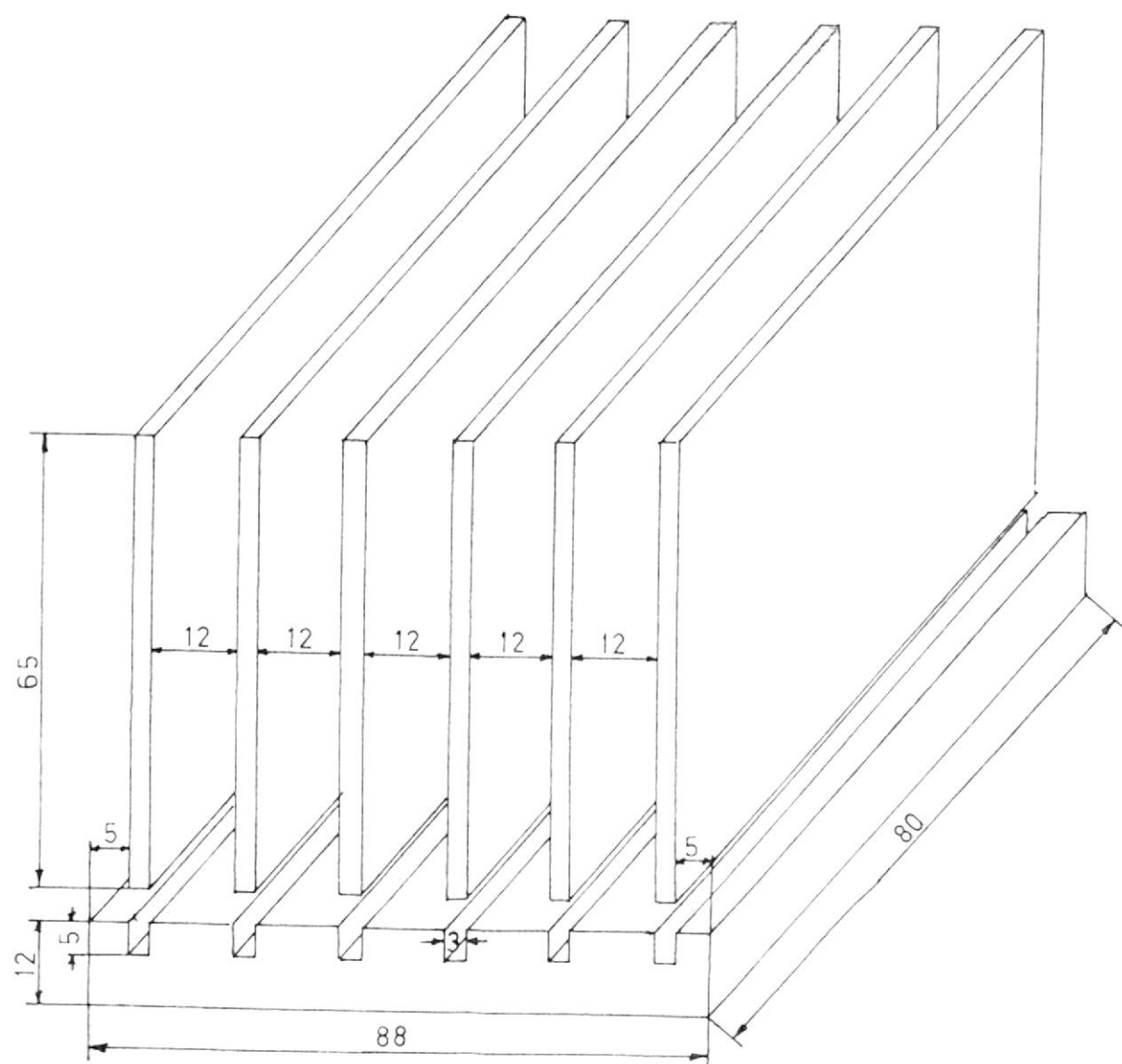
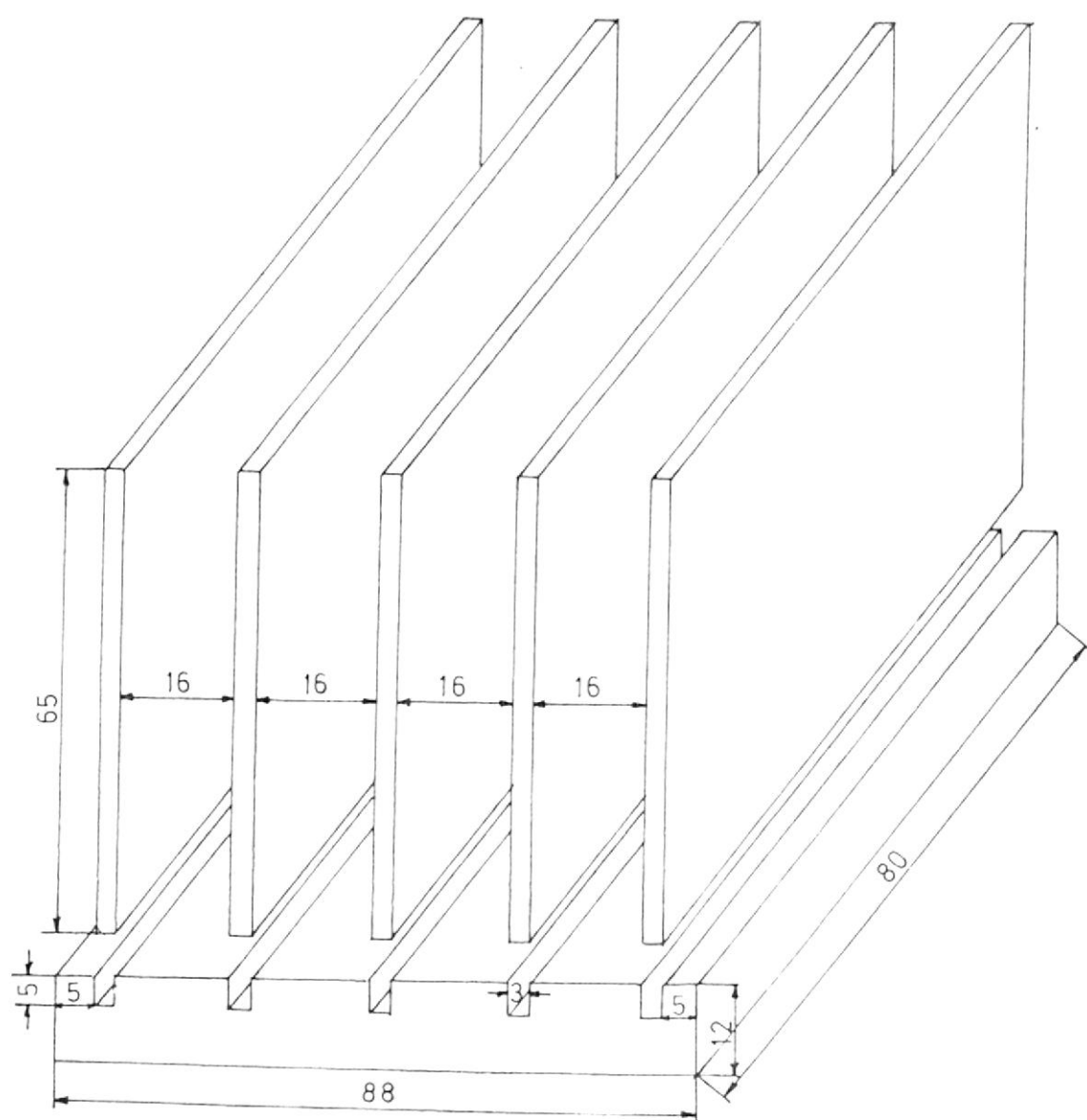


Fig. 4.1.1. - Mold for the production of the blocks (Fig. 4.1.1)



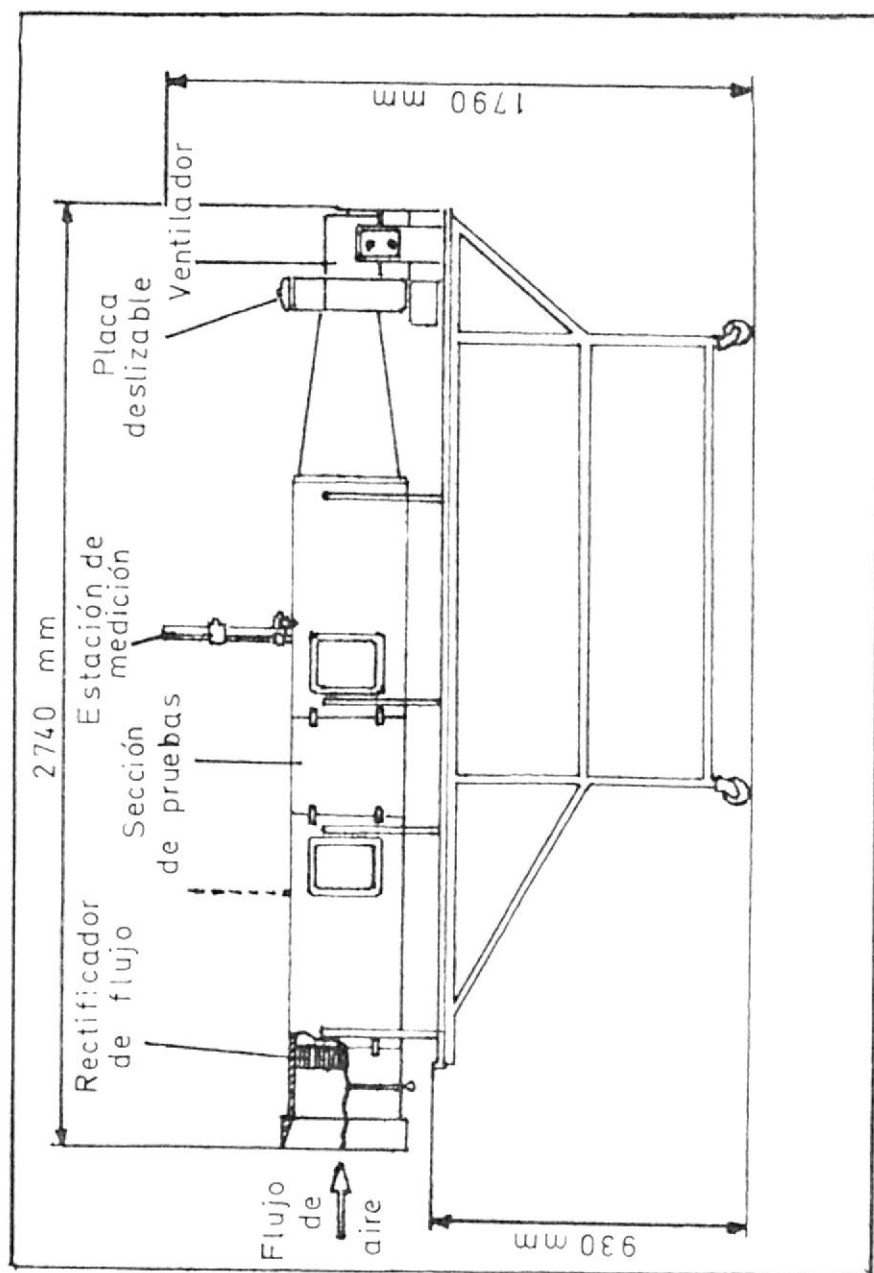


Fig. 1.1.1. - E. 111. D. 1.1.1.1.

El ventilador es de tipo centrífugo, con la descarga en la parte superior de él, la sección de la descarga tiene 50 x 50 mm. y el diámetro de la succión es de 200 mm. aproximadamente. Este ventilador es del tipo 5c 5A con un motor para 220/240 voltios, monofásico y de 50 Hz, conectado directamente con el eje del ventilador y consume 4.5 Am., 2850 rpm.

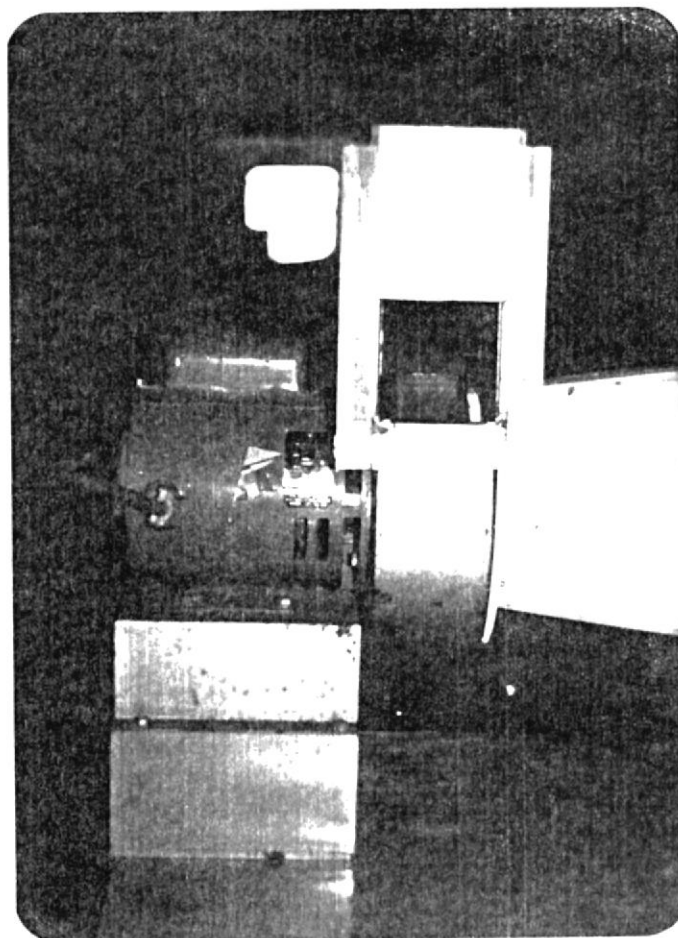


Fig. 4.7.- Ventilador.

El ventilador provee al ducto de un flujo de aire con una velocidad máxima de 7m/seg. o 1,400 m³/min. Las características externas pueden observarse en la figura 4.5.

En la boca de salida del ventilador, se encuentra ubicada una placa de control de flujo de aire, la cual se utiliza para variar la velocidad del flujo de aire. Esta placa de control de flujo de aire se encuentra ubicada en la boca de salida del ventilador. En la fig. 4.6 se observan las características técnicas del ventilador.

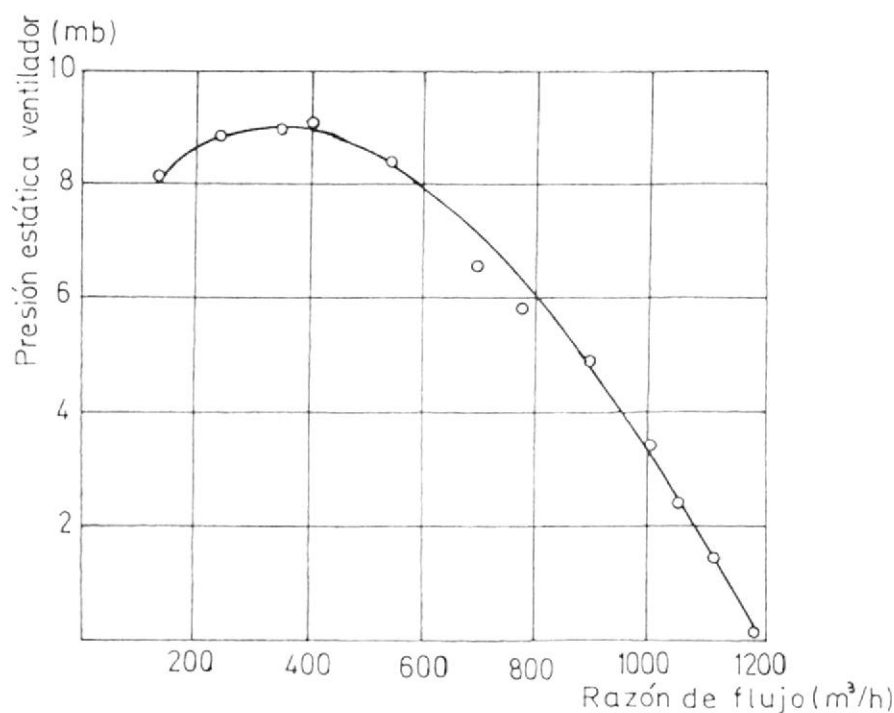


Fig. 4.5 - Características técnicas del ventilador.

El manómetro es un instrumento de rango múltiple, el mismo que puede ser utilizado en forma vertical o inclinada. El manómetro mide la presión en cm^2/seg^2 de H_2O en el alambre de la bobina en el momento del estallido. El rango de valores de presión que se puede usar está dado en esta tabla y está indicado en la tabla No. 4.4.

Posición	Rango de valores de presión			
	Presión	Presión	Presión	Presión
Vertical	0-2,5	0-4,0	0-6,0	0-8,0
Inclinada superior	0-2,5	0-4,0	0-6,0	0-8,0
Inclinada media	0-2,5	0-4,0	0-6,0	0-8,0
Inclinada inferior	0-2,5	0-4,0	0-6,0	0-8,0

Tabla 4.4.- Rango de valores del Manómetro

4.3 ELISA DE CALITABILIDAD

El elemento principal del equipo de prueba es el sistema de calentamiento, que produce un constante y definido flujo de calor a través del intermediario bajo prueba. Para su elaboración se utilizó una resistencia eléctrica de 400 Watt colocada en una base de cerámica, la cual es diseñada de una manera tal que asegure una distribución uniforme de temperatura en la placa, sobre la que se ubica el disipador de calor al ser una lámina como se puede apreciar en la Figura 4.7.

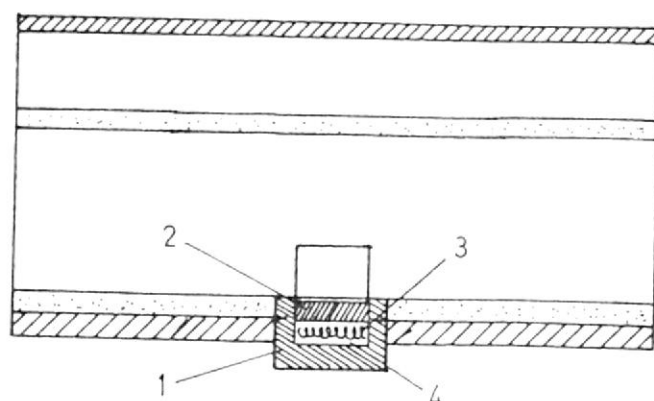


Fig. 4.7.- Sistema de calentamiento

- 1.- Aislamiento de lana de vidrio.
- 2.- Placa base.
- 3.- Resistencia eléctrica.
- 4.- Base de cerámica.

El objetivo del sistema de calentamiento es el de simular una carga que genere calor en el sistema, calor que va a ser disipado por el intercambiador a probarse.

Todo el sistema de calentamiento se encuentra aislado con lana de vidrio de tal manera que se produce un flujo de calor hacia la placa, unidimensional, el cual es lo que se registra a base de termopares ubicados en la parte superior e inferior de la placa de calentamiento con lo cual queda registrado el flujo neto de calor hacia el disipador objeto de estudio en esta tesis.

Aplicando la Ley de Fourier para conducción de calor en estado estable unidimensional,

$$Q_{\text{neto}} = -k A \Delta T / L_p$$

donde: Q_{neto} = Flujo neto de calor hacia el disipador

A = Área de la placa base

L_p = Espesor de la placa base

k_{Fe} = Conductividad térmica del hierro

ΔT = Diferencia de temperatura de la -
placa.

Las dimensiones de la placa y de la base de cerámica -
pueden ser observadas en las figuras 4.3 y 4.4 respec-
tivamente.

4.4 INSTRUMENTACIÓN

Durante el desarrollo de esta tesis la instrumentación
necesaria más importante fué:

4.4.1 PITOTESTO

El pitotestto usado en estas pruebas va montado
sobre un dispositivo que hace que el tubo de pi-
tot pueda desplazarse transversal y verticalmen-
te con respecto al túnel de viento facilitando al to-
mar lecturas sobre la distribución de veloci-
dades dentro del mismo, medir la velocidad -
radial en torno a ella el flujo de aire. El pi-
-

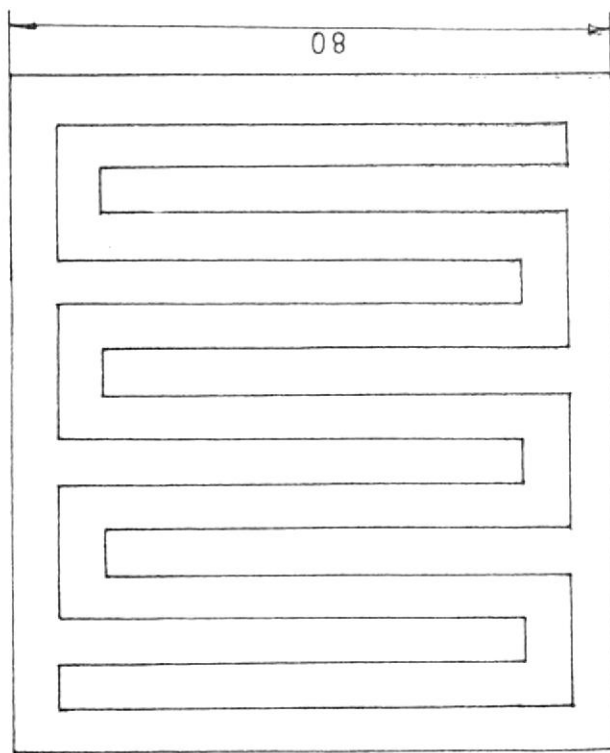
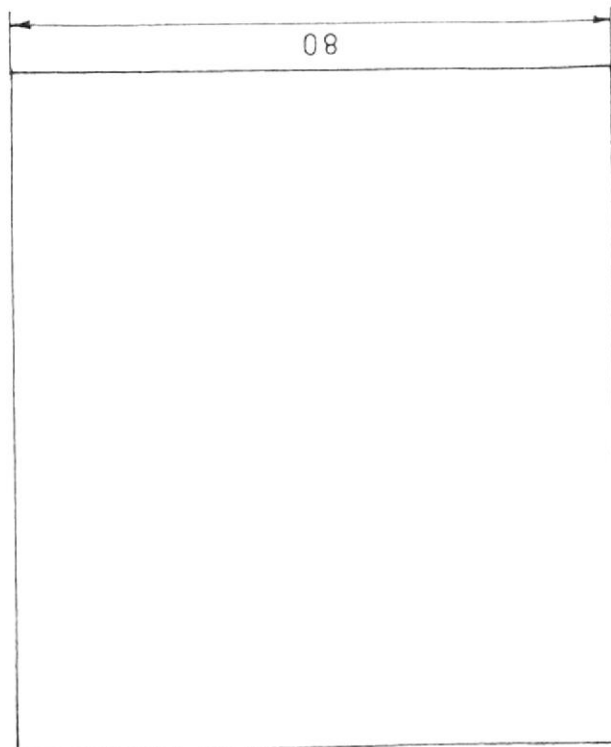
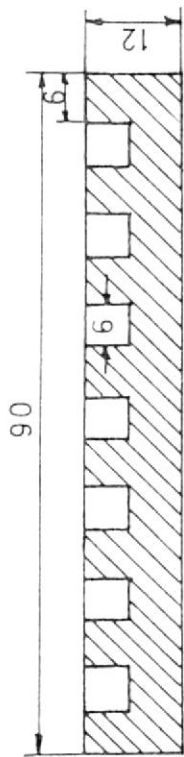
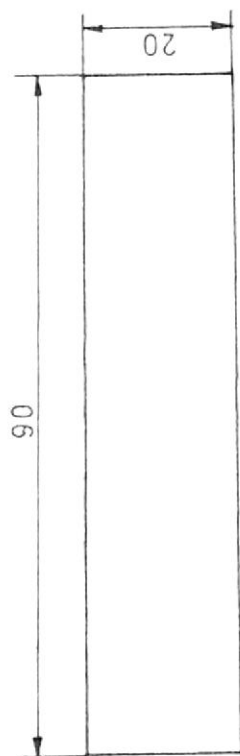


Fig. 4.0. - BASE DE CILINDRO

tal tiene dos estaciones de montaje en el túnel, antes y después de la sección de pruebas. Se complementa con un manómetro de tipo inclinado. Figuras 4.40 y 4.41.

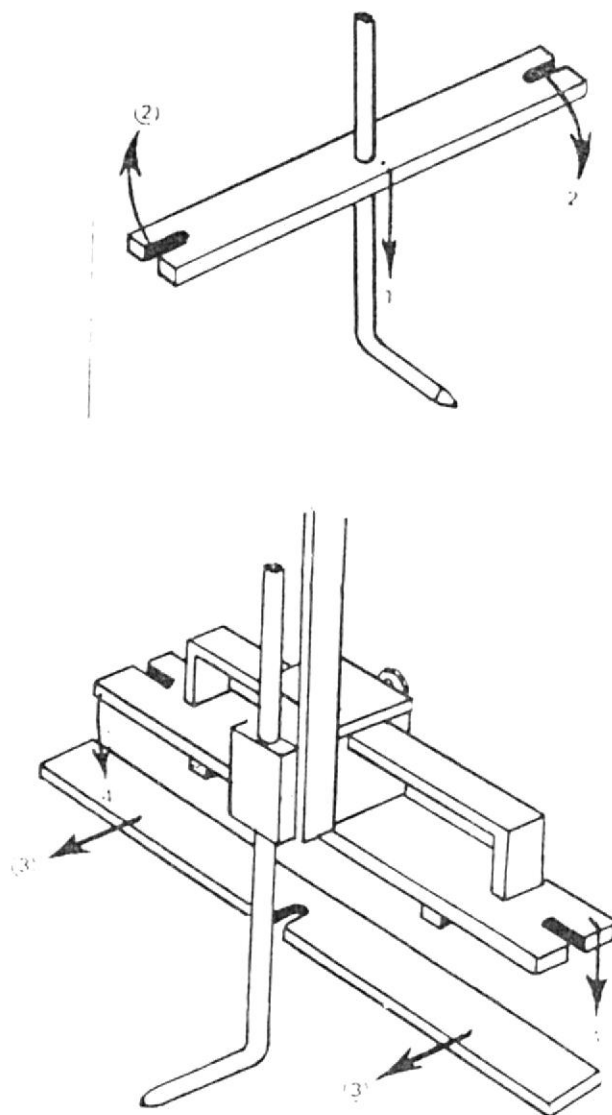


Fig. 4.40.- Manómetro

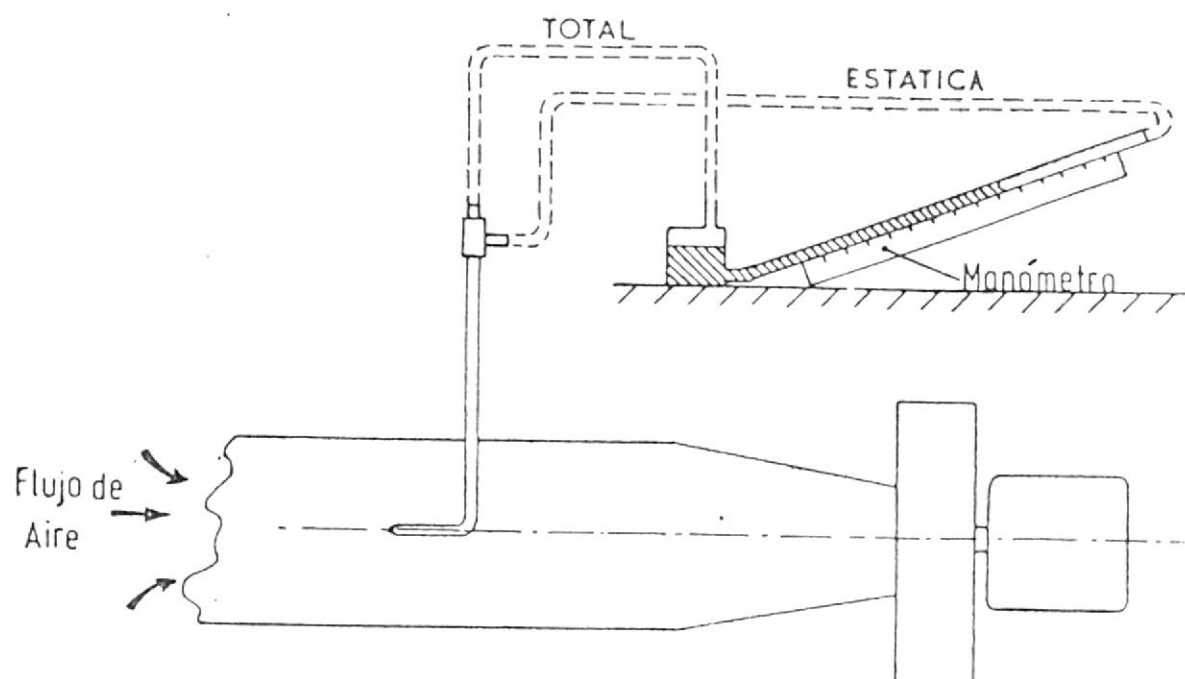


Fig. 4.44.- Conexión del Pitómetro y Manómetro

El manómetro puede ser usado en un número de posiciones alternadas. Para mover de una posición a otra mueva el soporte ligeramente hacia delante y pongalo en la posición requerida. Levante el panel mediante los tornillos correspondientes, después localice el cero de la escala tirando el tornillo de suroeste. La la fuerza hasta el límite de giro.

1.4.2 MÉTODO DE DIFERENCIAS DE TEMPERATURAS

Este aparato mide la diferencia de temperatura del aire que pasa a través del túnel, entre dos puntos, antes y después de la sección de pruebas. El aparato está constituido por dos rejillas metálicas, las mismas que se colocan a ambos lados de la sección de pruebas, estas rejillas son conectadas a un circuito eléctrico en puente, el cual es excitado por una fuente de poder estabilizada. Cuando existe una diferencia de temperatura entre las rejillas, se produce una señal debida al desbalance eléctrico, la misma que es alimentada a un amplificador de alta ganancia, el cual está en relación directa con un galvanómetro que mide en grados centígrados. En la figura 1.42 se muestra un esquema eléctrico de este dispositivo.

Las rejillas están construidas usando un alambre que tiene un coeficiente de resistencia que es muy alto, debido a que es usado ampliamente en el comercio, es barato, y tiene relativamente gran coeficiente de resistencia a la temperatura, para reducir el error inherente, el alambre de la rejilla es esmal-

tado, para evitar la oxidación. Los cables que conectan a la rejilla con el aparato medidor de temperatura son de gran área seccional y lo más cortos posibles, para evitar de esta manera - cualquier aumento en la resistencia eléctrica - del conductor.

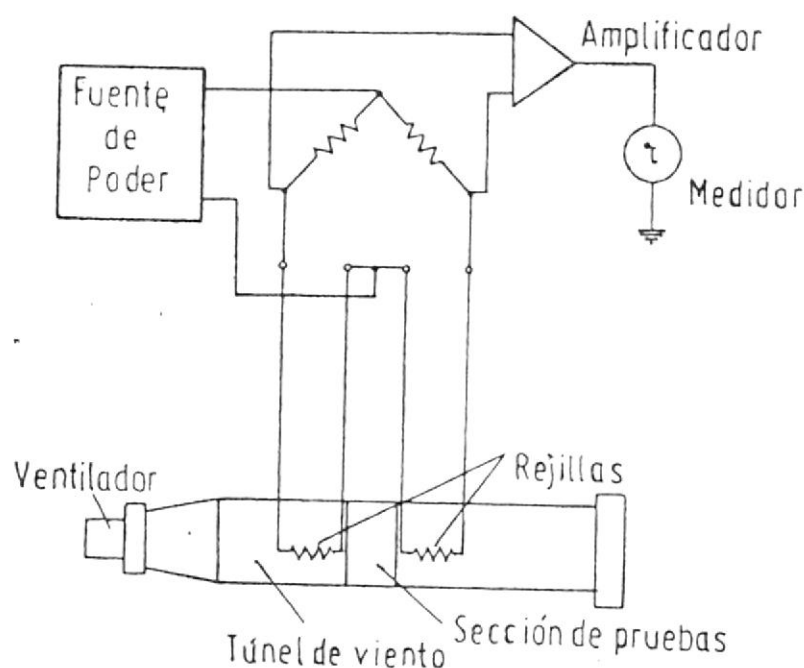


Fig. 1.12.- Esquema Eléctrico del Medidor de Temperaturas.

1.4.3 TRANSFORMADOR VARIABLE

Se usó un transformador de tipo variable VA 11A, con entrada para 120 voltios, 60 Hz y salida de

0-120 voltios, este transformador se usó para -
 variar el flujo de calor (variar la carga) al -
 disipador de calor la cual la medimos en termi-
 nos de potencia eléctrica consumida por la re -
 sistencia.

1.4.4 VATIMETRO

El Flujo de calor hacia el sistema de calenta -
 miento puede ser conocido a partir de la poten-
 cia eléctrica consumida por la resistencia, para
 lo cual usamos el vatimetro que nos proporciona
 una medida directa de la potencia consumida en
 volt-amperios. El vatimetro usado es para tres
 rangos de escala de acuerdo a la manera como se
 efectue su conexión.

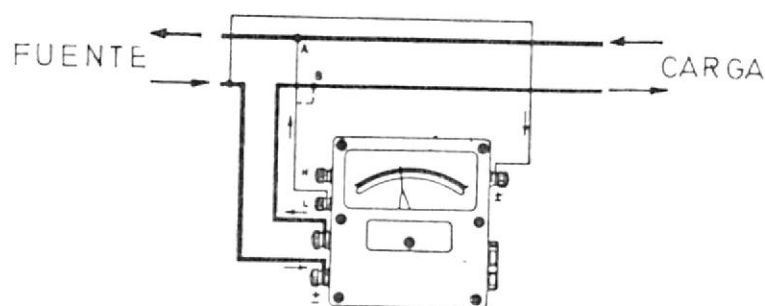


Fig. 1.13.- DIAGRAMA DE CONEXIONES DEL VATIMETRO

1.4.5 POTENCIOMETRO REGISTRADOR

La lectura de señales enviadas por las termocuplas, fueron registradas en un potenciómetro especial, dicho aparato registra al mismo tiempo la lectura de las termocuplas instaladas.

El registrador de señales es un instrumento electrónico autobalanceado que posee una escala de 0-10 mV, siendo la división más pequeña 0,1 mV. Este registrador simultáneo de hasta cuatro entradas, es de alta precisión y de gran sensibilidad a los cambios de temperatura. El modelo utilizado es el 3W-1200 V, tipo 1V, de Weather Measure, el que funciona con corriente alterna de 120 voltios, 60 Hz.

En la Figura 1.14 tenemos una vista frontal del aparato. Cada temperatura registrada es grabada en un papel, con la misma escala del indicador y con diferentes colores, para que fueran mejor apreciadas. El registrador tiene en el eje de las Y el tiempo, y en el eje de las X, las temperaturas, mediante el registrador de las seña-

les en mV. Para obtener el tiempo, sabemos que el papel es accionado a una velocidad de 50 mm/hr, mediante un motor sincrónico de alta precisión. El gráfico del registrador es puntual y marca la señal de cada termocupla a intervalos de 5 seg.

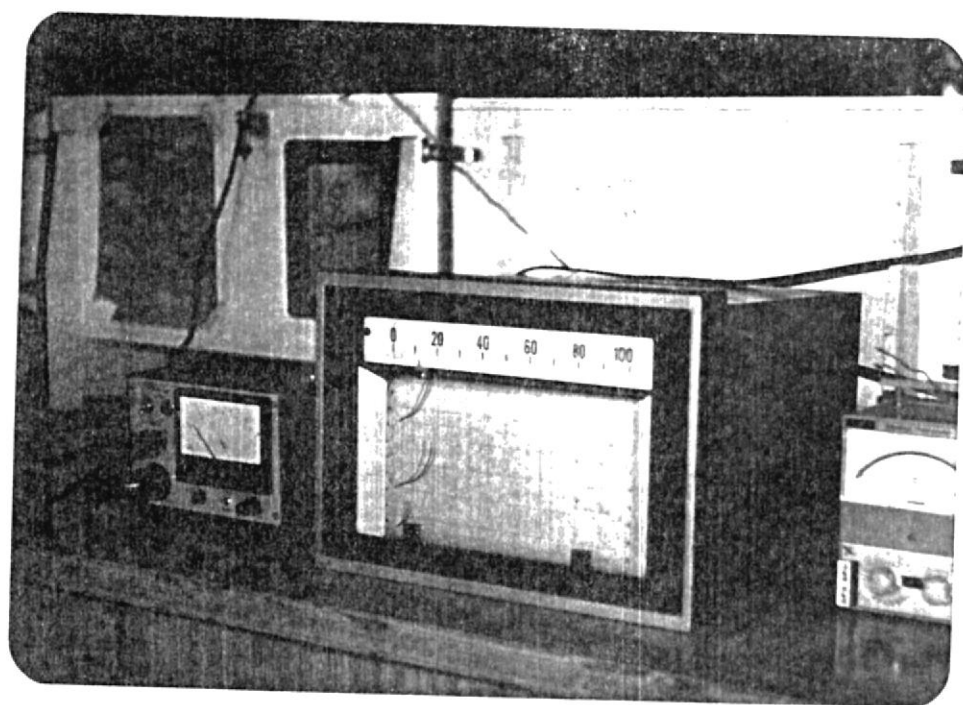


Fig. 1.14.- Potenciometro- registrador

El principio de operación del aparato es simple, y para ello vemos la figura 1.15 en donde el vol

taje E_x , representa el voltaje que entra por las terminales del aparato, el voltaje E_p , es determinado por la posición de la escobilla en la resistencia variable, A , es el circuito del potenciómetro. Cuando E_x es mayor ó menor que E_p , una señal debida a esta diferencia es generada, y luego accionar el motor balanceador; dicho motor corre hacia la izquierda o a la derecha, dependiendo de la polaridad de la desviación del voltaje. Cuando E_x y E_p son iguales, entonces la desviación del voltaje es cero, y por lo tanto el motor deja de accionar.

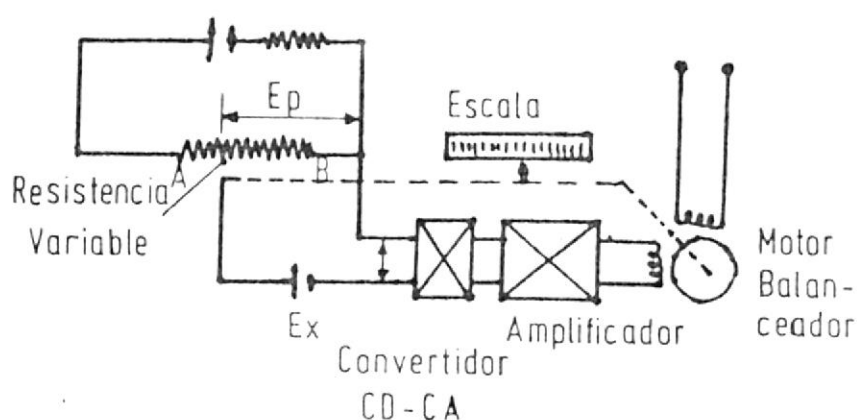


Fig. 4.15.- Esquema Eléctrico del Potenciómetro - Registrador.

1.5 SECCION DE PRUEBAS

La sección de pruebas en la cual se experimentó tiene las mismas medidas interiores del túnel de viento que es de 150 x 300 mm. de acuerdo a la Figura 16.

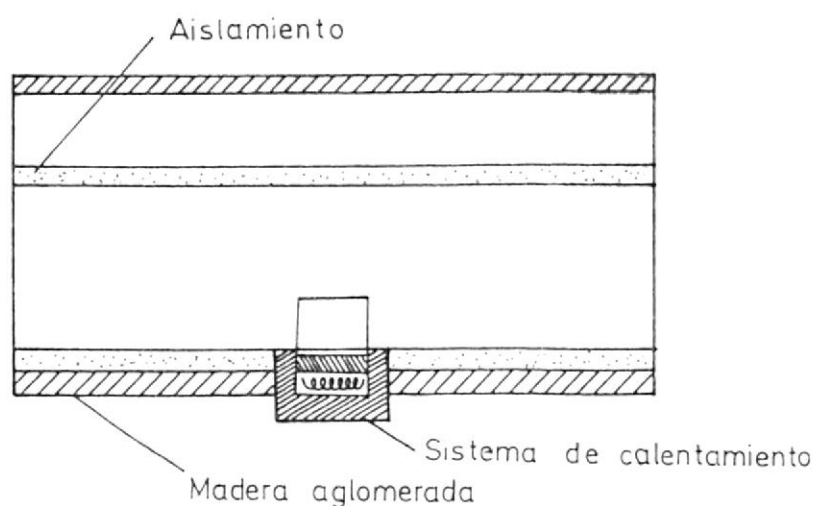


Fig. 1.16.- Sección de Pruebas

La sección de pruebas es aislada completamente usando para ello aislamiento de espuma plástica de 30 mm. de espesor; en la parte inferior y central de la sección de pruebas se realizó una abertura que tiene las mismas dimensiones de la caja donde está el sistema de calentamiento, la cual es asegurada por unos soportes que impiden que la caja se mueva de su posición.

La sección de pruebas fué construida íntegramente de -

madera aglomerada de 12 mm. de espesor, con dos soportes y unido al resto del túnel con cuatro ajustadores de resorte.

1.3.1 RECOMENDACIONES PARA EL TEST DE PRUEBA

- El disipador de calor será probado en un túnel de viento con un ventilador montado en un extremo.
- La relación del área transversal del ducto de aire al área transversal del disipador no deberá ser menor que dos.
- El ducto de aire deberá ser equipado con adecuados desviadores, alineadores del aire y codos, para asegurar que el gradiente de velocidad a través del área de pruebas del ducto no se desviará más del 10% de la velocidad promedio. Este gradiente deberá ser medido sin el disipador en el ducto.
- El disipador deberá ser colocado próximo al extremo de salida del ducto, pero enteramen-

te dentro del ducto. Podrá ser ubicado centralmente dentro del área transversal del ducto.

- Adecuadas mediciones de velocidad del aire y temperatura deberán ser instaladas en el ducto por lo menos 150 mm. corriente arriba del disipador.
- Los datos de prueba deberán ser presentados ya sea en forma tabular o gráfica. Las pérdidas de cabezal en centímetros de agua de el disipador deberán ser mostradas para varios flujos de aire.
- Todas las dimensiones del ducto y puntos de instrumentación deberán ser nombrados.

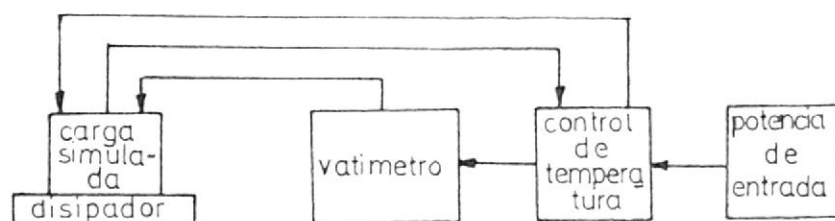


Fig. 4.17.- Sistema Auto-compensado para cargas simuladas.

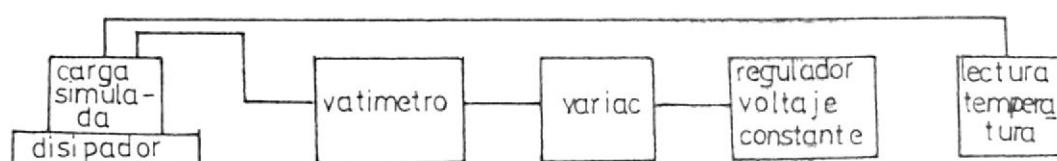


Fig. 1.18.- Sistema no Compensado para cargas Simuladas

En las figuras 1.17 y 1.18 observamos el diagrama de bloques para una estación de pruebas de disipadores de calor. Para la presente tesis usamos el sistema indicado por la figura 1.17 - o sea, un sistema no compensado para cargas simuladas.

CAPÍTULO II

EFECTOS DE LA CALOR

2.1 EFECTOS DE LA CALOR Y LA TIRISTOR EN LA CALOR

Los semiconductores calientes pueden tener fallas y efectos ocasionales catastróficos, por ejemplo, los dispositivos se saldrán de órbita, computadoras fallarán y autos no funcionarán correctamente.

Una manera de asegurar y mejorar la confiabilidad es conservar las temperaturas de unión de los semiconductores del equipo en un valor de potencia máxima. Las temperaturas aceptadas que la razón de falla es inversamente proporcional a la potencia máxima. La temperatura de unión, para la máxima.

El problema es aumentado por la tendencia a altas temperaturas de potencia.

Diseñadores frecuentemente ignoran la importancia de

dispositivos o sistemas de transferencia de calor a causa de: Primero que todo, las cantidades, términos y conceptos de la tecnología de transferencia de calor no son familiares para algunos, y las especificaciones de los fabricantes de dispositivos de transferencia de calor, ya sea paquetes de disipación de calor, tubos de calor, módulos termoelectricos, ventiladores, extractores o intercambiadores de calor están comprendidos por los terminos normales que se usan.

Afortunadamente, las cantidades básicas en la especificación de dispositivos de transferencia de calor y sus respectivos circuitos térmicos son análogas a cantidades eléctricas. Circuitos térmicos pueden ser evaluados en base a su análogo eléctrico.

sistencia eléctrica. Conductividad térmica $[K]$ es análoga a conductividad eléctrica.

Cuando el calor es aplicado bruscamente a una masa térmica la temperatura no se eleva instantaneamente, requiere algún tiempo finito para hacer esto. Esta característica es similar a la de una capacitancia térmica y es así indicada en el circuito térmico para un transistor.

Los problemas térmicos de equipos electrónicos están casi enteramente compensados por el crecimiento de calor de dispositivos semiconductores, individualmente o en paneles y bastidores. Los dispositivos van desde milivatios para los transistores plásticos a kilovatios para rectificadores y controladores de silicio liquidamente enfriados.

2.1.1 USOS Y APLICACIONES DE LOS DISIPADORES DE CALOR

Los disipadores de transferencia de calor más ampliamente usados son los disipadores de calor, los cuales son producidos en un sinnúmero de diseños. Así, las áreas de aplicación de estos

son:

- 1.- En pequeños componentes discretos e integra-
dos de cerámica y en paquetes, usualmente
usados en tableros de circuitos.

Los dispositivos son de tamaños pequeños y son usualmente producidos en grandes cantidades por operaciones de formado de hojas de metal.

El dispositivo de enfriamiento es usualmente diseñado para unir un metal particular a un semiconductor plástico. Un problema encontrado aquí, es que el diseñador del circuito no deja suficiente espacio de aire para el enfriamiento adecuado por convección o no orienta el tablero o dispositivos para un flujo de aire óptimo.

- 2.- En componentes discretos de mediana potencia
usualmente usados en suministros de potencia.

Aquí el dispositivo de enfriamiento está -

normalmente diseñado para unir una clase de semiconductores. Algunas veces el dispositivo de disipación de calor, más frecuentemente hechos de extrusión de aluminio, proporciona soporte estructural. Sin embargo, hay una tendencia a esperar demasiado soporte estructural de estos disipadores de calor y eso a menudo resulta en un extra maquinado y tolerancias que hacen alto su precio.

3.- En diodos de alta potencia y rectificadores controladores de silicon.

En estos dispositivos, el calor generado por componente es mucho mayor que en otras aplicaciones y las máximas temperaturas de operación de las uniones son menores, de tal manera que los requerimientos de enfriamiento son alcanzados. Un problema básico es proporcionar el enfriamiento requerido a un precio razonable y con diseños prácticos. Algunas veces, cuando un sistema está siendo desarrollado, no hay medios prácticos de proporcionar el enfriamiento re-

querido, así en un sistema modificado o -
cambiado, el uso de componentes mayores o
más componentes en paralelo puede ser nece
sario.

2.2 FORMAS DE LOS DISIPADORES DE CALOR

Un buen diseño tiende a minimizar gradientes de tempe-
ratura en el disipador de calor y maximizar el área su-
perficial por unidad de volúmen, consistente con la -
técnica de enfriamiento empleada.

El calor generado en un punto es fácilmente transporta-
do a través del disipador de calor a las áreas superfi-
ciales expuestas, la más pequeña caída de temperatura
es hacia la superficie de transferencia de calor. La
forma de la trayectoria de conducción en el material a
fecta la eficiencia.

Una gran sección transversal ayuda al flujo de calor,
mientras que una sección transversal delgada ofrece ma-
yor resistencia al flujo. El plano normal al flujo de
calor idealmente ofrece la más grande área seccional -
transversal en puntos de entrada de calor. Como el flu-
jo de calor disminuye, el área seccional transversal -

puede ser disminuida en proporción a esta. La forma de los disipadores de calor que tienen una superficie de entrada de calor que es mas delgada que el resto de la trayectoria de conducción, está limitada a la superficie de montaje. Cuando el calor transferido esta en marcado por la sección transversal de la trayectoria de conducción, el disipador de calor es llamado de "conducción limitada", cuando es de hojas de metal a menudo viene a ser de conducción limitada. Esto significa que más allá de una cierta área del disipador de calor la máxima temperatura permitida en la superficie montante es excedida debido a la elevación de temperatura, en la trayectoria de conducción.

Los disipadores de calor extruídos usualmente proporcionan un esbozo de la superficie de montaje y una trayectoria de conducción que disminuye en volumen, así como la distancia de la superficie de montaje montante. Esto causa un relativamente constante flujo de calor en la trayectoria de conducción y es mucho más uniforme y constante en las alitas. Los alitas finas son usualmente adelgazadas hacia las alas más eficientes como lo muestra la figura 2.1.

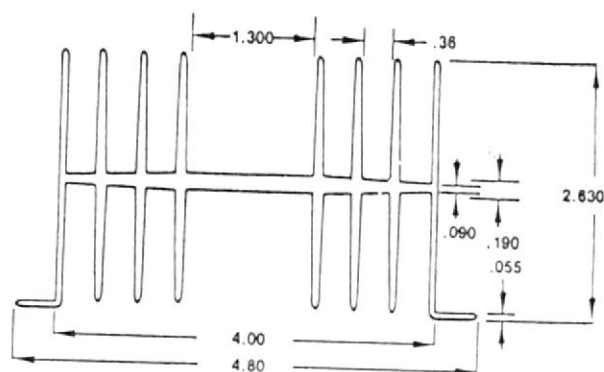


Fig. 2.1.- Forma de un disipador de calor

Las formas de los disipadores de calor se esfuerzan en exponer la máxima área superficial consistente con el modo de enfriamiento empleado. Los diseños para convección natural tienen limitaciones impuestas por el espaciamiento entre aletas, cuando las aletas son espaciadas más juntas que aproximadamente $\frac{1}{32}$ in. (2.5 mm), la transferencia de calor por convección natural se vuelve mala, sin embargo, espaciamientos mayores entre aletas son a menudo usados en longitudes cortas donde el área superficial incrementada compensa la disminución de la convección natural. Los disipadores de calor por convección forzada pueden tener espaciamien-

tos entre aletas muy cerrados y aún superficies aserradas para incrementar el área superficial. Muchas formas despliegan aletas en ángulos respecto a cada otra para minimizar la reflexión de calor entre aletas, mientras otras geometrías usan aletas paralelas para mantener un perfil rectangular. Algunos diseños de aletas promueven la turbulencia y otros son diseñados para permitir el flujo de aire en cualquier dirección.

Posteriores consideraciones en la forma de los disipadores de calor son; métodos de montaje y requerimientos compactividad, el volumen permitible es un criterio de determinación. Las técnicas de fabricación dictan la forma de los disipadores de calor posiblemente más que cualquier consideración térmica.

Cada método de fabricación y material tiene ciertas limitaciones que determinan la forma final seleccionada.

2.2.1 MATERIALES DE CONSTRUCCION DE LOS DISIPADORES DE CALOR

Los materiales de los disipadores de calor son seleccionados por su habilidad para funcionar co

mo superficies extendidas. El material tiene que ser un buen conductor térmico. La plata es el mejor conductor metálico, pero es muy caro - para la mayoría de aplicaciones. El cobre es un excelente conductor térmico y encuentra muchas aplicaciones donde alta conductividad es requerida, pero tiene tres veces la gravedad específica del aluminio. Un igual volumen de cobre pesa tres veces más, y cuesta una y media veces más por libra con respecto al aluminio. Otros factores tales como uso de hojas delgadas, fuertes, fáciles de soldar, así como baja resistencia eléctrica justifican el amplio uso del cobre.

El aluminio es otro material ampliamente usado en trabajos de transferencia de calor, es fácil de trabajar y de poco costo lo que lo hace un excelente material para formar alambres individuales largos.

El aluminio es difícil de unir por soldadura, pero es muy barato. Al igual que el cobre, es completamente uno de los mejores materiales para disipadores de calor.

El Acero es usado en aplicaciones de alta presión y otras áreas donde altos esfuerzos son requeridos. El óxido de berilio es un excelente conductor térmico no metálico, es un dieléctrico así como un material muy resistente a la corrosión. El Diamante es el mejor conductor de todos los materiales, encuentra usos limitados en dispositivos de muy alta potencia.

Una discusión de materiales conductores no es completa sin mencionar el tubo de calor, el cual es una estructura capaz de conducir sobre las mil veces más calor que una barra de cobre similar. El principio de operación de este es por cambios de fase y el sistema como un todo tiene mayor conductividad que cualquier otro material, transfiere calor de un punto a otro como un conductor y usualmente requiere aletas auxiliares para disipar el calor al ambiente.

2.2 MÉTODOS DE FABRICACIÓN

Los disipadores de calor son fabricados por distintos métodos de acuerdo principalmente al área de aplicación. Así tenemos por ejemplo que los disipadores de calor

extruidos son usados en el rango de media potencia, - mientras que los estampados se usan en bajas potencias. En la siguiente parte describimos cada uno de los meto
dos de Fabricación y su aplicación.

2.3.1 DISIPADORES DE CALOR EXTRUIDOS

Las longitudes de extrusión de aluminio con sec
ción transversal aleteada constituyen un mate
rial conveniente del cual fabricar disipadores de calor. Un tocho de aluminio es precalentado y cercanamente llevado a un estado plástico. Es entonces extruido bajo calor y presión a través de un troquel que tiene una abertura, la cual da la sección transversal deseada. Una longitud de extrusión puede ser 30,48 metros (100 pies) o más larga, la cual es usualmente cortada en lon
gitudes pequeñas para fácil manejo.

Las aletas es un disipador de calor fabricado por extrusión también que necesariamente está cor
rer paralelo a la longitud del original. Hay li
tigaciones a las aletas extruidas tales como: la altura de las aletas paralelas adyacentes no pug

den, como una regla, ser mayores que cuatro veces el ancho de la abertura entre aletas en el punto más angosto (Figura 2.2). Excediendo esta relación se incrementa el riesgo de romper la herramienta. Esta relación no se aplica a aletas adyacentes que no son paralelas.

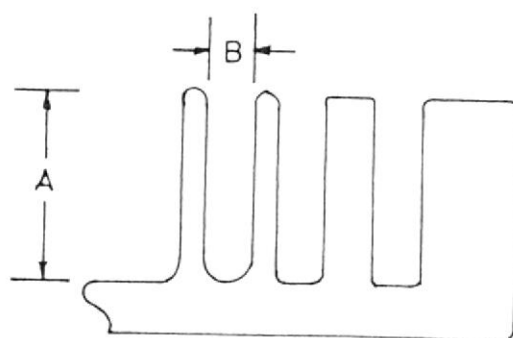


Fig. 2.2.- Relación entre el alto de las aletas y el espacio entre ellas.

Muchas formas de esta herramienta se han diseñado, algunas formas de esta herramienta se han diseñado con aletas curvadas que facilitan las previsiones de montaje. Muchas tienen montados resortes accionados para apilarlos. Algunos de los arrojados o aún cavilados pueden ser usados en montajes de montaje, ellas pueden ser usadas en ponentes activos para hacer el trabajo.

Un disipador de calor extruido es usualmente seleccionado de las formas existentes del fabricante por extrusión. Si una nueva forma es requerida al fabricante, el la suministrara con un cargo económico debido al diseño. Hay usualmente un cargo de servicio al troquel y el aluminio es entonces vendido por pie o libra. Como los precios del aluminio fluctúan es de esperar que los de extrusión también.

Disipadores de calor extruidos pueden ser completamente grandes (Figura 2.3), utilizandose como disipadores de calor y también como miembros estructurales a la vez.

En realidad, la tendencia es a diseñar el chasis alrededor del disipador de calor como uno de los principales elementos soportantes. Las formas de los disipadores de calor son bien conformadas para este propósito. A menudo un disipador de calor comprende el panel trasero interno de un encerramiento. Los disipadores de calor extruidos son usualmente preferidos para montar muchos dispositivos en una estructura. Sin embargo, la limitación está en que el aire

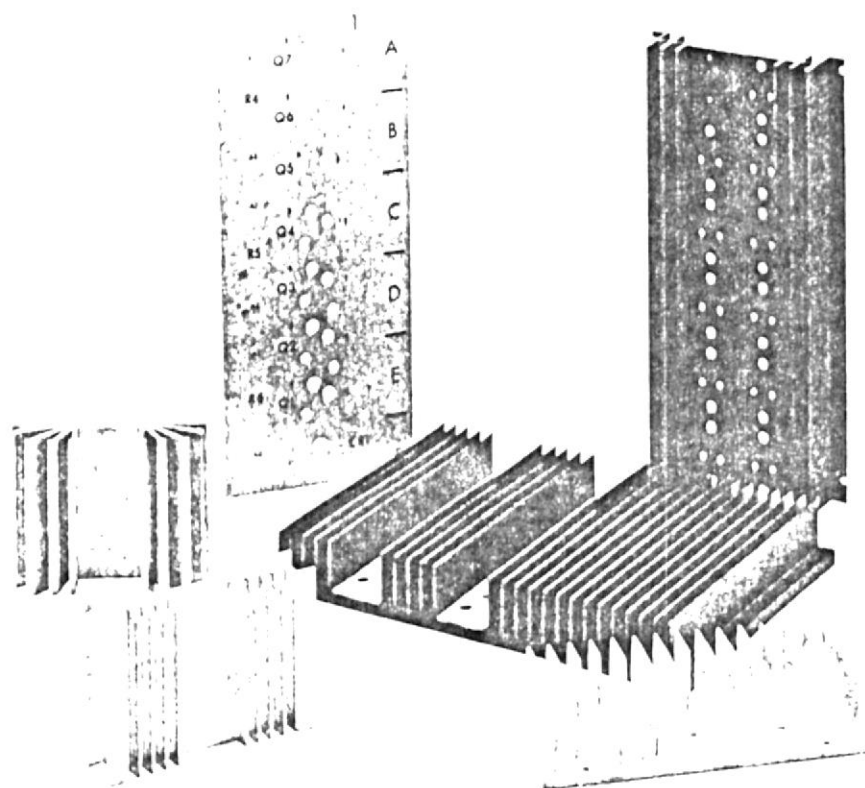
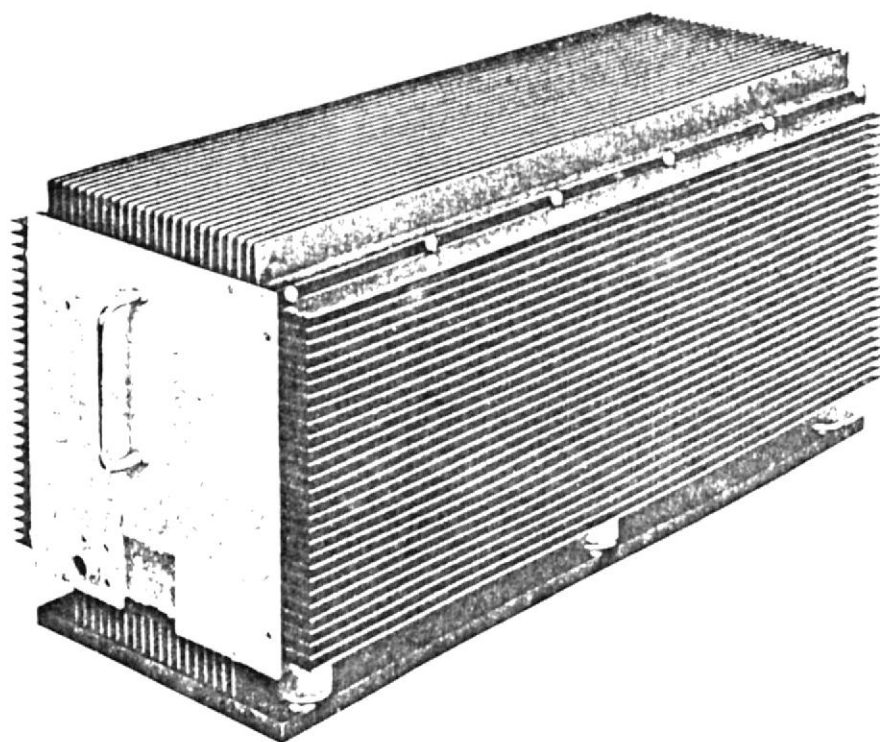


Fig. 2.3.- Disipadores de calor extru idos

puede fluir solo a lo largo de la longitud de extrusión. Muchos diseños toman ventaja de esto con el uso de disipadores de calor extruídos para formar pasajes de aire a través del chasis. Los ventiladores son montados en un extremo del canal para forzar el aire a través de él.

Las extrusiones pueden también ser completamente pequeñas un estilo de extrusión tiene un agujero maquinado a través de una corta longitud en el cual es presionado el pequeño paquete de transistores. [Figura 2.4].

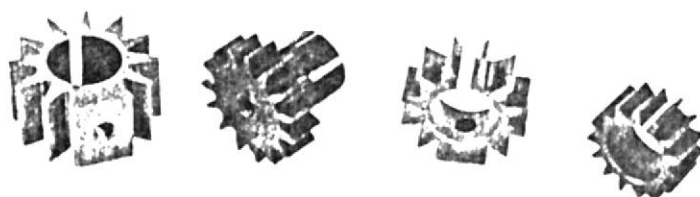


Fig. 2.4.- Disipadores de calor extruídos pequeños.

Las formas pueden ser extruídas con pasajes de agujeros para flujo de líquido en miante. Los disipadores de calor líquido refrigerados son usados cuando las densidades de potencia exceden

los 10 Watt por pulgada cúbica. Disipadores de calor de enfriamiento líquido son encontrados - en los bastidores principales de varios modelos de computadores, equipo de prueba en tierra y aún algunos son encontrados en aviones supersónicos avanzados.

Una forma típica de disipador de calor extruido la tenemos en la Figura 2.5. Donde superficies de montaje son proporcionadas entre aletas para el montaje de componentes. La extrusión es cortada a la longitud correcta, agujeros son hechos en la parte correspondiente, los filos son removidos y la cubierta de acabado y marcas de identificación son aplicadas.

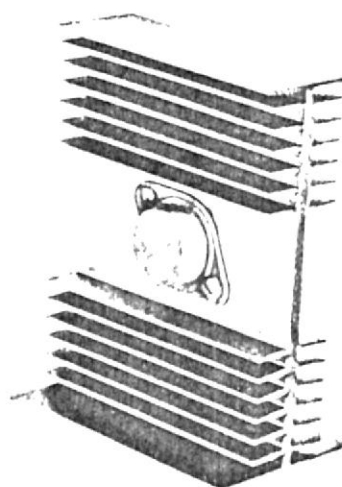


Fig. 2.5.- Disipador de calor extruido típico

El área superficial es crítica en muchas aplicaciones y un canal de montaje puede también suprimir muchas aletas, en estos casos, formas como la de la figura 2.6 donde las aletas son interrumpidas a través de la sección transversal entera son usadas. Las aletas son maquinadas en áreas locales solo para montaje. Ocasionalmente, las aletas tienen endijas transversales a su longitud para incrementar la transferencia de calor por aumento del mezclado de aire.

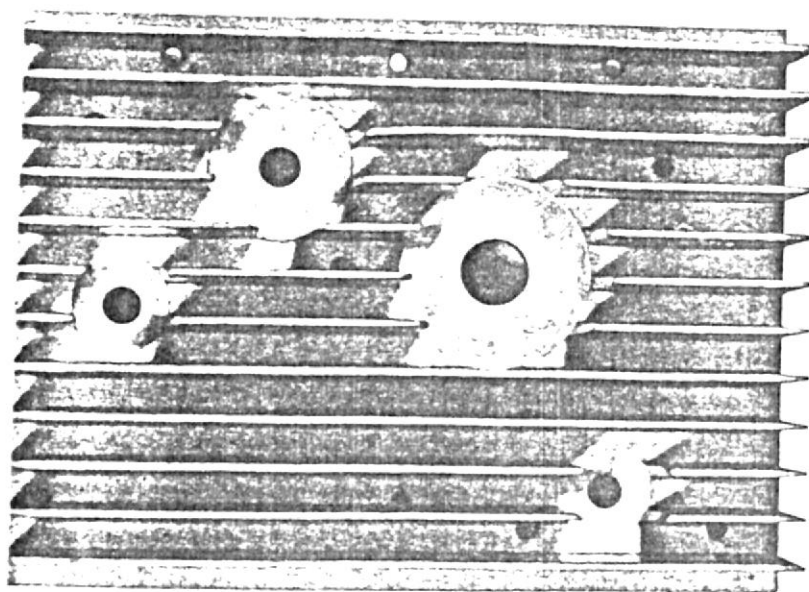


Fig. 2.6.- Dispositivo de calor extendido donde las aletas son sólo maquinadas para el montaje.

2.3.2 DISIPADORES DE CALOR ESTAMPADOS

La fabricación de disipadores de calor por estampado de hojas de metal es una simple y económica forma para fabricar disipadores de media y baja potencia. Láminas o bobinas son alimentadas dentro de casi toda clase de presiones; máquinas perforadas, presiones de transferencia, máquinas de cuatro deslizamientos o herramientas troqueladoras progresivas son usadas, dependiendo de la aplicación, para vaciar, formar y dibujar el material en las formas requeridas.

Las operaciones son desarrolladas en pasos secuenciales o en un juego de producción. Esta automatización proporciona rapidez de producción que permite que el entrepaso tenga un valor poco mayor al costo del material. En efecto, no es inusual que el costo de la pieza sea más que la parte.

Los disipadores de calor troquelados vienen en una multitud de formas, todas ellas usando la misma meta; la máxima transferencia de calor, y

jemplas, de disipadores de calor estampados los tenemos en la Figura 2.7.

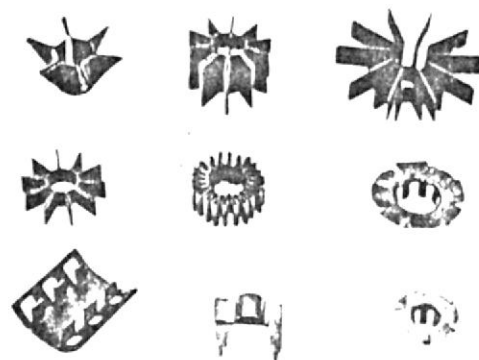


Fig. 2.7.- Disipadores de calor estampados

Algunos dispositivos tienen una superficie de montaje donde el semiconductor es montado, esto es llamado "el cabezal". El cabezal es protegido del ambiente cubriéndolo con un "envase" y sellándolo hermeticamente.

La presión en los disipadores de calor contra el cabezal trata de hacer el contacto tan cercano como es posible, siendo así unida la "superficie de calor".

Muchos diseños emplean alitas verticales corradas a 90 grados de la superficie montada. Estas alitas permiten al aire fluir libremente a través del disipador de calor en cualquier dirección.

La versatilidad de estarpados progresivos permite la utilización de muchas superficies de alta eficiencia. Una de tales superficies tienen hacia afuera prolongaciones para promoción de turbulencia en flujos de aire moderados, también se realiza la transferencia de calor por radiación. Las aberturas permiten el flujo de aire a través de la superficie.

Los disipadores de calor de hojas de metal son también montados en arreglos dentro de ductos, donde el aire es forzado a cruzar a través de ellos a alta velocidad como se muestra en la figura 2.1.

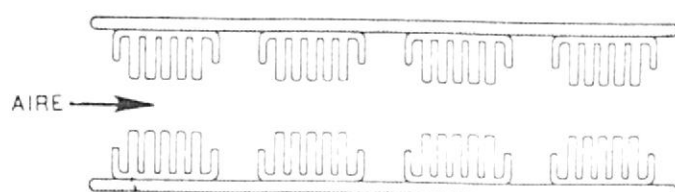


Fig. 2.1.- Disipador de calor estarpado en ductos donde el aire es forzado a cruzar a través de las aberturas.

Algunos de los diseños de disipadores estarpados

hacen extensivo uso del beryllo de cobre más co-
mo un resorte retenedor que como un conductor
térmico, [Aleaciones de cobre tienen una baja
conductividad térmica comparada ya sea con co-
bre o aluminio].

El cobre se vuelve un material deseable cuando
la trayectoria de calor se vuelve larga en rela-
ción a la sección transversal. Una hoja de
1,5875 mm. (1/16 pulgadas) de espesor de cobre
lleva la misma cantidad de calor como una hoja
de aluminio de 3,475 mm. (1/8 de pulgada) con
una igual caída de temperatura. Como los disi-
padores de calor se vuelven más pequeños, el má-
ximo espesor del material que puede ser usado
disminuye. Cuando el espesor material alcanza
0,254 mm. (0,010") o menos, el cobre es usual-
mente preferido sobre el aluminio.

Los disipadores de calor de metal pueden
convenir en todas las aplicaciones de dis-
ipación de calor. La longitud de la con-
ducción en la hoja de metal es de largas trayec-
torias de calor. Cuando la conducción a través

de la sección transversal requiere más de 2,286 mm. (0,090") de espesor, siendo más práctico - buscar otro método.

Pero, los disipadores de calor de hojas de metal forman el mayor segmento del mercado en el rango de media y baja potencia.

2.3.3 DISIPADORES DE CALOR FUNDIDOS

Los disipadores de calor pueden ser fundidos cuando la cantidad es suficiente, comparada con el relativamente alto costo del herramental, 380 aleaciones de aluminio son actualmente usadas. Las ventajas de disipadores de calor fundidos son varias; pueden ser moldeados en las formas aplicaciones de los disipadores de calor extru- dos sin estar limitados por la geometría de las aletas; cajas, cavidades y otros detalles pueden ser fundidos en disipadores como se indica la figura 2.5. Esto puede minimizar o eliminar el costo de operaciones de maquinado secundarias. Los inconvenientes son:

- 1.- Alta inversión inicial la cual eleva el costo para pocas cantidades.
- 2.- La limitada flexibilidad del herramental.

Determinados cuidados tienen que ser hechos para expulsar los molinos en las partes, es caro cambiar el diseño durante el curso de una serie. Sin embargo, una vez que un diseño es fijado y deseamos una buena producción en serie, las fundiciones pueden ser la respuesta. También, la apariencia estética de los contornos lisos, posible en las partes fundidas podría ser una consideración determinante.

Una variación de la fundición es la extrusión - de impacto, donde la parte es formada en un rollo en un estado plástico más que en fundición. Aquí, con una alta velocidad de extrusión, como el proceso de extrusión de plástico, es razonable en una gran escala. En la industria una de las fabricaciones de extrusión es el tubo de aluminio de extrusión de aluminio.

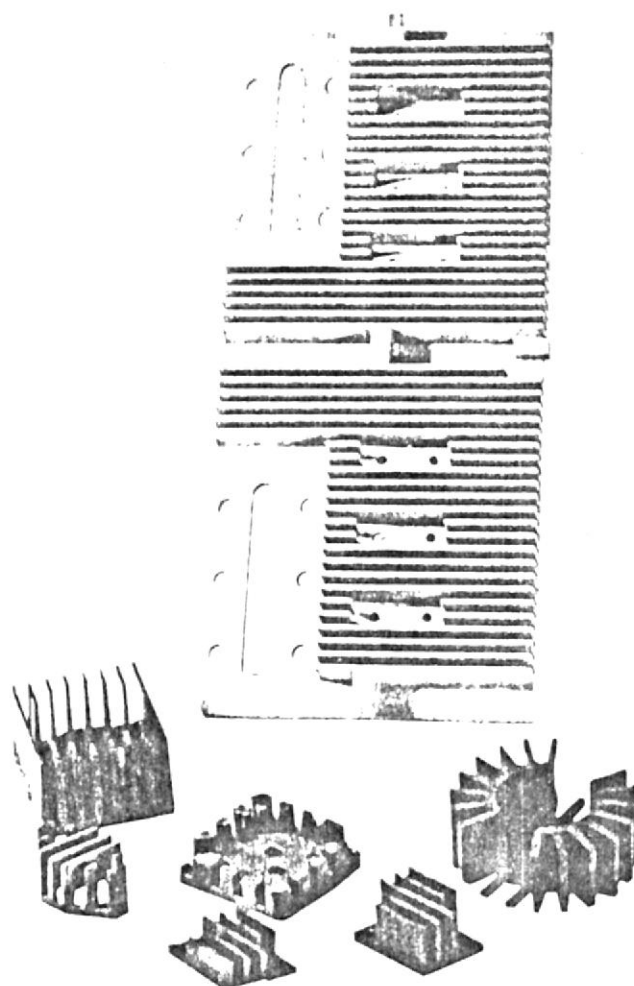


Fig. 2.12.- Disipadores de calor

Extrudidos

La Figura 2.12 muestra varios tipos de disipadores de calor. Estos se fabrican en forma -
de acuerdo al proceso de extrusión de impacto.

Estos partes son fabricados y ensamblados bajo la

pactos de alta presión.

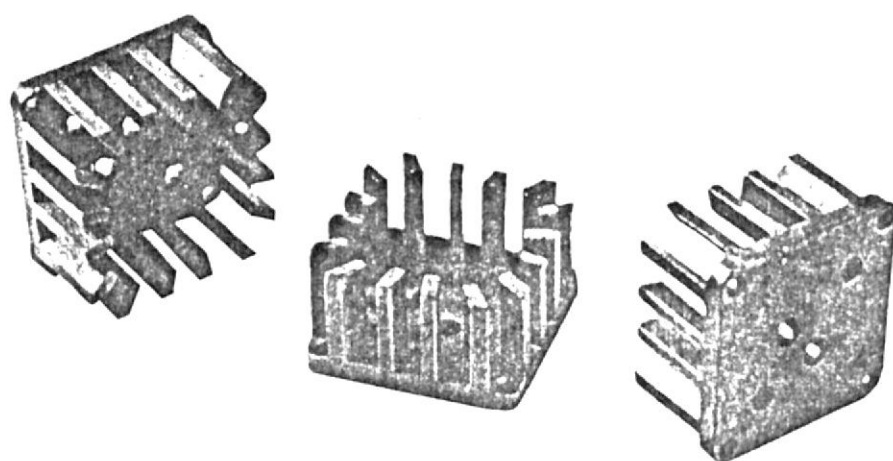


Fig. 2.10.- Disipador de calor por extrusión de impacto.

2.3.4 DISIPADORES DE CALOR MAQUINADOS

Verdaderamente, una variedad de disipadores de calor son maquinados de una placa sólida o barra. Muchas formas se hacen en series por máquinas automáticas. Algunos tienen una o más aletas radiales que forman una superficie extendida alrededor de una cavidad en la cual el componente es retenido como se observa en la figura 2.11. Hay un número de formas indicadas para colocar

la pared de la cavidad en contacto térmico positivo con el componente, el cual está siendo enfriado. Otra clase de máquinas fijan los dispositivos y transfieren el calor a un artículo mayor tal como el chasis.

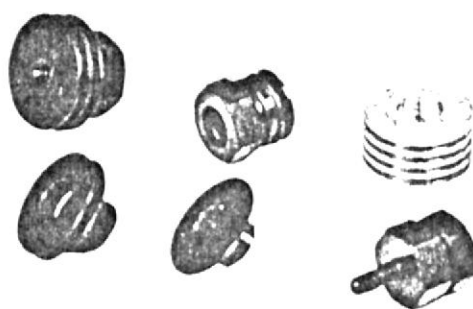


Fig. 2.11.- Disipadores de calor maquinados

No es poco usual encontrar diseños que requieran espaciamientos de aletas imposibles de llevar a cabo mediante extrusión. Estas aletas son maquinadas de placas planas y son relativamente caras.

El maquinado en disipadores de calor extruidos es actualmente la mejor opción. Más del 90% de los maquinados de disipadores de calor son diseños especiales o requieren modificar el disipador estándar, para conseguir la forma deseada y configuración de aletas.

taje.

Muchos fabricantes de disipadores de calor tienen facilidades extensivas para este sólo propósito.

2.4 DISIPADORES DE CALOR PARA ENFRIAMIENTO DE EQUIPO ELECTRONICO.

Todo componente electrónico es sensible a la temperatura en algún grado. El funcionamiento electrónico está especificado para varias temperaturas. La operación de estos componentes deberá ser conservada dentro de un rango de temperaturas dado, para obtener adecuadas características eléctricas. La potencia es disipada por los componentes y el calentamiento de componentes puede causar temperaturas que excedan los límites especificados.

Los transistores, diodos, e incluso los amplificadores de silicio y otros dispositivos de silicio tienen una característica en común. Ellos funcionan cristales de silicio o germanio (SiGe), a través de los cuales las cantidades variables de corriente. La corriente que pasa a través del material calienta el mate-

rial de acuerdo a la Ley de Ohm: La potencia (Watts) disipada es igual a IR^2 , donde I es la corriente en amperios y R es la resistencia eléctrica en Ohms. La densidad de corriente y la potencia disipada son mayores en la región llamada de "unión" donde el control de corriente toma lugar. Las regiones de unión son muy sensibles a la temperatura y cuando la corriente manejada se sale de control, la densidad de corriente puede ser suficientemente alta en la región de unión haciendo orificios y destruyéndola. El controlar la temperatura de unión es un requerimiento crítico.

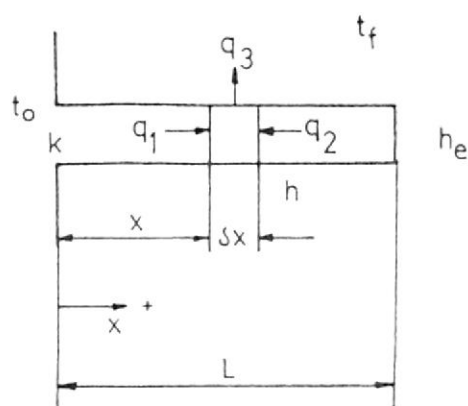
Es familiarmente conocido que los componentes electrónicos no pueden operar sobre los 212° . Sin embargo, medidas adicionales tendrían que ser tomadas para el control de la elevación de temperatura. La dependencia en la geometría del chip como el único medio de disipación de calor, puede ser reducida por la adición de disipadores de calor. Debido al aumento de área de disipación, el disipador de calor puede transferir la misma cantidad de calor a menor temperatura y el dispositivo operará dentro de los límites de temperatura permitidos.

CAPITULO III

ANÁLISIS TEÓRICO Y EXPERIMENTAL

3.1 LA ALETA RECTA DE SECCIÓN TRANSVERSAL CONSTANTE

En esta sección se efectúa el análisis teórico de la transferencia de calor para una aleta recta de sección transversal constante.



q_1 = Calor conducido entrando al elemento en x .

q_2 = Calor conducido saliendo del elemento en $x + \delta x$.

q_3 = Calor de convección saliendo del elemento de x y $x + \delta x$.

h_e = Coeficiente de convección transversal.
 t_f = Temperatura ambiente.

Fig. 3.1.- La aleta recta de sección transversal constante.

La conservación de energía en estado estable requiere que:

$$q_1 = q_2 + q_3 \quad (3.1)$$

De la Ley de Fourier $\frac{\partial q}{\partial a} = -KA \frac{\partial t}{\partial n}$

$$-KA \left(\frac{dt}{dx} \right)_x = -KA \left(\frac{dt}{dx} \right)_{x+\delta x} + h(L - \delta x) [t_{av} - t_f]$$

Donde t_{av} denota la temperatura promedio del elemento. Haciendo una expansión de Taylor del gradiente de temperatura en $x + \delta x$ en términos de x .

$$\left(\frac{dt}{dx} \right)_{x+\delta x} = \left(\frac{dt}{dx} \right)_x + \frac{d}{dx} \left(\frac{dt}{dx} \right)_x \delta x + \frac{d^2}{dx^2} \left(\frac{dt}{dx} \right)_x \frac{(\delta x)^2}{2!} + \dots$$

$$-KA \left(\frac{dt}{dx} \right)_x + KA \left(\frac{dt}{dx} \right)_x + KA \frac{d}{dx} \left(\frac{dt}{dx} \right)_x \delta x + KA \frac{d^2}{dx^2} \left(\frac{dt}{dx} \right)_x \frac{(\delta x)^2}{2} = h(L - \delta x) [t_{av} - t_f]$$

$$KA \frac{d^2 t}{dx^2} \delta x = h(L - \delta x) [t_{av} - t_f] \quad \delta x \rightarrow 0 \Rightarrow \frac{d^2 t}{dx^2} = 0$$

$$\frac{d^2 t}{dx^2} = 0 \quad \frac{dt}{dx} = C_1 \quad t = C_1 x + C_2 \quad (3.2)$$

Esta condición se aplica a los límites de la placa.

la aleta, y si el coeficiente filmico y la conductividad térmica son asumidos constantes puede ser fácilmente resuelta.

La ecuación puede ser puesta en forma mas concisa definiendo a la diferencia de temperatura con la variable θ .

$$\theta = T - T_\infty$$

y un parametro m

$$m = \sqrt{\frac{hP}{kA}}$$

entonces la ecuación diferencial es

$$\frac{d^2\theta}{dx^2} - m^2\theta = 0$$

la solución es tal que

$$\theta = C_1 e^{mx} + C_2 e^{-mx} \quad (3.7)$$

donde C_1 y C_2 son constantes de integración. En el extremo $x=0$ la temperatura es T_b y en el extremo $x=L$ la temperatura es T_∞ . La ecuación (3.7) puede ser escrita en la forma

$$\theta = C_1 e^{mx} + C_2 e^{-mx}$$

$$x = L \quad ; \quad -K \frac{dt}{dx} = h_0 (t - t_f)$$

Podría ser notado que la condición límite de convección en el extremo de la aleta como regla asume que el coeficiente filmico en el extremo, h_0 , es diferente de la otra superficie, h . Esto es hecho por dos razones.

Primero, a causa de que, el coeficiente filmico convectivo depende en la orientación de la superficie. Segundo, porque esta distinción entre el coeficiente filmico permitirá simplificaciones fáciles en los resultados futuros para el caso especial en el cual el calor convectivo en el extremo es considerado despreciable (definición $h_0 = 0$).

$$\text{en } x = 0 \quad ; \quad h_0 = \infty = h_f$$

$$\text{en } x = L \quad ; \quad \frac{dt}{dx} = - \frac{h_0}{K} (t - t_f)$$

aplicando la ley de Fourier en el extremo $x = 0$ (Fig. 1.2)

$$\text{en } x = 0 \quad ; \quad q_0 = b + \dots$$

$$\text{en } x = L \quad ; \quad -K \frac{dt}{dx} = h_0 (t - t_f) \quad \text{donde } h_0 = \frac{h_f}{\cos \theta}$$

(a que θ y L son constantes, h_0 es una constante)

donde de estas dos expresiones

$$D = \theta_0 - \theta$$

$$m(-\theta e^{-ml} + (\theta_0 - \theta) e^{ml}) = -\frac{h_0}{K} (\theta e^{-ml} + (\theta_0 - \theta) e^{ml})$$

$$-\theta e^{-ml} + \theta_0 e^{ml} - \theta e^{ml} = -\frac{h_0}{mk} \theta e^{-ml} - \frac{h_0}{mk} \theta_0 e^{ml} + \frac{h_0}{mk} \theta e^{ml}$$

$$-\theta e^{-ml} - \theta e^{ml} + \frac{h_0}{mk} \theta e^{-ml} - \frac{h_0}{mk} \theta e^{ml} = -\theta_0 e^{ml} - \frac{h_0}{mk} \theta_0 e^{ml}$$

$$+ \theta (e^{-ml} + e^{ml}) + \frac{h_0}{mk} (\theta e^{-ml} - \theta e^{ml}) = +\theta_0 (e^{ml} - \frac{h_0}{mk} e^{ml})$$

$$\theta = \frac{\theta_0 (1 - \frac{h_0}{mk}) e^{ml}}{(e^{ml} + e^{-ml}) + \frac{h_0}{mk} (e^{ml} - e^{-ml})}$$

La sustitución en 3.3 nos da la expresión para la distribución de temperatura a lo largo de la alata.

$$\frac{\theta}{\theta_0} = \frac{e^{-mx}}{e^{ml} + e^{-ml} + \frac{h_0}{mk} (e^{ml} - e^{-ml})} = \frac{e^{-mx}}{e^{ml} + e^{-ml} + \frac{h_0}{mk} (e^{ml} - e^{-ml})}$$

Esta es, quizás, una expresión bastante complicada, pero se puede simplificar utilizando las funciones hiperbólicas.

$$\frac{\theta}{\theta_0} = \frac{e^{-mx}}{e^{ml} + e^{-ml} + \frac{h_0}{mk} (e^{ml} - e^{-ml})} = \frac{e^{-mx}}{\cosh ml + \frac{h_0}{mk} \sinh ml} \quad (3.4)$$

$$h = \frac{h_e}{k_m} \quad \text{y} \quad m = \sqrt{\frac{hL}{KA}}$$

La razón de flujo de calor puede ser evaluada mediante integración del calor de convección (q_c en la ecuación 3.1) sobre la superficie de la aleta. Sin embargo, el resultado es obtenido más directamente notando el hecho de que todo el calor disipado por la aleta debe ser conducido pasando por el punto donde $x=0$. Así si q simboliza la razón de Flujo de calor,

$$q = -KA \left(\frac{dt}{dx} \right)_{x=0}$$

Introducción de la distribución de temperatura (ecuación 3.4) da:

$$q = KA Bo \frac{\sinh m L + Bi \cosh m L}{\cosh m L + Bi \sinh m L} \quad (3.5)$$

En el desarrollo de estas relaciones para la distribución de temperatura y distribución de calor, fué asumido que la aleta era suficientemente delgada para que una condición unidimensional prevaleciera. Esta condición es alcanzada al punto extremo de la aleta, la razón de flujo de calor por convección en la superficie de la aleta es despreciable en comparación con el calor conducido por la otra superficie. En el caso de un caso, las relaciones anteriores pueden ser simplificadas despreciando

do estas pérdidas de calor en el extremo, eso implica que $h_e = 0$, o $\theta = 0$. Luego las ecuaciones 3.4 y 3.5 se reducen a:

$$\frac{\theta}{\theta_0} = \frac{t - t_f}{t_0 - t_f} = \frac{\cosh m (L - x)}{\cosh m L} \quad (3.6)$$

$$q = K_m A \theta_0 \tanh m L \quad (3.7)$$

Una empírica corrección que es a menudo hecha para estas relaciones simplificadas para considerar las pérdidas de calor del extremo es usar, en vez de la longitud verdadera de la aleta una longitud aparente, la cual da un área lateral superficial igual a la verdadera área lateral superficial más el área seccional transversal del extremo de la aleta, para aletas rectas de espesor uniforme la longitud aparente se usa en:

$$L_{\text{aparente}} = L + \frac{A_c}{A_s} \quad (3.8)$$

3.2 EFECTIVIDAD DE LA ALA

La proporción de energía transferida por la aleta en comparación con la que se transferiría si la superficie de la pared de la que se proyecta la aleta estuviera expuesta directamente al fluido es la efectividad de la aleta. La efectividad de la aleta se define como la razón de la potencia de calor transferida por la aleta a la potencia de calor transferida por la superficie de la pared de la que se proyecta la aleta.

temperatura superficial media a un valor más bajo del que tenían antes que las aletas fueran añadidas. Si el incremento de área superficial es mayor que el decremento de la temperatura media superficial, las aletas aumentan el intercambio de calor.

En orden de expresar la capacidad de intercambio de calor de una superficie extendida, relativa a la capacidad de intercambio de calor de la superficie primaria sin aletas, es útil definir la efectividad de aleta como la relación de la razón de transferencia de calor que puede ser obtenida si el área entera de la superficie de la aleta es mantenida a la misma temperatura de la superficie primaria. Se supone que no existe resistencia de contacto en la base de la aleta ya que la temperatura de la base de la aleta y la temperatura de la superficie primaria pueden ser consideradas como las mismas. Despreciando las pérdidas de calor del extremo de la aleta y esta de superficie lateral, se puede usar la ecuación 2.7 para obtener la razón de efectividad de calor de la aleta.

$$q_a = h_a A_a (T_b - T_\infty) = h_p A_p (\bar{T}_a - T_\infty) \quad (2.7)$$

$$q_a = h_p \left(A_a + A_p \bar{T}_a + A_p \Delta T_b \right) \quad (2.7)$$

La efectividad de la aleta, K está dada como:

$$K = \frac{q_a}{q_o} \times 100 =$$

$$K = \frac{h_f [A_a + A_L] \bar{\Delta T} + A_e \Delta T_i}{h_o \Delta T_o [A_a + A_e + A_L]}$$

$$K = \frac{h_f [A_a + A_L] \bar{\Delta T} + A_e \Delta T_i}{h_o A \Delta T_o} \quad (3.8)$$

3.3 SEMI-FINES ALATADAS

La efectividad de la aleta indicada en la ecuación anterior está relacionada excediendo al desarrollo de la aleta sola. Sin embargo, la mayoría de las aplicaciones empleando superficies extendidas involucra el uso de un arreglo de aletas unido a la superficie primaria. La figura 3.2 muestra tal arreglo, en tales aplicaciones es útil definir una efectividad de temperatura superficial total, la cual da una medida al desarrollo en un arreglo extendido.

A = Área superficial sólo de las aletas.

A_e = Área total superficial externa, incluyendo a la superficie no alada primaria.

$K =$ Efectividad de la aleta.

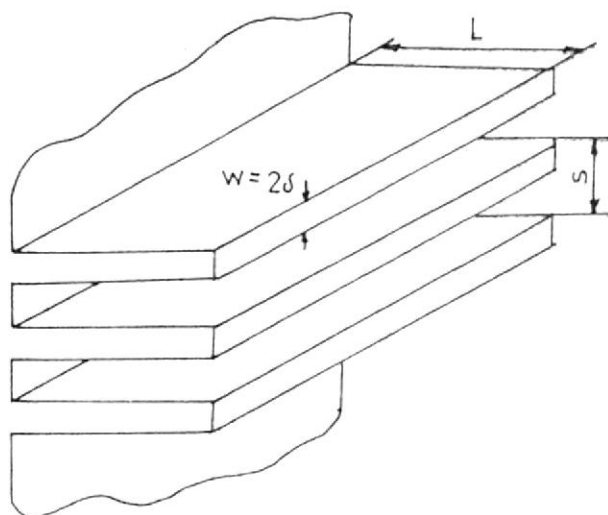


Fig. 3.2.- Superficie Aleteada

Si la efectividad total de temperatura superficial, se define como el calor rechazado por un arreglo dividido por el calor que el arreglo podría rechazar si la superficie entera fuera mantenida a la temperatura base, entonces,

$$\eta_s = \frac{q_{aT} - A_b (T_b - T_\infty) + h A_L (T_b - T_\infty)}{h A_T (T_b - T_\infty)}$$

el primer término en el numerador de esta expresión representa el calor dado por las superficies expuestas de la superficie primaria, el segundo término es dado por las aletas.

$$N = 1 - \frac{A_F}{A_T} (1 - k) \quad [3.10]$$

ya que $\frac{A_F}{A_T} < 1$ y $k \leq 1$ deducimos $N \leq 1$

Para aletas rectas cuando los efectos de los extremos son despreciados.

$$N = 1 - \frac{2L}{2L + S - W} \left(1 - \frac{1}{mL} \tanh mL \right) \quad [3.11]$$

Analicemos el comportamiento termico de la superficie aleteada con respecto a la superficie sin aletas. La cual sabemos que disipa calor con un 100% de eficiencia.

Así, llamemos N_L a la relación entre el calor disipado por la superficie sin aletas, al calor que disiparía si estuviese a la misma temperatura superficial de la superficie con aletas, bajo las mismas condiciones de velocidad de flujo de aire y flujo de calor. De acuerdo a esta definición N_L quedaría así:

$$N_L = \frac{h_{oL}}{h_o}$$

$$N_L = \frac{\frac{Q}{A \Delta T_{oL}}}{\frac{Q}{A \Delta T_o}}$$

$$N_L = \frac{\Delta T_o}{\Delta T_{oL}} \quad [3.12]$$

3.4 EXPERIMENTACION

El esquema principal de la instalación con instrumentos de mediciones es mostrado en la Fig. 3.3. En el cual podemos anotar los siguientes materiales y equipos usados en nuestras pruebas.

- 1.- Ventilador Centrifugo, mediante el cual variamos el flujo de aire en la sección de pruebas desde 3,080 hasta una velocidad máxima de 0,871 m/seg.
- 2.- Ducto de aire, el cual tiene 300 x 150 mm. como dimensiones interiores.
- 3.- Pitómetro, usado para medir el flujo de aire.
- 4.- Aislamiento del ducto, el cual evita la transferencia de calor desde el ducto hacia la sección de pruebas, para lo cual usamos espuma plástica de 30mm. de espesor.
- 5.- Termómetro electrónico, es un instrumento de mani-

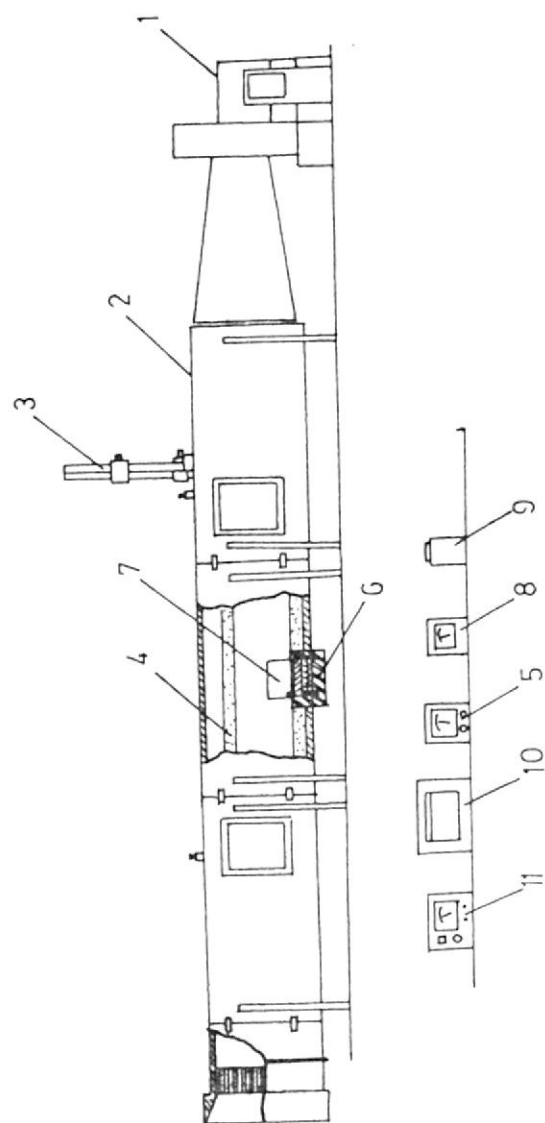


Fig. 2.3.- Esquema de la instalación experimental

- go variable con 10 entradas para termocuplas, usa
do para medir temperaturas en la placa de calentam
miento.
- 6.- Sistema de calentamiento, completamente aislado
con lana de vidrio de 2 cm. de espesor, el cual -
nos proporciona un definido y constante flujo de
calor al modelo de prueba.
- 7.- Modelos, mostrados en las figuras 3.3, 3.4 y 3.5
montados con termocuplas, los cuales se colocan -
sobre la placa de calentamiento firmemente asagu-
rados.
- 8.- Watímetro, usado para medir la potencia de entra-
da al sistema de calentamiento.
- 9.- Autotransformador, que permite regular la poten-
cia de entrada para mantener constante el flujo -
de calor.
- 10.- Dos medidores de temperatura con escala en milivol-
tos (0 - 100 V) de gran precisión y con ceros en
gradadas.

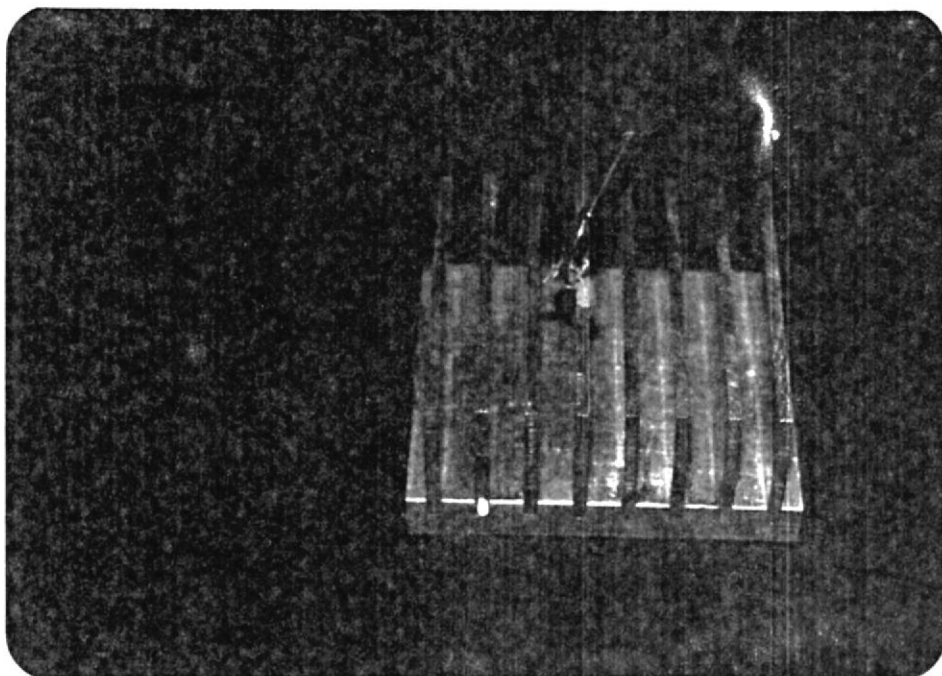


Fig. 3.6. - Model of a pump with a
 horizontal section of the pump

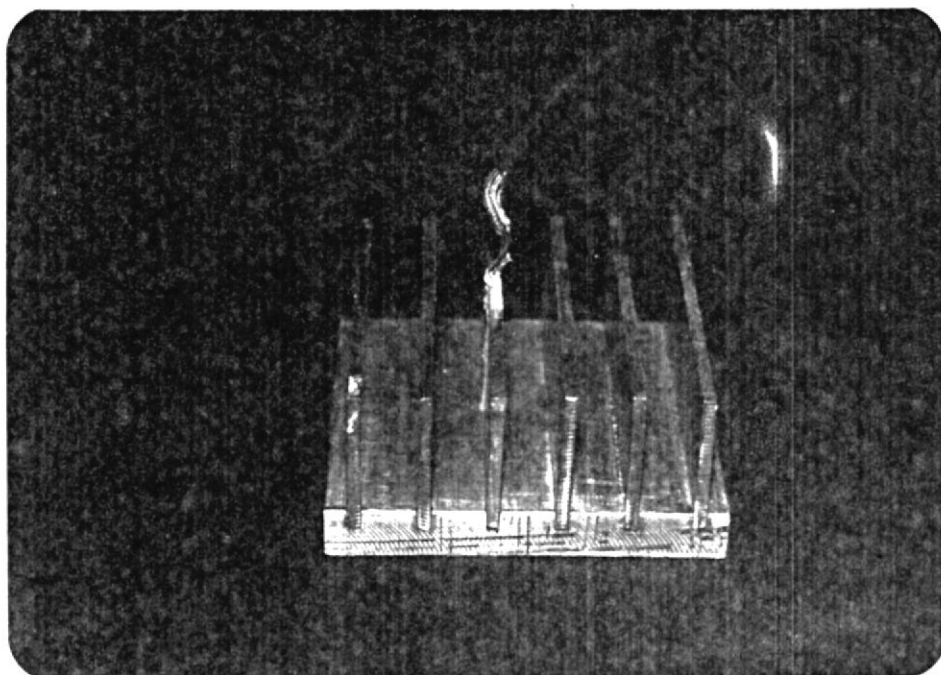


Fig. 3 - Model of the device for the measurement of the temperature of the object.

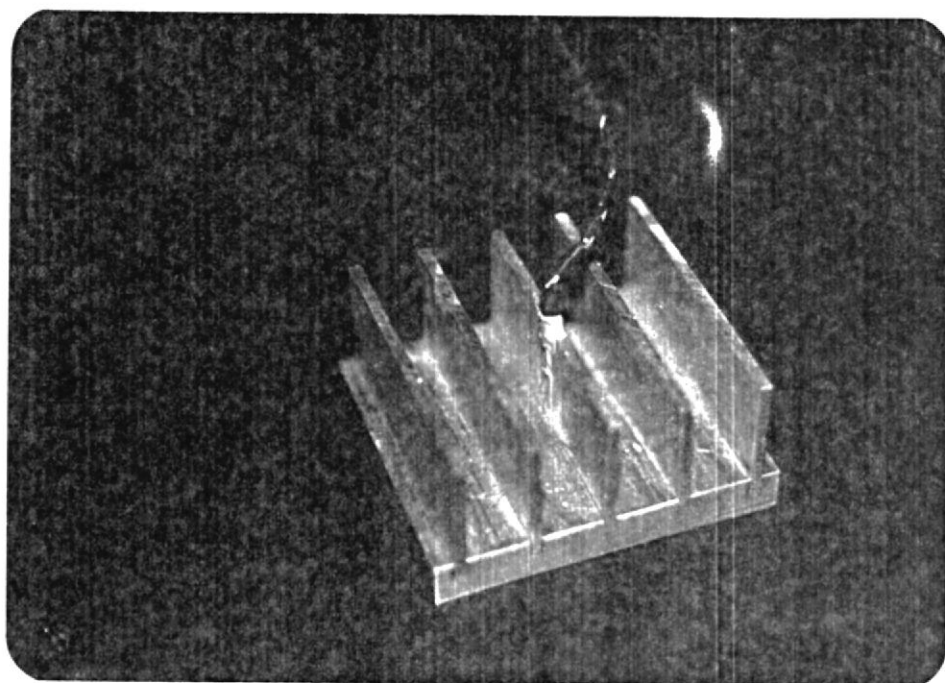


Fig. 3. — Perfilado de la placa de
las membranas instaladas.

- 11.- Medidor de diferencias de temperaturas, el cual proporciona diferencias de temperaturas del aire a la entrada y salida de la sección de pruebas.

La Figura No. 3.6 nos muestra la estación experimental completa. Mediante la compuerta graduada en porcentajes de abertura de 0 - 100% se regulan el flujo de aire en el ducto.

3.4.1 TRANSFERENCIA DE CALOR EN DISIPADORES DE CALOR VARIANDO LA VELOCIDAD DE FLUJO, ESPACIAMIENTO Y LONGITUD DE LAS ALAS:

Previamente a la realización de las pruebas se realizaron los siguientes pasos importantes:

- a.- Calibración del equipo de medición de las pruebas, es decir, potenciómetro de resistencia, termopila, termopar, termistor, - para lo cual se usó el equipo de calibración de la Universidad de la Habana para los dos primeros y el equipo de la Universidad de la Habana para el termistor. Se usó el equipo de la Universidad de la Habana para la calibración de la termopila.

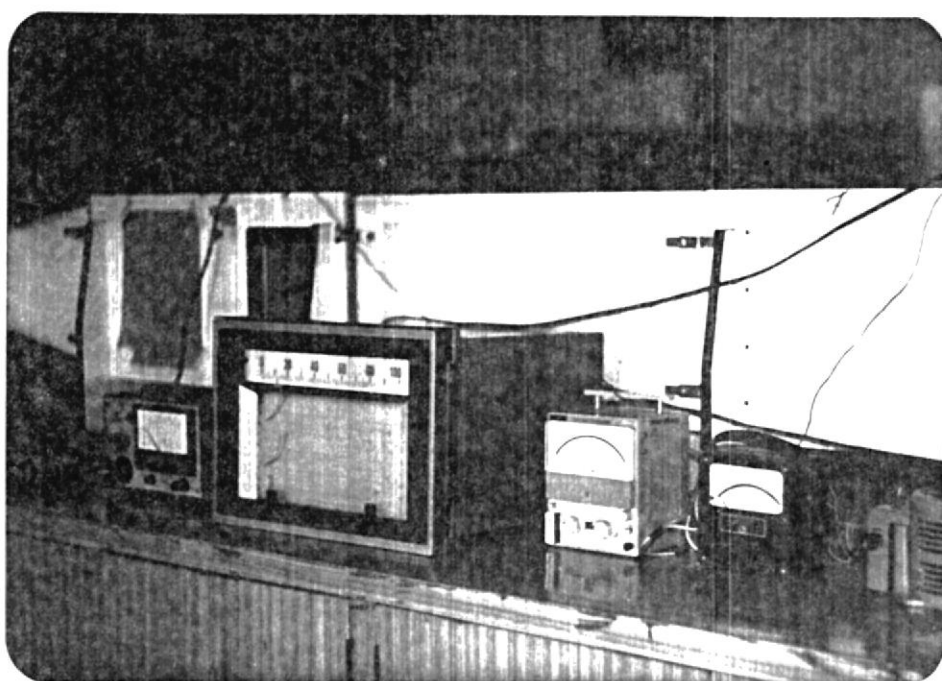
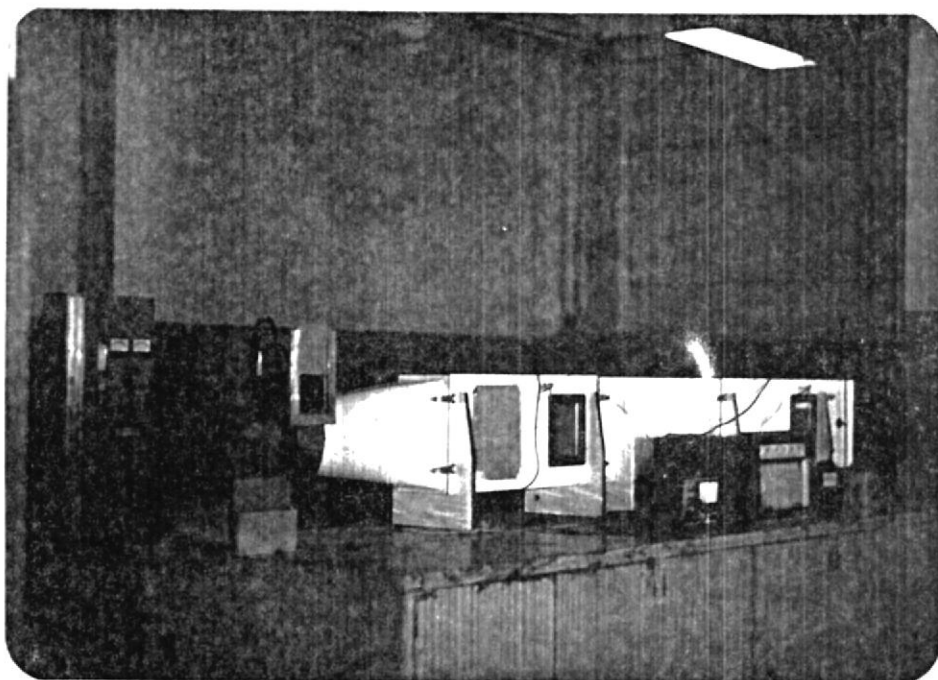


fig. 3.7 - installation special
complex.

b.- Instalación y comprobación de las termocuplas en los modelos de pruebas, las cuales fueron colocadas en canales efectuados a lo largo de la aleta. La comprobación del montaje correcto se hizo en base a la resistencia eléctrica de cada termocupla, para lo cual utilizamos un multímetro SIMPSON de gran precisión.

El procedimiento utilizado para la realización de la pruebas es el siguiente:

- 1.- Instalación del modelo a ser probado sobre la placa asegurándolo mediante dos tornillos de que está provista la placa de calentamiento.
- 2.- Conectar las termocuplas del modelo al potenciómetro registrador, luego de lo cual introducir el conjunto (sistema de calentamiento y modelo) en la sección de pruebas.
- 3.- Encender el motor del túnel de viento y regular la corriente de aire para el por-

centaje de abertura deseado.

- 4.- Permitir el paso de flujo eléctrico al autotransformador y regular mediante la resistencia variable de este, que la potencia de entrada al sistema de calentamiento sea la preseleccionada, o sea, 50 vatios - con la ayuda del vatímetro. Este control hay que efectuarlo durante el desarrollo de la prueba.
- 5.- Poner en marcha el potenciómetro registrador. Durante todas las pruebas la velocidad del papel seleccionada será de 2mm/min.
- 6.- Controlar el desarrollo del estado transitorio, hasta que llegue al estado estable.
- 7.- Tomar lecturas de la temperatura del medio cada 2 minutos, durante la prueba, para poder determinar la influencia de la temperatura ambiente en la velocidad de enfriamiento.
- 8.- Una vez llegado al estado estable, tomar lecturas de la temperatura del medio, para poder determinar la influencia de la temperatura ambiente en la velocidad de enfriamiento.

ma de calentamiento hasta la temperatura ambiente, lo cual lo controlamos con el termómetro electrónico. Para que este paso sea rápido regularos la compuerta para un 100% de abertura.

9.- Repetir los pasos 1 al 7, para los distintos Flujos de aire, distintas alturas de alatas y para cada uno de los modelos de prueba.

Después de que se haya realizado el ensayo con un modelo para los distintos flujos de aire, al modelo se le cambia la altura de alata y se repite el ensayo. La altura de alata es de 20 cm. Después de haber realizado el ensayo se le cambia la altura de alata a 30 cm. y se repite el ensayo. Después de haber realizado el ensayo se le cambia la altura de alata a 40 cm. y se repite el ensayo. Después de haber realizado el ensayo se le cambia la altura de alata a 50 cm. y se repite el ensayo. Después de haber realizado el ensayo se le cambia la altura de alata a 60 cm. y se repite el ensayo. Después de haber realizado el ensayo se le cambia la altura de alata a 70 cm. y se repite el ensayo. Después de haber realizado el ensayo se le cambia la altura de alata a 80 cm. y se repite el ensayo. Después de haber realizado el ensayo se le cambia la altura de alata a 90 cm. y se repite el ensayo. Después de haber realizado el ensayo se le cambia la altura de alata a 100 cm. y se repite el ensayo.

En la parte b) del ensayo se repite el ensayo para los gráficos de la velocidad de avance en función del tiempo para cada uno de los modelos realizados.

En la parte c) del ensayo se repite el ensayo para los

demás por el calor, además entre cada modelo se varió el orden de estas para diferenciar los graficos de cada modelo por el color.

El potenciómetro registrador nos proporciona una temperatura en milivoltios para cada termocupla, siendo esta diferencia de potencial directamente proporcional a la diferencia de temperatura entre el elemento frío y el caliente. Mediante la tabla B. 4 ubicada en la sección A del apéndice se transforma la medidas en $^{\circ}\text{C}$ y luego se usa la curva de calibración para encontrar el valor correcto al cual le sumamos la temperatura ambiente y obtenemos la temperatura dada por la termocupla.

Los graficos se presentan de acuerdo a la altura de las aletas y a los cordones 1, 2 y 3 presentándose las pruebas en el orden respectivo para cada altura de la aleta y para cada flujo de aire.

CAPITULO IV

ANÁLISIS DE RESULTADOS

4.1 ANALISIS TEORICO VS. RESULTADOS EXPERIMENTALES

Para nuestro caso de estudio el análisis teórico completo del proceso de transferencia de calor en los modelos es imposible de realizar, por lo cual tenemos que efectuar determinadas consideraciones que hacen posible el análisis teórico. Las consideraciones que hemos hecho en el desarrollo de esta tesis son las siguientes:

do al quinto cálculo adjunto en el apéndice C.

- El flujo de calor en el disipador de calor es unidimensional.
- La generación de calor es uniforme, lo que se consigue a partir del diseño de la base de cerámica en la que se ubica la resistencia eléctrica. Esto se controla con pruebas de medición de temperaturas en la placa de calentamiento para distintas posiciones. El error porcentual de estas mediciones se calcula en el apéndice C, sexto cálculo.

Es en base a estas consideraciones que se hace necesario un estudio combinado teórico experimental para de esta manera presentar resultados comparativos que puedan ser usados en el diseño final.

Los resultados experimentales obtenidos los tenemos en forma de tablas dadas en el apéndice A: Así en la tabla No.1 se encuentran tabuladas las conductancias fluidicas real e ideal para varios flujos de Aire, distintas alturas de la aleta y diferente número de aletas por unidad de área. Además, también tenemos tabulada la eficiencia local de la aleta. en la tabla No.2

se tabularon los valores de la eficiencia para la superficie aleteada y el porcentaje de incremento de la eficiencia por efecto de la adición de aletas a la superficie plana, por último en la tabla No. 3 tenemos tabulados valores para la relación entre el calor disipado por una aleta y el peso de la misma.

Las ecuaciones usadas para la realización de las tablas 1, 2, 3 y 4 las podemos observar en el apéndice B; donde tenemos los cálculos de los coeficientes convectivos en la parte No. 2. En la parte No. 1 tenemos el cálculo de la velocidad del aire en la sección de pruebas. En la parte No. 3 se encuentran los cálculos de las eficiencias de las superficies aleteadas y su comparación con la superficie sin aletas y en la parte No. 4 está realizado el cálculo del calor disipado por unidad de peso de la aleta.

4.2 EFICIENCIA DE LAS SUPERFICIES ALETEADAS EN FUNCIÓN DE LA VELOCIDAD DEL FLUIDO Y DE LA EFICIENCIA DE CALOR.

Las unidades de conductancia hA (cal/cm² x °C) aumentan cuando aumenta la velocidad del fluido. Dependiendo de la

observación de la tabla No. 1. Cuando se aumenta el número de aletas por unidad de área h_f y h_c disminuyen, así, para una misma velocidad del aire $V = 3,080$ m/seg los valores de h_f , para modelos con 5, 6 y 8 aletas son 22,094, 12,422 y 17,663 Watt/m² °C respectivamente, relación que se conserva para los demás valores de la velocidad del aire.

A partir de las figuras e, f y g del apéndice observamos claramente que cuando disminuimos la altura de las aletas el coeficiente filmico h_f aumenta, siendo esto más apreciable a medida que se incrementa la velocidad de flujo del aire. También se observa que si se aumenta más la velocidad del aire el coeficiente convectivo h_c tenderá a un valor determinado, es decir, sólo hasta cierto punto es conveniente la elevación de la velocidad del aire para obtener un mayor coeficiente filmico h_f . Es de notar, que el aumento del coeficiente filmico a medida que disminuimos la altura de las aletas es de esperarse, ya que estamos incrementando la temperatura media del arcedo, la cual aumenta el coeficiente convectivo.

En la tabla No. 2 podemos observar que a medida que se disminuye la altura de las aletas el valor promedio de

las eficiencias de arreglo disminuye, lo cual lo podemos observar en la Fig. h del apéndice, en la que se ha graficado la eficiencia promedio del arreglo Vs. la altura de las aletas.

En todos los modelos vemos al inicio un rápido aumento de la eficiencia con el aumento de la altura de las aletas, hasta un valor óptimo para cada modelo a partir del cual la eficiencia disminuye. Esto es debido a que el calor disipado por la aleta es función de la longitud (altura) de esta, estando el calor disipado en relación directa con la eficiencia de la aleta.

A partir de esta figura también podemos observar que la eficiencia de los arreglos con mayor cantidad de aletas por unidad de área es mayor. Que hay un mayor incremento del área superficial de transferencia del calor convectivo.

- La eficiencia de los arreglos se mide como el aumento de la velocidad del fluido. La cual es debido a que la eficiencia de la aleta está en relación directa con el valor de convección forzada h_c , la cual aumenta cuando se incrementa la velocidad de flujo del fluido.

- El porcentaje de incremento de la eficiencia aumenta a medida que aumenta la velocidad de flujo. Esto es debido a que la eficiencia de las superficies aleteadas está en relación directa con la velocidad.
- El porcentaje de incremento de la eficiencia disminuye cuando se disminuye la altura de las aletas, como se puede observar en la Figura j del apéndice, en la que tenemos graficados los valores promedio de los porcentajes de incremento de la eficiencia Vs. la altura de las aletas. También observamos que este porcentaje de incremento es mayor cuando tenemos un mayor número de aletas por unidad de área superficial, esto sucede debido a que al tener un mayor número de aletas por unidad de área superficial aumentamos el área de transferencia de calor convectivo, lo que influye en el aumento del porcentaje de incremento de la eficiencia.

En la figura k del apéndice esta graficado el calor disipado por unidad de peso de la aleta Vs. la altura de las aletas para cada arreglo, de este gráfico podemos decir:

- El calor disipado por unidad de peso de la aleta se

incrementa a medida que disminuimos la altura de las aletas. Las aletas cortas, delgadas y con pequeños espacios entre si son desde el punto de vista de transferencia de calor superiores. Por lo cual, una aleta corta va a disipar más calor por unidad de peso que una aleta más larga a consecuencia de que tiene una temperatura superficial media más alta.

- El calor disipado por unidad de peso de la aleta disminuye cuando aumentamos el número de aletas por unidad de área. Al aumentar el número de aletas disminuimos la temperatura superficial media del arreglo. Así, para un arreglo con mayor número de aletas por unidad de área, la temperatura superficial media será menor y por consiguiente el calor disipado por unidad de peso de la aleta será menor.

Este último gráfico es por si mismo bastante interesante porque el peso del material afecta la selección con el costo del modelo.

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

En la presente tesis el objetivo era realizar un estudio teórico-experimental de la transferencia de calor en disipadores de calor, para lo cual elaboramos 3 modelos que poseían la misma área base, pero con diferente número de aletas por unidad de área. Luego de efectuar el análisis de resultados tenemos las siguientes conclusiones, válidas para nuestros modelos de disipadores de calor, que son: Superficies planas provistas de aletas rectas de sección transversal constante.

- Un disipador de calor metálico es el método más simple y económico de asegurar el removimiento de calor para cualquier dispositivo electrónico.
- Los coeficientes de transferencia de calor por convección aumentan cuando aumenta la velocidad del aire.
- Los coeficientes de transferencia de calor por convección disminuyen cuando se aumenta el número de aletas por unidad de área.
- Los coeficientes de transferencia de calor por convec-

ción aumentan cuando se disminuye la altura de las aletas.

- El valor promedio de la eficiencia para una superficie aleteada disminuye cuando disminuye la altura de las aletas.
- La eficiencia para arreglos con mayor cantidad de aletas por unidad de área es mayor que para arreglos con menor número de aletas por unidad de área.
- El porcentaje de incremento de la eficiencia aumenta cuando aumenta la velocidad del flujo.
- El porcentaje de incremento de la eficiencia disminuye con la disminución de la altura de las aletas.
- El porcentaje de incremento de la eficiencia es mayor cuando aumenta la mayor velocidad de flujo y la superficie aleteada.
- El calor disipado por unidad de área de superficie aleteada aumenta a medida que disminuye la altura de las aletas.

- El calor disipado por unidad de peso de la aleta disminuye cuando se aumenta el número de aletas.
- + - El sistema utilizado para estas pruebas puede ser adecuado para efectuar estudios con otros tipos de disipadores de calor.
- Sería recomendable hacer un estudio variando el calor de entrada al disipador para determinar por medio del calor que se desea disipar el modelo a ser usado y sus dimensiones.

A P E N D I C E

A.- TABLAS:

- 1.- Conductancias fílmicas real e ideal de los modelos y eficiencias de las aletas para distintos flujos de aire.
- 2.- Eficiencias de las superficies planas aleteadas, comparación con la superficie sin aletas.
- 3.- Relación entre el calor disipado y el peso de la aleta.
- 4.- Tabla de conversión de voltios a grados centígrados.
- 5.- Tabla de valores de la velocidad del aire en la sección de entrada para distintos porcentajes de la velocidad de la corriente.

B.- GRÁFICOS:

- a.- Gráficos de la resistencia fílmica para los modelos en cada sección.

- b.- Curva de calibración del potenciómetro registrador.
- c.- Curvas de calibración del termómetro electrónico.
- d.- Factor de corrección de entrada del túnel de viento.
- e.- Variación de la conductancia filmica h_f con respecto al flujo de aire ($L = 6\text{cm}$, $L = 5\text{cm}$).
- f.- Variación de la conductancia filmica h_f con respecto al flujo de aire ($L = 4\text{cm}$, $L = 3\text{cm}$).
- g.- Variación de la conductancia filmica h_f con respecto al flujo de aire ($L = 2\text{cm}$, $L = 1\text{cm}$).
- h.- Eficiencia promedio del arreglo Vs. la altura de las aletas.
- j.- Porcentajes de incremento de la eficiencia Vs. la altura de las aletas.

k.- Calor disipado por unidad de peso de la aletas Vs. la altura de las aletas.

C.- CALCULOS EFECTUADOS:

- 1.- Cálculo de la velocidad del aire para la sección de pruebas.
- 2.- Calculos de la conductancia fluídica real e ideal.
- 3.- Calculos de las eficiencias.
- 4.- Cálculo del calor disipado por unidad de peso de la aleta.
- 5.- Cálculo de las pérdidas en el sistema de calentamiento.
- 6.- Cálculo de error porcentual para las temperaturas en la placa de calentamiento.

$v \left(\frac{m}{seg} \right)$	$h_F \left(\frac{Watt}{m^2}; ^\circ C \right)$	$h_O \left(\frac{Watt}{m^2}; ^\circ C \right)$	$K [\%]$
$L = 6 \times 10^{-2} m.$ $\delta = 1,5 \times 10^{-2} m.$			
3,080	22,094	20,742	98,263
4,665	26,206	24,727	98,323
6,651	28,963	26,961	98,158
8,871	31,172	29,461	98,344
$L = 6 \times 10^{-2} m.$ $\delta = 1,2 \times 10^{-2} m.$			
3,080	19,422	19,059	98,642
4,665	22,551	20,740	98,321
6,651	25,271	23,407	98,322
8,871	26,714	24,743	98,364
$L = 6 \times 10^{-2} m.$ $\delta = 0,8 \times 10^{-2} m.$			
3,080	17,363	17,150	98,423
4,665	19,469	17,867	98,422
6,651	21,530	19,190	98,474
8,871	22,670	21,271	98,270

$V \left[\frac{m}{seg} \right]$	$h_f \left[\frac{Watt}{m^2} \cdot ^\circ C \right]$	$q_q \text{ (Watt)}$	$\frac{q_q}{W}$
$L = 6 \times 10^{-2} \text{ m.} \quad b = 1,6 \times 10^{-2} \text{ m.}$			
3,080	22,094	10,698	275,067
4,665	26,206	10,705	275,247
6,651	28,963	10,697	274,784
8,871	31,172	10,707	275,298
$L = 6 \times 10^{-2} \text{ m.} \quad b = 1,2 \times 10^{-2} \text{ m.}$			
3,080	19,422	9,0350	232,349
4,665	22,551	10,1177	234,400
6,651	25,271	9,1172	234,421
8,871	28,714	9,1200	234,517
$L = 6 \times 10^{-2} \text{ m.} \quad b = 7 \times 10^{-3} \text{ m.}$			
3,080	17,563	7,0134	190,320
4,665	19,468	7,0134	190,320
6,651	21,290	7,0126	190,436
8,871	23,670	7,0126	190,040

$V \left(\frac{m}{seg} \right)$	$h_f \left(\frac{m}{Wat \cdot sec} \right)$	$h_o \left(\frac{m}{Wat \cdot sec} \right)$	$K \text{ } [\%]$
$L = 5 \times 10^{-2} \text{ m.}$			
3,000	23,579	24,626	99,945
4,665	29,892	26,633	99,954
6,654	32,400	29,766	99,944
8,674	34,237	34,936	99,955
$U = 4,5 \times 10^{-2} \text{ m.}$			
3,000	20,250	47,472	99,254
4,665	23,390	23,178	99,229
6,654	27,950	21,701	99,433
8,674	30,407	27,180	99,408
$L = 5 \times 10^{-2} \text{ m.}$			
3,189	47,375	47,727	99,732
4,667	24,593	27,267	99,967
6,654	24,052	27,413	99,975
8,674	27,747	34,914	99,972

$V \left[\frac{m}{seg} \right]$	$h_F \left[\frac{Watt}{m^2} \text{ } ^\circ C \right]$	$h_O \left[\frac{Watt}{m^2} \text{ } ^\circ C \right]$	$K \left[\% \right]$
$L = 4 \times 10^{-2} \text{ m.} \quad S = 1,5 \times 10^{-2} \text{ m.}$			
3,080	25,976	23,752	98,445
4,665	32,579	29,650	98,539
6,651	36,931	34,073	99,039
8,871	39,165	35,504	98,739
$L = 4 \times 10^{-2} \text{ m.} \quad S = 1,2 \times 10^{-2} \text{ m.}$			
3,030	22,768	21,002	98,344
4,665	27,842	25,447	98,324
6,651	31,363	29,613	98,353
8,871	33,643	32,70	98,358
$L = 4 \times 10^{-2} \text{ m.} \quad S = 1 \times 10^{-2} \text{ m.}$			
3,030	21,140	19,71	98,373
4,665	24,423	23,100	98,426
6,651	27,904	25,60	98,424
8,871	29,440	27,11	98,447

$v \left[\frac{m}{seg} \right]$	$h_F \left[\frac{Watt}{m^2} \text{ } ^\circ C \right]$	$h_D \left[\frac{Watt}{m^2} \text{ } ^\circ C \right]$	$K \left[\frac{1}{m} \right]$
$L = 3 \times 10^{-2} \text{ m.} \quad \quad \quad S = 1,5 \times 10^{-2} \text{ m.}$			
3,080	27,454	25,110	90,315
4,505	30,117	33,704	90,503
6,551	41,592	37,370	98,700
8,071	46,670	44,830	98,133
$L = 3 \times 10^{-2} \text{ m.} \quad \quad \quad S = 1,2 \times 10^{-2} \text{ m.}$			
3,060	25,242	24,200	90,390
4,535	31,535	27,132	98,704
6,521	37,035	34,781	98,157
8,571	40,383	37,142	98,152
$L = 3 \times 10^{-2} \text{ m.} \quad \quad \quad S = 1,0 \times 10^{-2} \text{ m.}$			
3,100	13,534	12,100	90,315
4,500	20,750	17,000	90,315
6,500	32,375	24,000	90,315
8,500	36,400	28,000	90,315

$V \left(\frac{m}{seg} \right)$	$h_g \left(\frac{m}{2} \right) [^{\circ}C]$	$h_o \left(\frac{m}{2} \right) [^{\circ}C]$	$K (\%)$
$L = 2 \times 10^{-2} m.$			
3,080	30,038	28,957	98,845
4,665	39,248	36,838	98,806
6,654	45,364	43,076	99,049
8,674	52,443	50,892	99,055
$L = 2 \times 10^{-2} m.$			
3,090	30,865	29,299	97,738
4,665	39,704	37,477	97,739
6,654	44,555	44,474	97,755
8,674	49,293	49,444	97,778
$L = 2 \times 10^{-2} m.$			
3,070	29,754	27,954	97,465
4,665	39,489	37,574	97,774
6,654	44,459	42,544	97,810
8,674	49,470	47,554	97,830

$V \left[\frac{m}{seg} \right]$	$h_F \left[\frac{Watt}{m^2} \cdot 10^3 \right]$	$h_O \left[\frac{Watt}{m^2} \cdot 10^3 \right]$	$K (\%)$
$L = 1 \times 10^{-2} m.$ $\delta = 1,5 \times 10^{-2} m.$			
3,080	35,776	34,000	97,204
4,635	47,807	45,444	97,428
6,634	60,343	58,172	98,000
8,871	65,780	62,140	97,554
$L = 1 \times 10^{-2} m.$ $\delta = 1,2 \times 10^{-2} m.$			
3,130	35,024	34,120	97,430
4,760	45,700	44,210	97,204
6,634	55,100	53,210	96,581
8,874	62,500	60,410	96,650
$L = 1 \times 10^{-2} m.$ $\delta = 1 \times 10^{-2} m.$			
3,080	39,642	37,030	93,431
4,635	44,247	42,414	95,854
6,634	49,207	47,710	97,150
8,874	54,420	52,740	97,120

$V \left(\frac{m}{seg} \right)$	$N \left(\frac{\%}{\%} \right)$	$N_L \left(\frac{\%}{\%} \right)$	$\frac{N - N_L}{N_L} \times 100$
$L = 6 \times 10^{-2} m.$ $\beta = 1,6 \times 10^{-2} m.$			
3,020	99,338	99,420	150,590
4,065	99,392	99,254	150,753
6,651	99,244	99,350	128,736
8,874	99,411	99,472	123,537
$L = 6 \times 10^{-2} m.$ $\beta = 1,2 \times 10^{-2} m.$			
3,020	99,674	97,273	137,201
4,065	99,377	97,450	159,350
6,651	99,378	92,357	134,757
8,874	99,447	93,420	129,702
$L = 6 \times 10^{-2} m.$ $\beta = 1,4 \times 10^{-2} m.$			
3,020	99,457	94,	94,716
4,065	99,457	91,75	108,527
6,651	99,340	91,75	108,527
8,874	99,340	91,75	108,527

$v \left[\frac{m}{seg} \right]$	$N \text{ [\%]}$	$N_L \text{ [\%]}$	$\frac{N - N_L}{N_L} \times 100$
$L = 5 \times 10^{-2} \text{ m.} \quad \quad \quad G = 1,5 \times 10^{-2} \text{ m.}$			
3,080	99,044	42,254	134,347
4,565	93,990	41,444	135,852
6,051	80,944	43,844	119,257
8,071	39,137	47,773	107,573
$L = 5 \times 10^{-2} \text{ m.} \quad \quad \quad G = 1,2 \times 10^{-2} \text{ m.}$			
3,080	98,320	41,410	141,321
4,565	91,303	39,410	141,437
6,051	80,267	40,340	110,170
8,171	50,250	40,310	112,717
$L = 10 \times 10^{-2} \text{ m.} \quad \quad \quad G = 1,2 \times 10^{-2} \text{ m.}$			
3,130	98,730	34,500	110,757
4,620	88,740	31,200	104,114
6,031	72,737	29,100	107,133
8,071	66,372	29,100	100,740

$V \left[\frac{m}{seg} \right]$	$H \left[\frac{\%}{\%} \right]$	$N_L \left[\frac{1}{\%} \right]$	$\frac{N - N_L}{N_L} \times 100$
$L = 4 \times 10^{-2} m.$ $S = 1,6 \times 10^{-2} m.$			
3,000	98,667	46,588	111,736
4,665	98,747	44,221	123,303
6,651	99,201	49,794	112,940
8,871	98,788	50,247	96,649
$L = 4 \times 10^{-2} m.$ $S = 1,2 \times 10^{-2} m.$			
3,000	99,394	49,127	126,269
4,665	99,400	48,839	131,794
6,651	99,420	47,131	111,317
8,871	99,432	49,110	102,37
$L = 4 \times 10^{-2} m.$ $S = 1,2 \times 10^{-2} m.$			
3,000	99,441	49,111	117,17
4,665	99,504	49,133	101,199
6,651	99,472	48,111	110,312
8,871	99,492	49,111	101,077

$V \left[\frac{m}{seg} \right]$	$N \left[\frac{\%}{\%} \right]$	$N_L \left[\frac{\%}{\%} \right]$	$\frac{N - N_L}{N_L} \times 100$
$L = 3 \times 10^{-2} m.$ $S = 1,5 \times 10^{-2} m.$			
3,080	98,648	94,213	24,063
4,565	98,852	48,736	102,624
6,551	98,998	51,936	90,615
8,871	99,287	51,072	94,403
$L = 3 \times 10^{-2} m.$ $S = 1,2 \times 10^{-2} m.$			
3,080	98,888	60,732	38,045
4,565	98,893	60,732	102,143
6,551	98,967	60,712	38,417
8,871	98,952	62,477	36,143
$L = 3 \times 10^{-2} m.$ $S = 1 \times 10^{-2} m.$			
3,080	98,510	44,437	112,347
4,565	98,601	40,517	141,513
6,551	98,526	44,322	121,117
8,871	98,382	40,446	100,754

$V \left(\frac{m}{seg} \right)$	$N (\%)$	$I_L (\%)$	$\frac{N - N_L}{N_L} \times 100$
$L = 2 \times 10^{-2} \text{ m.} \quad \beta = 4,5 \times 10^{-2} \text{ m.}$			
3,080	99,120	63,564	55,592
4,665	99,090	59,673	65,417
6,654	99,254	64,967	60,409
8,874	99,260	60,444	64,333
$L = 2 \times 10^{-2} \text{ m.} \quad \beta = 4,2 \times 10^{-2} \text{ m.}$			
3,080	98,205	57,290	74,598
4,665	98,246	54,550	80,052
6,654	98,198	58,074	80,064
8,874	98,347	59,047	65,808
$L = 2 \times 10^{-2} \text{ m.} \quad \beta = 6 \times 10^{-3} \text{ m.}$			
3,080	97,823	64,364	90,339
4,665	97,888	49,703	400,547
6,654	98,032	52,422	97,002
8,874	98,260	53,078	95,407

$V \left(\frac{m}{seg} \right)$	$N \left(\frac{\%}{\%} \right)$	$N_L \left(\frac{\%}{\%} \right)$	$\frac{N - N_L}{N_L} \times 100$
$L = 1 \times 10^{-2} m.$ $\delta = 1,0 \times 10^{-2} m.$			
3,080	98,249	94,019	21,162
4,665	98,149	72,807	34,370
6,651	90,295	60,079	43,744
8,871	95,393	72,719	29,170
$L = 1 \times 10^{-2} m.$ $\delta = 1,2 \times 10^{-2} m.$			
3,080	95,291	77,737	27,154
4,665	95,331	71,637	34,777
6,651	88,453	61,607	37,777
8,871	93,333	73,211	34,142
$L = 1 \times 10^{-2} m.$ $\delta = 1,4 \times 10^{-2} m.$			
3,080	97,157	73,147	31,173
4,665	97,427	71,147	47,177
6,651	97,501	61,147	44,177
8,871	97,7600	71,147	43,177

$v \left(\frac{m}{seg} \right)$	$h_F \left(\frac{Watt}{m^2} \cdot ^\circ C \right)$	$q_q \text{ (Watt)}$	$\frac{q_q}{v}$
$L = 5 \times 10^{-2} \text{ m.} \quad \quad \quad \delta = 1,6 \times 10^{-2} \text{ m.}$			
3,080	23,579	10,4596	340,344
4,665	28,992	10,4529	348,407
6,651	32,400	12,2504	373,972
8,874	34,237	10,4740	340,752
$L = 5 \times 10^{-2} \text{ m.} \quad \quad \quad \delta = 1,2 \times 10^{-2} \text{ m.}$			
3,080	20,258	6,9743	273,884
4,665	25,390	6,9323	273,245
6,651	27,690	6,9029	273,709
8,874	30,437	6,8611	273,769
$L = 5 \times 10^{-2} \text{ m.} \quad \quad \quad \delta = 8 \times 10^{-3} \text{ m.}$			
3,080	19,375	3,9101	212,379
4,665	24,593	3,9444	212,374
6,651	24,082	6,9531	212,279
8,874	25,717	6,9525	212,267

$V \left[\frac{m}{seg} \right]$	$h_F \left[\frac{Watt}{m^2} \cdot ^\circ C \right]$	$q_q \text{ (Watt)}$	$\frac{q_q}{J}$
$L = 4 \times 10^{-2} \text{ m.} \quad \quad \quad \delta = 1,3 \times 10^{-2} \text{ m.}$			
3,080	25,976	40,4232	350,637
4,665	32,579	40,4307	351,700
6,054	35,934	40,4032	353,409
8,874	39,465	40,4042	354,575
$L = 4 \times 10^{-2} \text{ m.} \quad \quad \quad \delta = 1,2 \times 10^{-2} \text{ m.}$			
3,030	22,738	39,7068	338,324
4,650	27,042	39,7111	339,113
6,034	29,360	39,7617	337,076
8,874	33,645	39,7111	338,124
$L = 4 \times 10^{-2} \text{ m.} \quad \quad \quad \delta = 1,1 \times 10^{-2} \text{ m.}$			
3,000	21,447	39,3311	335,113
4,600	26,427	39,3517	336,113
6,004	28,004	39,3201	335,113
8,874	31,611	39,3111	335,113

$V \left(\frac{m}{seg} \right)$	$h_F \left(\frac{Watt}{m^2} \cdot 10^3 \right)$	$Q_q \text{ (Watt)}$	$\frac{Q_q}{W}$
$L = 3 \times 10^{-2} \text{ m.} \quad \quad \quad \delta = 1,5 \times 10^{-2} \text{ m.}$			
3,000	27,454	9,3304	469,733
4,665	36,117	9,7230	500,999
6,651	41,592	9,7412	500,932
8,871	46,679	9,7790	502,639
$L = 3 \times 10^{-2} \text{ m.} \quad \quad \quad \delta = 1,2 \times 10^{-2} \text{ m.}$			
3,000	25,819	9,4374	432,447
4,665	31,557	9,4311	433,644
6,651	37,636	9,4247	434,822
8,871	40,393	9,4183	436,134
$L = 3 \times 10^{-2} \text{ m.} \quad \quad \quad \delta = 1,0 \times 10^{-2} \text{ m.}$			
3,000	23,581	9,312	412,117
4,665	27,038	9,2943	422,221
6,651	30,371	9,2764	432,327
8,871	34,175	9,2585	442,433

$V \left[\frac{m}{seg} \right]$	$h_F \left[\frac{Watt}{m^2} \cdot ^\circ C \right]$	$Q_q [Watt]$	$\frac{Q_q}{V}$
$L = 1 \times 10^{-2} \text{ m.} \quad \quad \quad D = 1,5 \times 10^{-2} \text{ m.}$			
3,000	35,770	7,5115	1150,370
4,555	47,807	7,3035	1157,320
6,551	60,343	7,3410	1170,735
8,571	65,788	7,5725	1162,051
$L = 1 \times 10^{-2} \text{ m.} \quad \quad \quad D = 1,2 \times 10^{-2} \text{ m.}$			
3,000	35,004	5,5021	1010,727
4,555	45,790	5,5157	1017,570
6,551	51,590	5,6010	1019,453
8,571	52,503	5,6213	1022,567
$L = 1 \times 10^{-2} \text{ m.} \quad \quad \quad D = 1 \times 10^{-2} \text{ m.}$			
3,000	30,642	3,5211	854,700
4,555	41,217	3,5312	854,152
6,551	46,207	3,5510	852,430
8,571	44,420	3,5501	851,441

TERMOELECTRICA IPC T

Temperatura en °C

Resistencia a °C

DES C	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Voltage Termoelectrónico en milivoltios absolutos											
-190	-5.439	-5.456	-5.473	-5.489	-5.504	-5.522	-5.539	-5.555	-5.571	-5.587	-5.603
-180	-5.261	-5.279	-5.297	-5.315	-5.333	-5.351	-5.369	-5.387	-5.405	-5.421	-5.439
-170	-5.069	-5.089	-5.109	-5.128	-5.147	-5.167	-5.186	-5.205	-5.223	-5.242	-5.261
-160	-4.865	-4.886	-4.907	-4.928	-4.948	-4.969	-4.989	-5.010	-5.030	-5.050	-5.069
-150	-4.648	-4.670	-4.693	-4.715	-4.737	-4.758	-4.780	-4.801	-4.823	-4.844	-4.865
-140	-4.419	-4.442	-4.466	-4.489	-4.512	-4.535	-4.558	-4.581	-4.603	-4.626	-4.648
-130	-4.177	-4.202	-4.226	-4.251	-4.275	-4.299	-4.323	-4.347	-4.371	-4.395	-4.419
-120	-3.923	-3.949	-3.974	-4.000	-4.026	-4.051	-4.077	-4.102	-4.127	-4.152	-4.177
-110	-3.656	-3.684	-3.711	-3.737	-3.764	-3.791	-3.818	-3.844	-3.870	-3.897	-3.923
-100	-3.378	-3.407	-3.435	-3.463	-3.491	-3.519	-3.547	-3.574	-3.602	-3.629	-3.656
-90	-3.089	-3.118	-3.147	-3.177	-3.206	-3.235	-3.264	-3.293	-3.321	-3.350	-3.378
-80	-2.788	-2.818	-2.849	-2.879	-2.909	-2.939	-2.970	-2.999	-3.029	-3.059	-3.089
-70	-2.475	-2.507	-2.539	-2.570	-2.601	-2.633	-2.664	-2.695	-2.726	-2.757	-2.788
-60	-2.152	-2.185	-2.218	-2.250	-2.283	-2.315	-2.348	-2.380	-2.412	-2.444	-2.475
-50	-1.819	-1.853	-1.886	-1.920	-1.953	-1.987	-2.020	-2.053	-2.087	-2.120	-2.152
-40	-1.475	-1.510	-1.544	-1.579	-1.614	-1.648	-1.682	-1.717	-1.751	-1.785	-1.819
-30	-1.121	-1.157	-1.192	-1.228	-1.263	-1.299	-1.334	-1.370	-1.405	-1.440	-1.475
-20	-0.757	-0.794	-0.830	-0.867	-0.903	-0.940	-0.976	-1.013	-1.049	-1.085	-1.121
-10	-0.383	-0.421	-0.458	-0.496	-0.534	-0.571	-0.608	-0.646	-0.683	-0.720	-0.757
0	0.000	0.039	0.078	0.117	0.156	0.195	0.234	0.273	0.312	0.351	0.391
10	0.391	0.430	0.470	0.510	0.549	0.589	0.629	0.669	0.709	0.749	0.789
20	0.789	0.830	0.870	0.911	0.951	0.992	1.032	1.073	1.114	1.155	1.196
30	1.196	1.237	1.279	1.320	1.361	1.402	1.444	1.486	1.528	1.569	1.611
40	1.611	1.653	1.695	1.738	1.780	1.822	1.865	1.907	1.950	1.992	2.035
50	2.035	2.078	2.121	2.164	2.207	2.250	2.294	2.337	2.380	2.424	2.467
60	2.467	2.511	2.555	2.599	2.643	2.687	2.731	2.775	2.819	2.864	2.908
70	2.908	2.953	2.997	3.042	3.087	3.131	3.176	3.221	3.266	3.312	3.357
80	3.357	3.402	3.447	3.493	3.538	3.584	3.630	3.676	3.721	3.767	3.813
90	3.813	3.859	3.906	3.952	3.998	4.044	4.091	4.137	4.184	4.231	4.277
100	4.277	4.324	4.371	4.418	4.465	4.512	4.559	4.607	4.654	4.701	4.749
110	4.749	4.796	4.844	4.891	4.939	4.987	5.035	5.083	5.131	5.179	5.227
120	5.227	5.275	5.324	5.372	5.420	5.469	5.517	5.566	5.615	5.663	5.712
130	5.712	5.761	5.810	5.859	5.908	5.957	6.007	6.056	6.105	6.155	6.204
140	6.204	6.254	6.303	6.353	6.403	6.452	6.502	6.552	6.602	6.652	6.702
150	6.702	6.753	6.803	6.853	6.903	6.954	7.004	7.055	7.106	7.156	7.207
160	7.207	7.258	7.309	7.360	7.411	7.462	7.513	7.564	7.615	7.666	7.718
170	7.718	7.769	7.821	7.872	7.924	7.975	8.027	8.079	8.131	8.183	8.235
180	8.235	8.287	8.339	8.391	8.443	8.495	8.548	8.600	8.652	8.705	8.757
190	8.757	8.810	8.863	8.915	8.968	9.021	9.074	9.127	9.180	9.233	9.286
200	9.286	9.339	9.392	9.446	9.499	9.553	9.606	9.659	9.713	9.767	9.820
210	9.820	9.874	9.928	9.982	10.036	10.090	10.144	10.198	10.252	10.306	10.360
220	10.360	10.414	10.469	10.523	10.578	10.632	10.687	10.741	10.796	10.851	10.905
230	10.905	10.960	11.015	11.070	11.125	11.180	11.235	11.290	11.345	11.401	11.456
240	11.456	11.511	11.566	11.622	11.677	11.733	11.788	11.844	11.900	11.956	12.011
250	12.011	12.067	12.123	12.179	12.235	12.291	12.347	12.403	12.459	12.515	12.572
260	12.572	12.628	12.684	12.741	12.797	12.854	12.910	12.967	13.024	13.080	13.137
270	13.137	13.194	13.251	13.307	13.364	13.421	13.478	13.535	13.592	13.650	13.707
280	13.707	13.764	13.821	13.879	13.936	13.993	14.051	14.108	14.166	14.223	14.281
290	14.281	14.339	14.396	14.454	14.512	14.570	14.628	14.686	14.744	14.802	14.860
300	14.860	14.918	14.976	15.034	15.092	15.151	15.209	15.267	15.326	15.384	15.443
310	15.443	15.501	15.560	15.619	15.677	15.736	15.795	15.853	15.912	15.971	16.030
320	16.030	16.089	16.148	16.207	16.266	16.325	16.384	16.444	16.503	16.562	16.621
330	16.621	16.681	16.740	16.800	16.859	16.919	16.978	17.038	17.097	17.157	17.217
340	17.217	17.277	17.336	17.396	17.456	17.516	17.576	17.636	17.696	17.756	17.816
350	17.816	17.877	17.937	17.997	18.057	18.118	18.178	18.238	18.299	18.359	18.420
360	18.420	18.480	18.541	18.602	18.662	18.723	18.784	18.845	18.905	18.966	19.027
370	19.027	19.088	19.149	19.210	19.271	19.332	19.393	19.455	19.516	19.577	19.638
380	19.638	19.699	19.761	19.822	19.883	19.945	20.006	20.068	20.129	20.191	20.252
390	20.252	20.314	20.376	20.437	20.499	20.560	20.622	20.684	20.746	20.807	20.869
400	20.869										

TABLA No. 4.- Conversión de Milivoltios a Grados Centígrados.

T A - L A No. 5

Alentura	Δl (cm. g^{-1}) $\gamma = 0$	ΔP (cm. g^{-1}) $\gamma = 0$	K ΔP	$\bar{V}_1$ ($\frac{m}{seg}$)	$\bar{V}$ ($\frac{m}{seg}$)
1	0,00	0,0	0,015	1,572	3,060
2	0,01	0,05	0,0367	2,381	4,565
3	0,01	0,07	0,0749	3,395	6,551
4	0,01	0,08	0,0967	4,320	8,071
5	0,01	0,09	0,1221	5,044	11,449
6	0,01	0,10	0,1390	6,069	13,510
7	0,01	0,11	0,1442	6,285	15,152
8	0,01	0,12	0,172	7,472	16,140
9	0,01	0,13	0,566	10,145	19,070
10	0,01	0,14	0,552	10,037	19,563

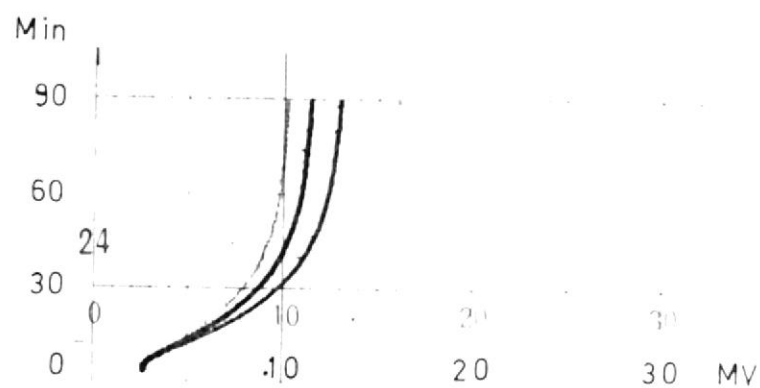
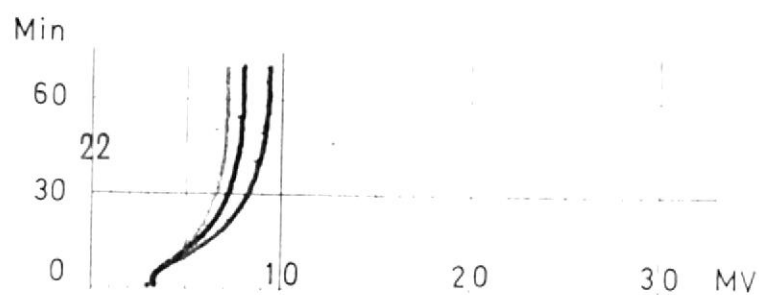
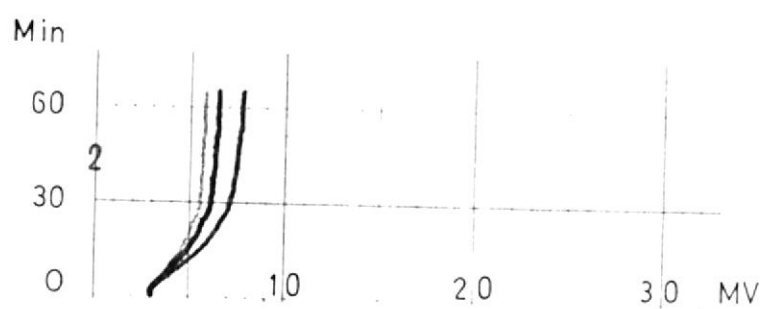
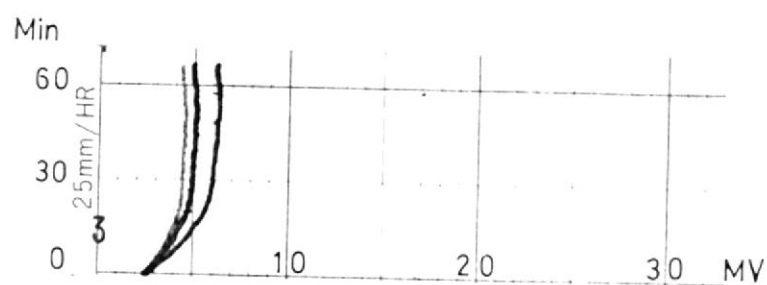
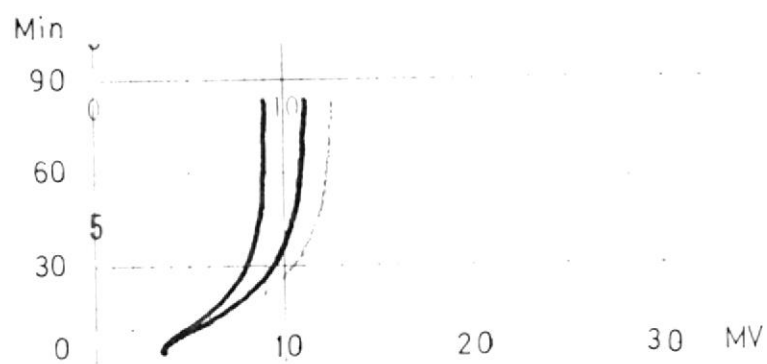
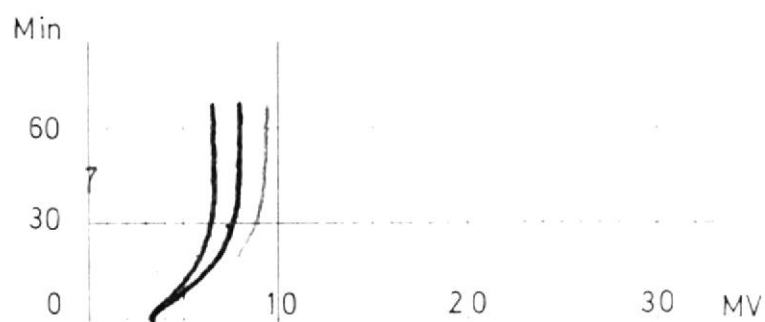
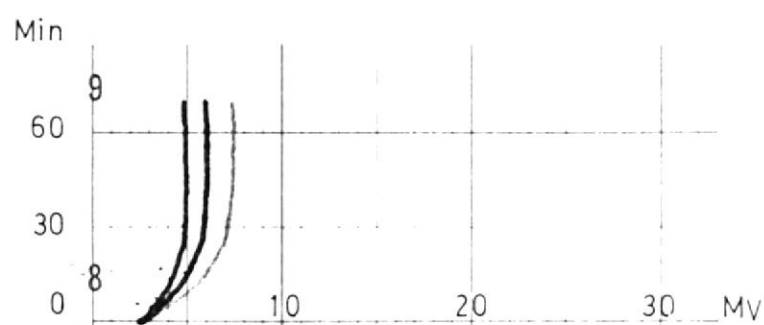
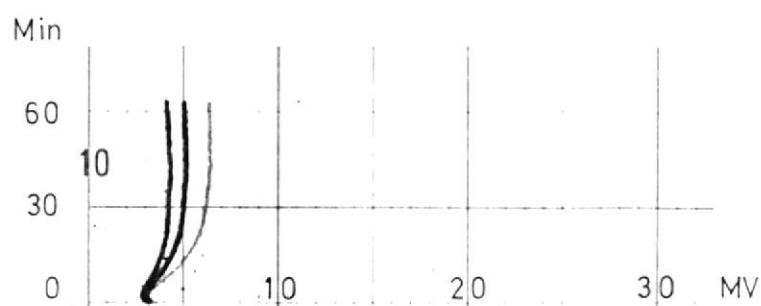
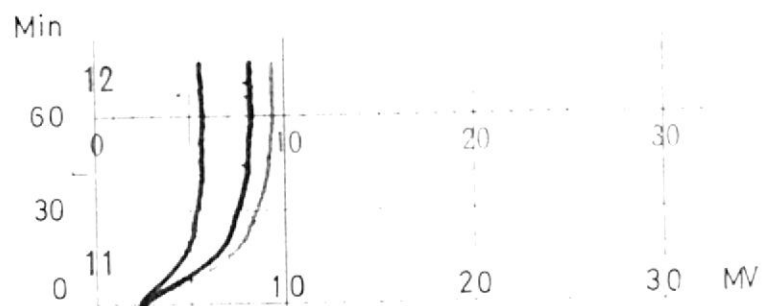
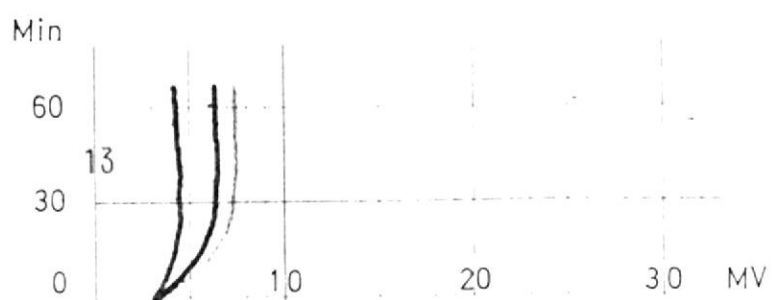
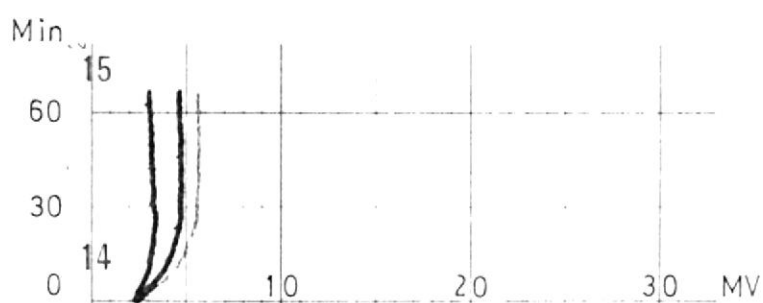
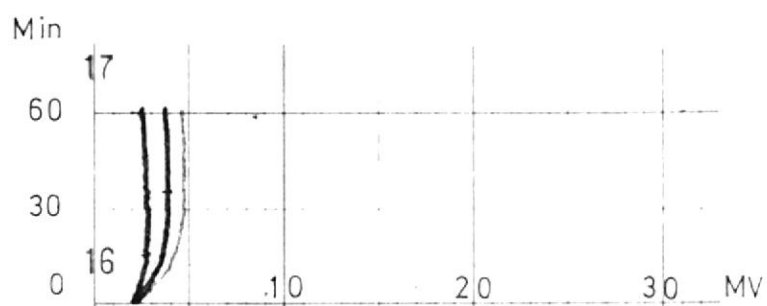


Fig. 12-2-1

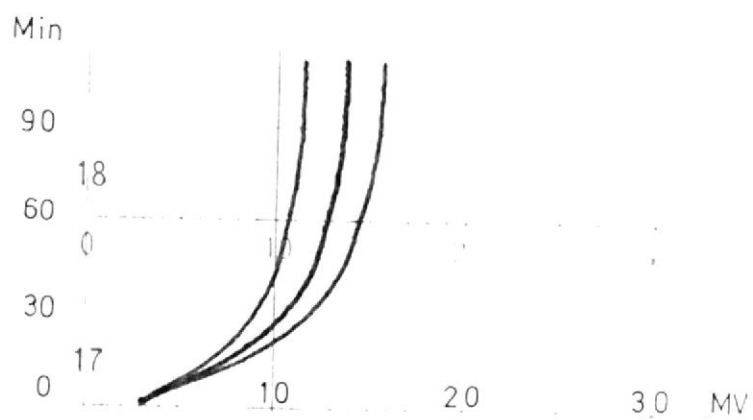
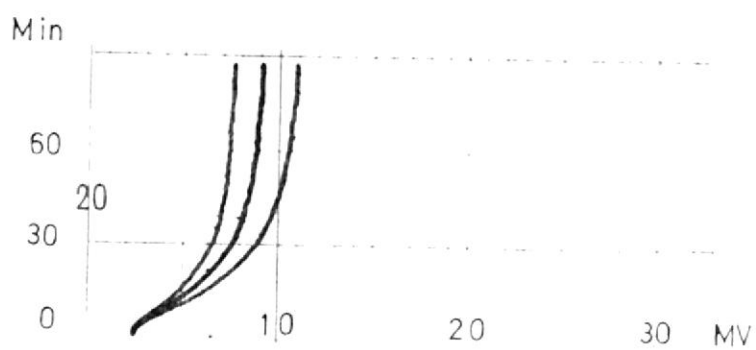
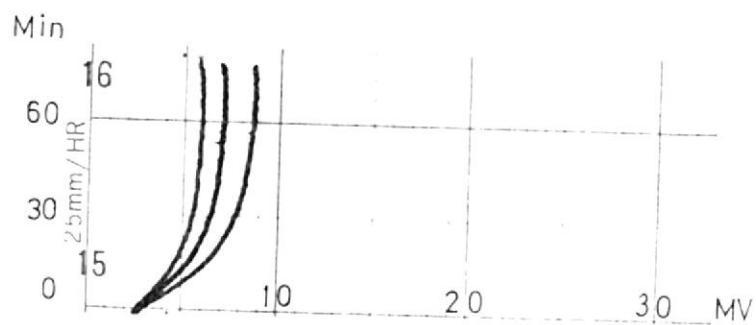
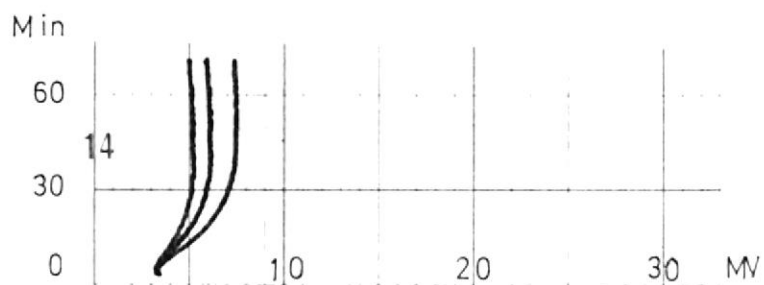
Comportamiento térmico del material en la zona de 15-20°C.



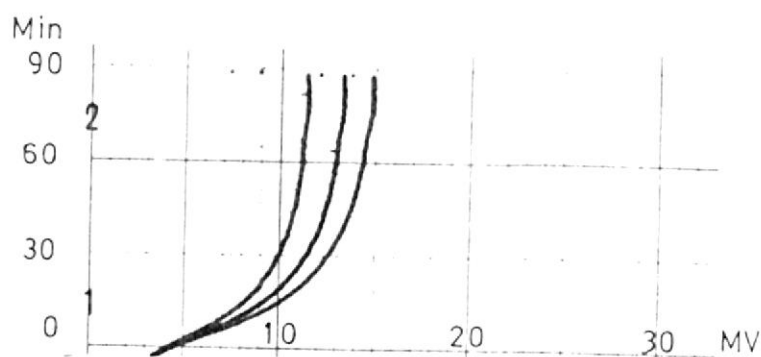
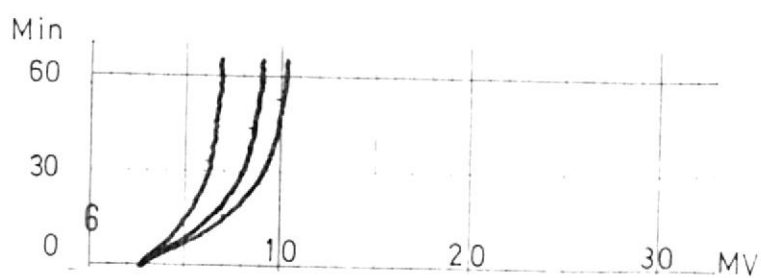
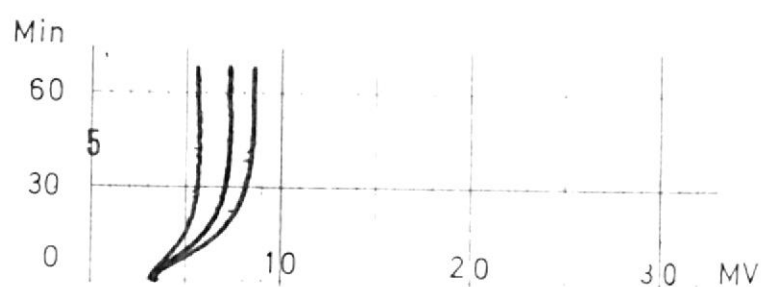
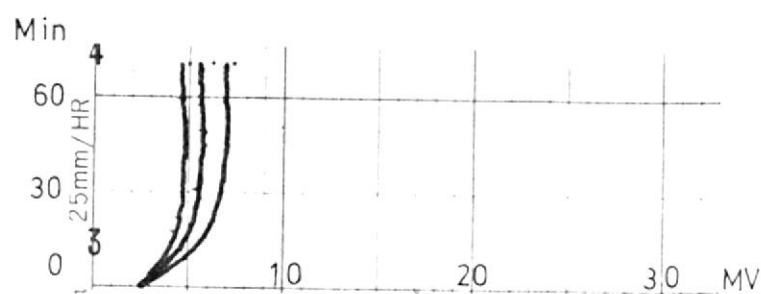
Comportamento térmico do sistema de aquecimento de água quente.



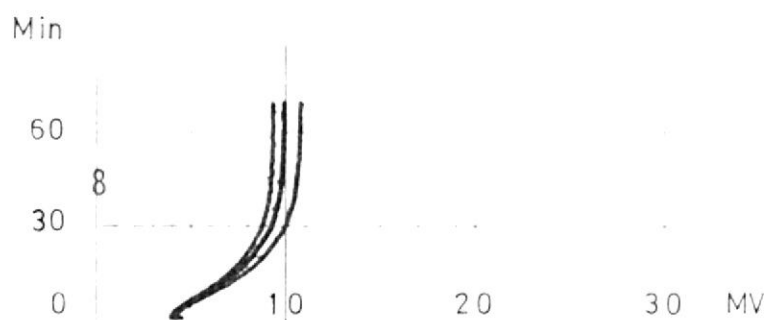
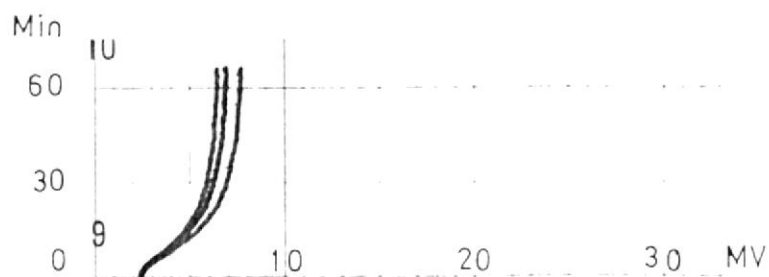
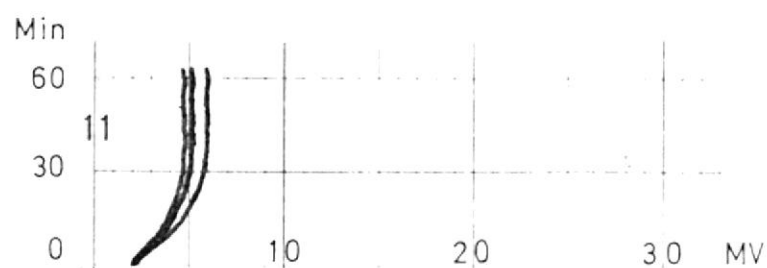
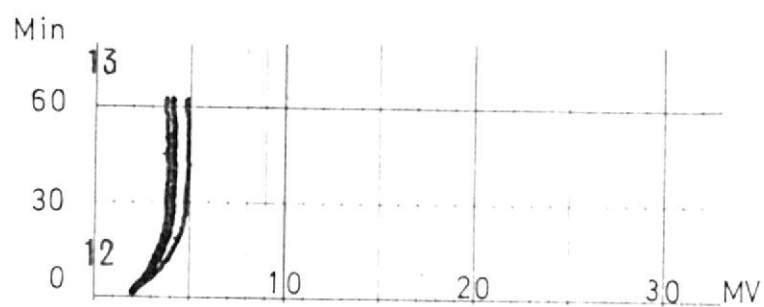
Comportamiento Térmico del Modelo n.º 3 para LT 7 cm.



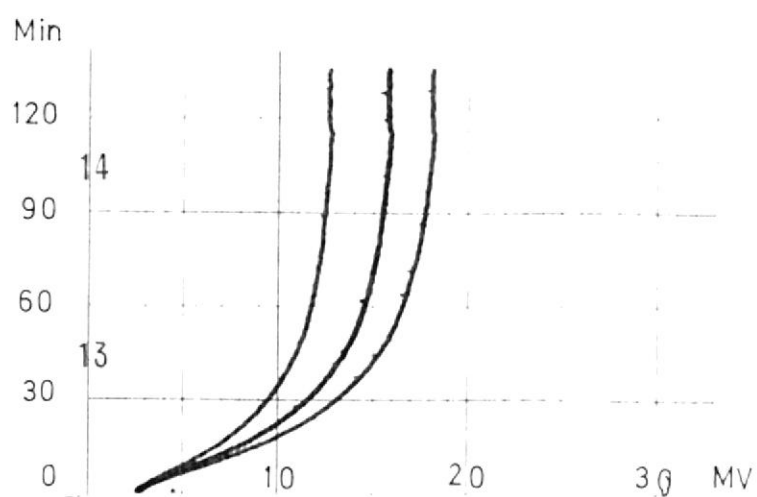
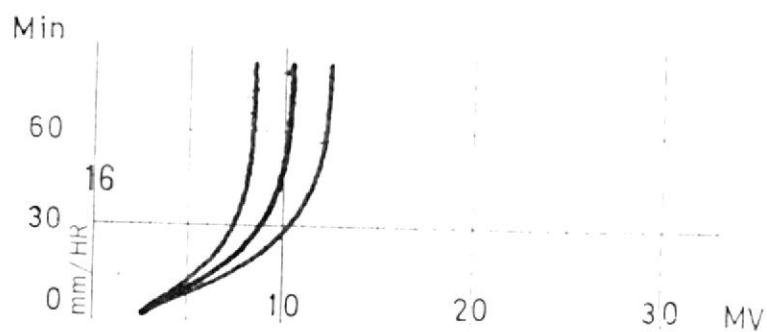
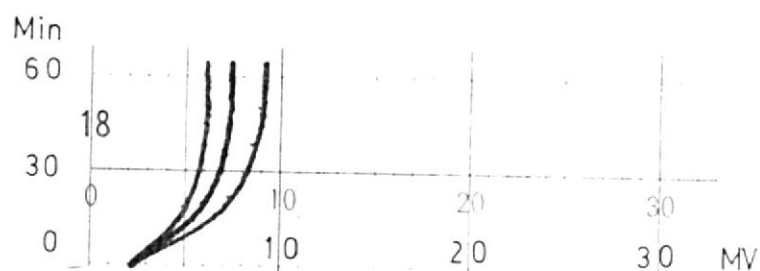
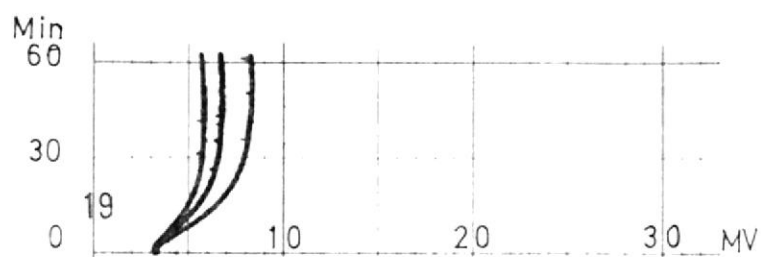
Comportamiento térmico del material en la zona de 0 a 30 °C.



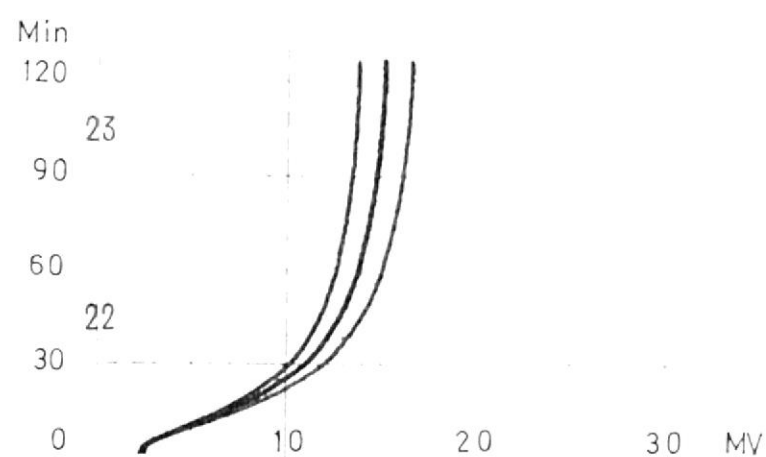
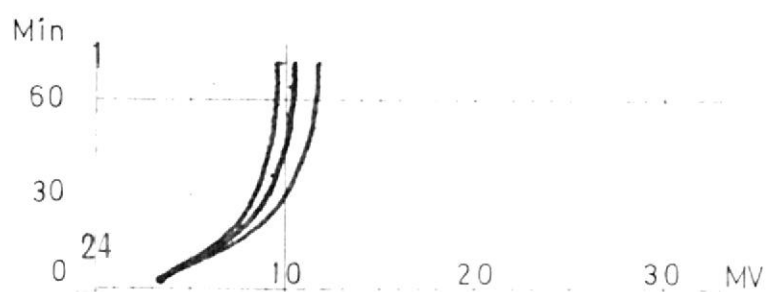
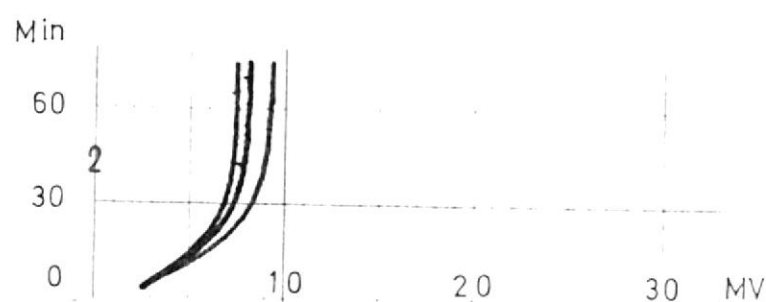
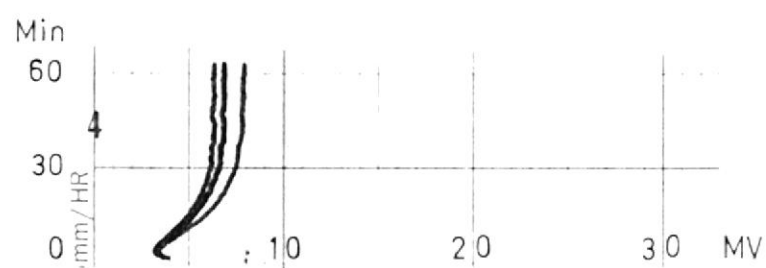
Comportamiento Térmico del Modelo No. 2 para $L = 5$ cm.



proprietățile fizice ale...

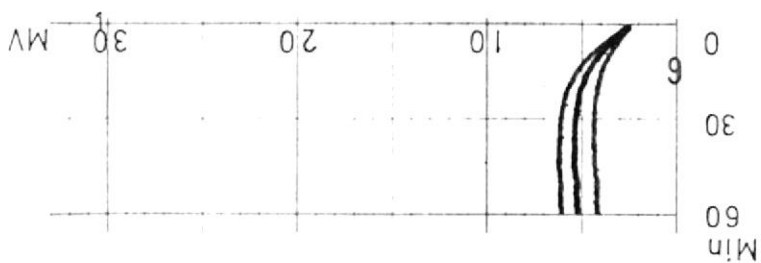
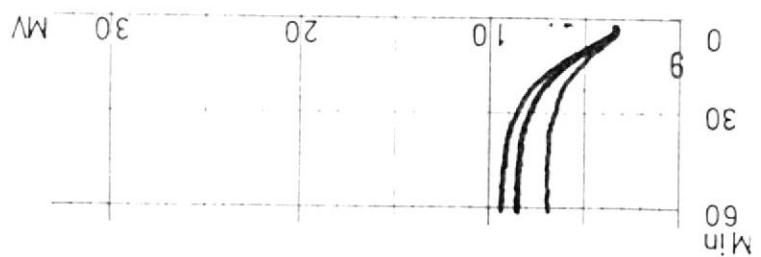
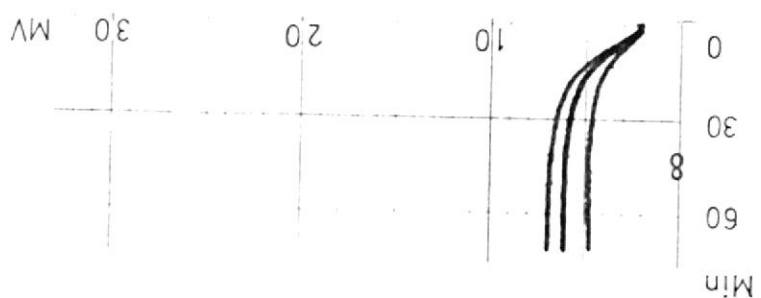
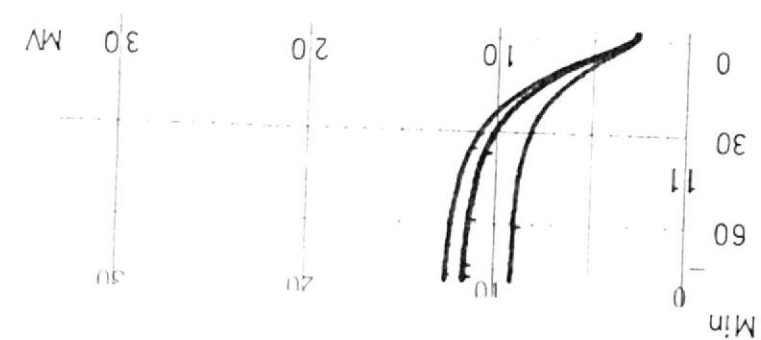


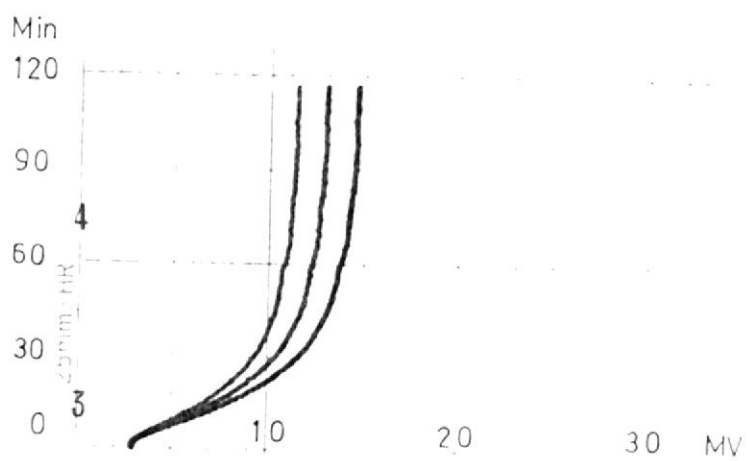
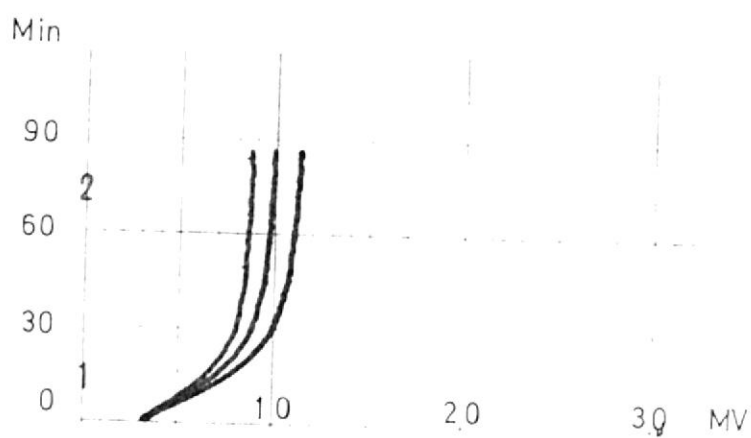
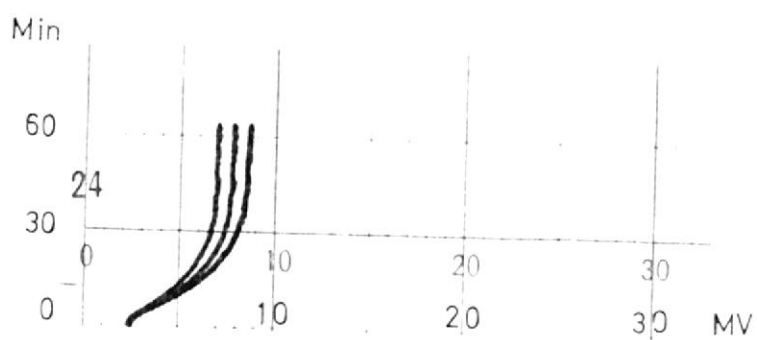
Comportamiento Térmico del Modelo No. 1 para $L = 2$ cm.



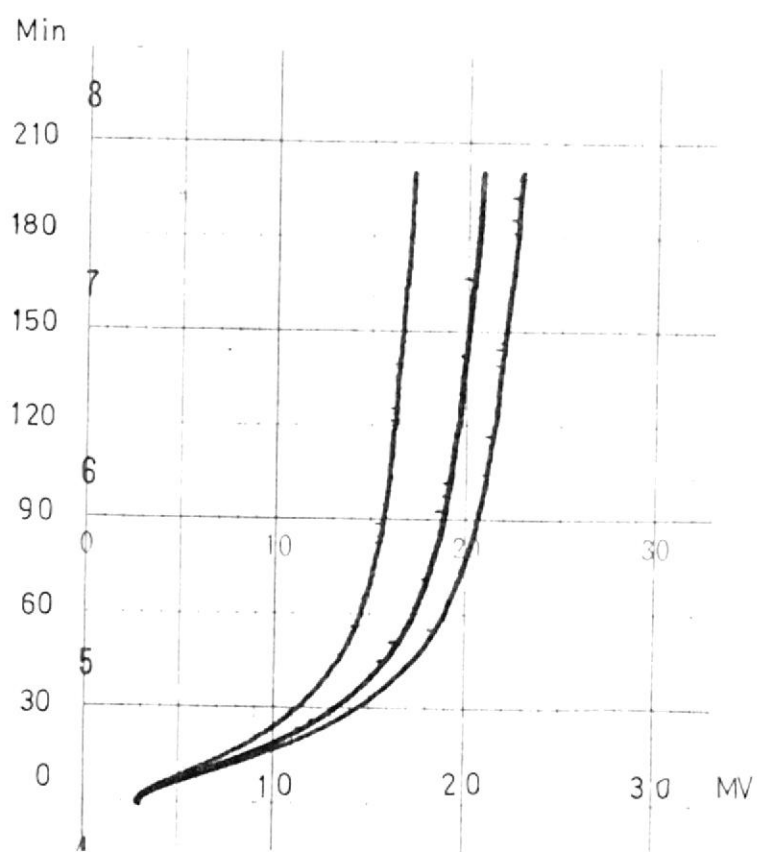
Comportamiento de la función de transferencia de la planta de control.

Comportamiento térmico del (34) y (35) a 1000 °C y 1 atm.

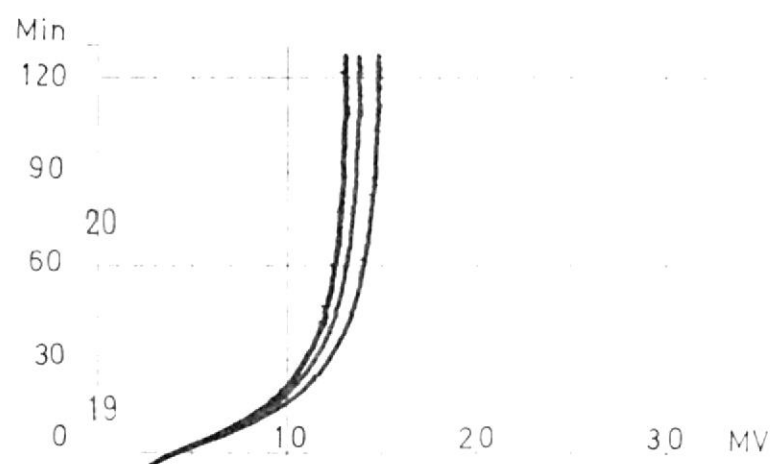
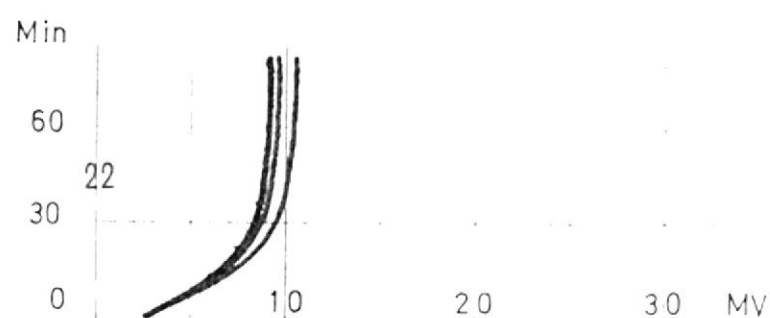
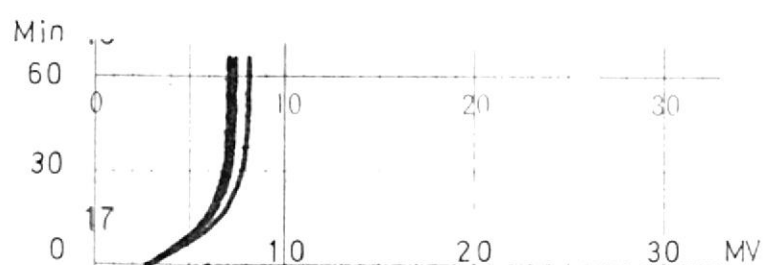
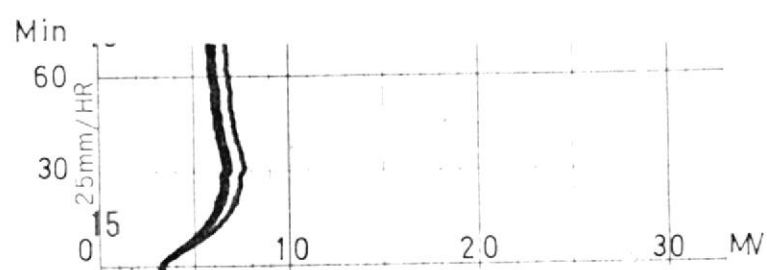




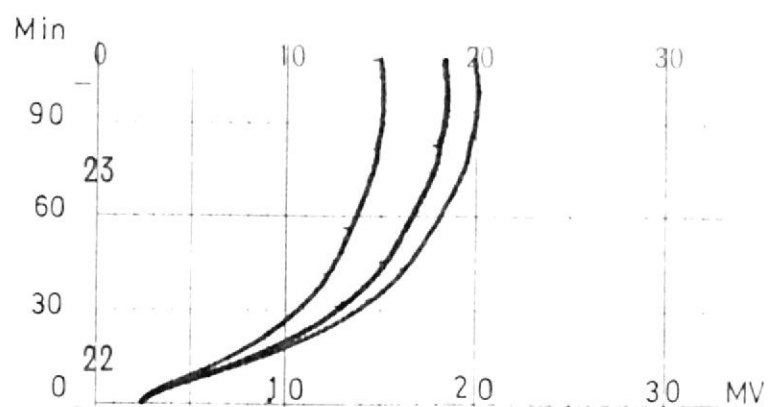
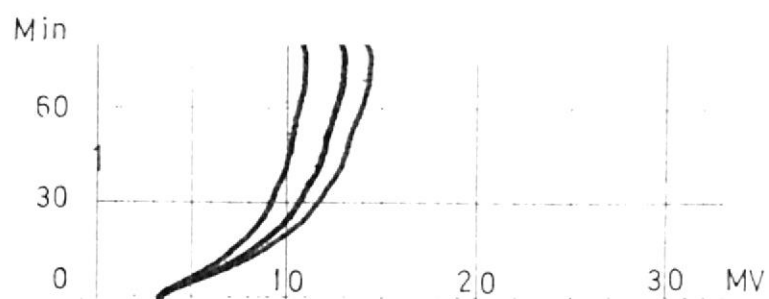
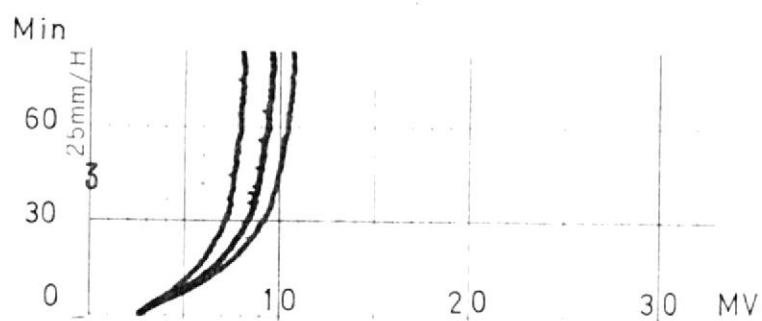
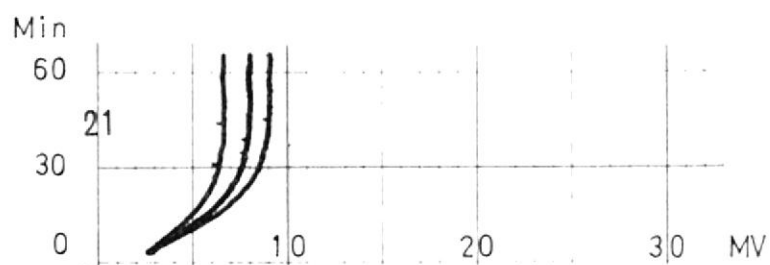
Dependence of Min on MV for different values of the parameter α



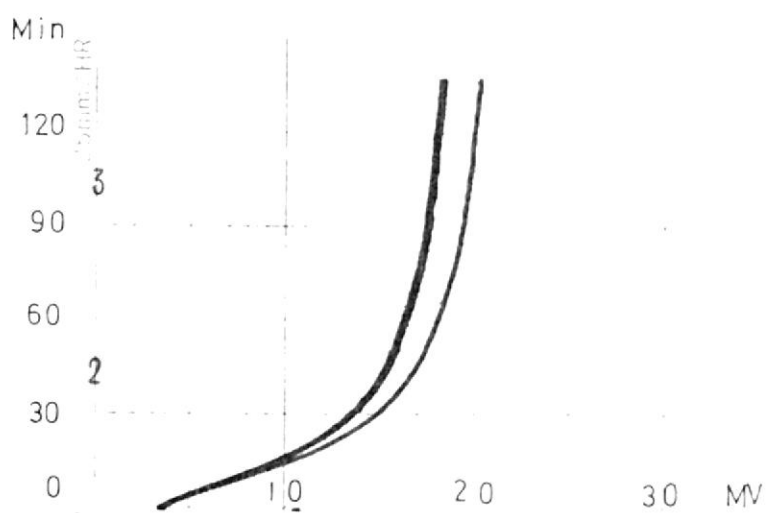
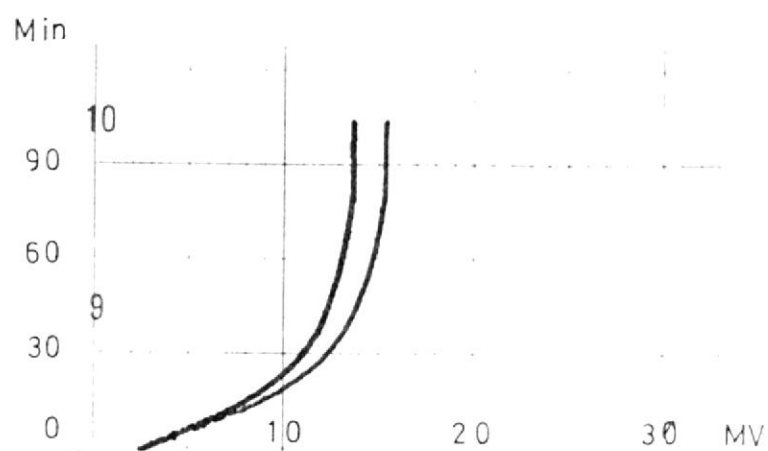
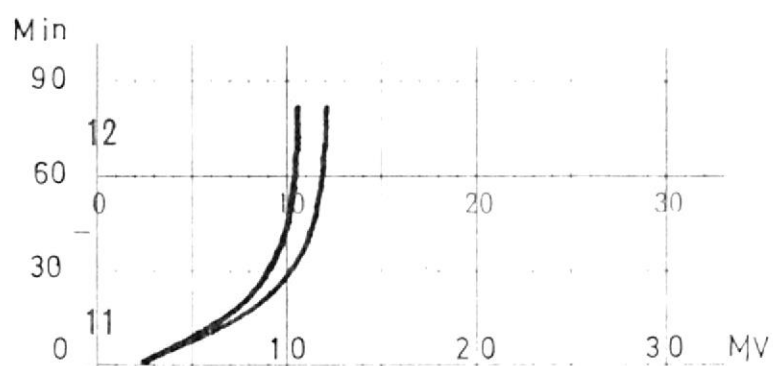
Comportamiento térmico del catalizador n.º 4 para 15-3 cm.



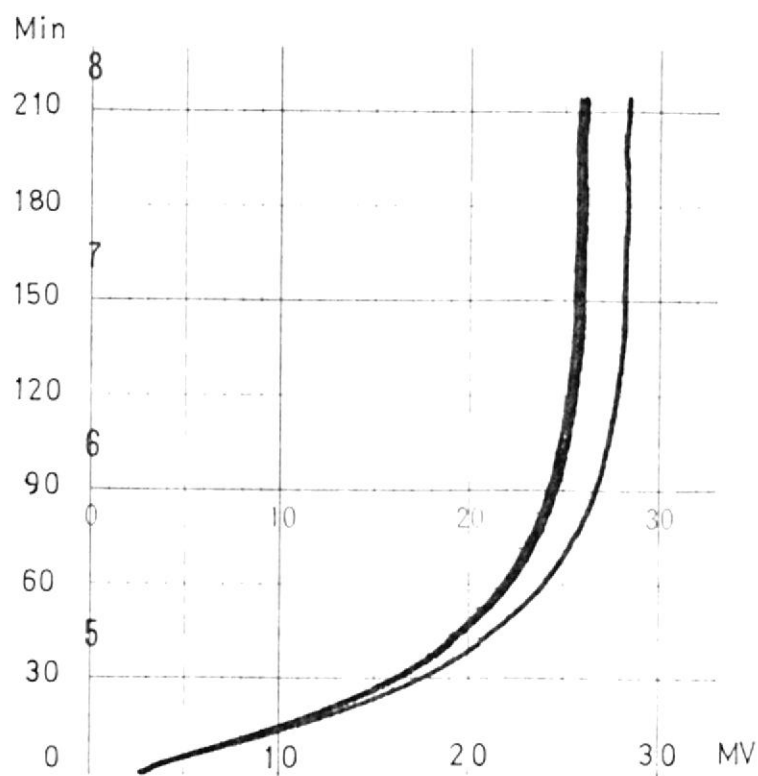
Graphs showing the relationship between the minimum rate of change of potential (Min 25mm/HR) and the maximum rate of change of potential (Max 25mm/HR) for three different subjects.



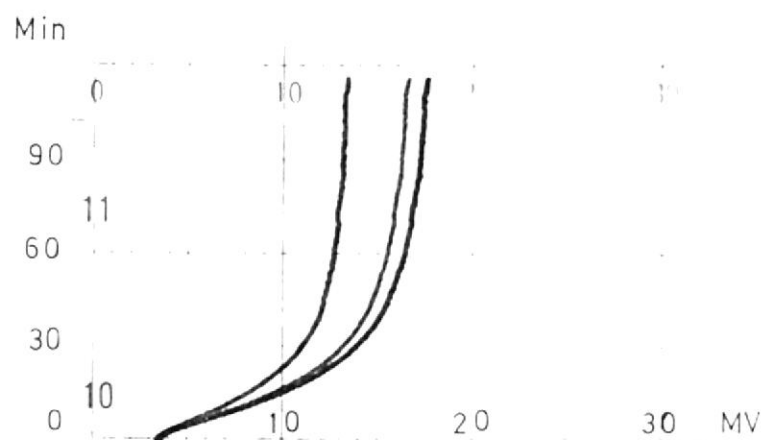
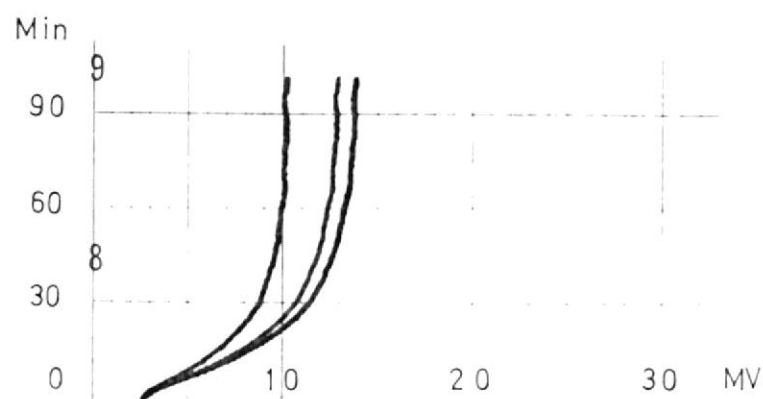
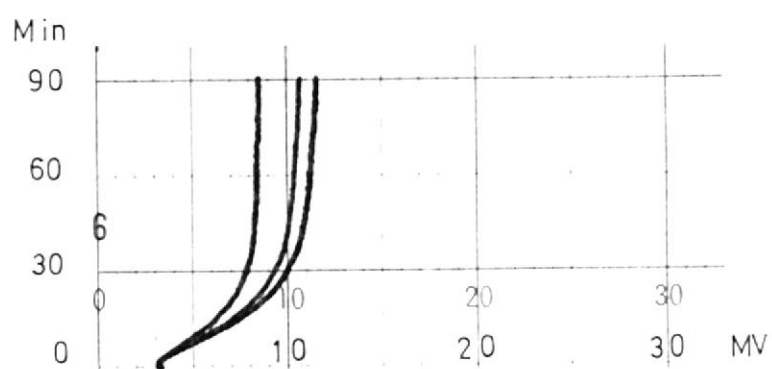
Comportamiento Térmico del Lector No. 2 para $L = 3$ cm.

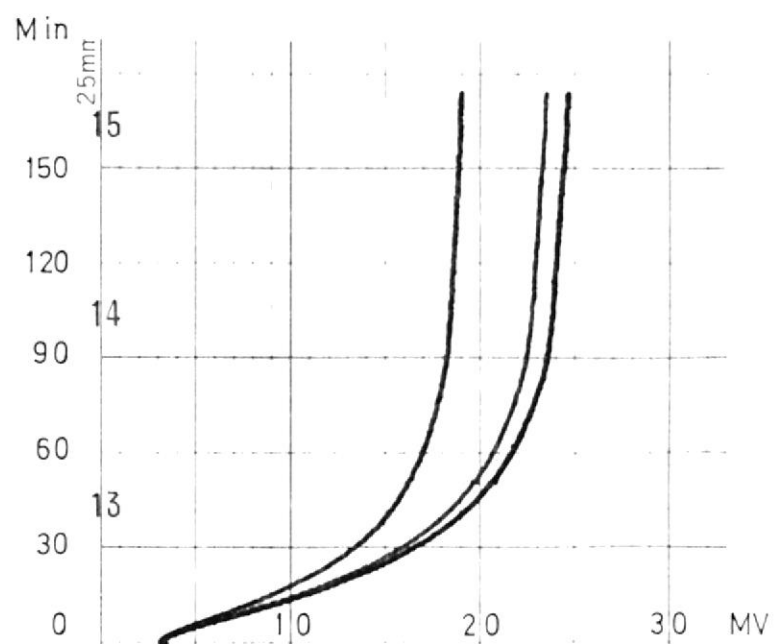


Importancia térmica del ...

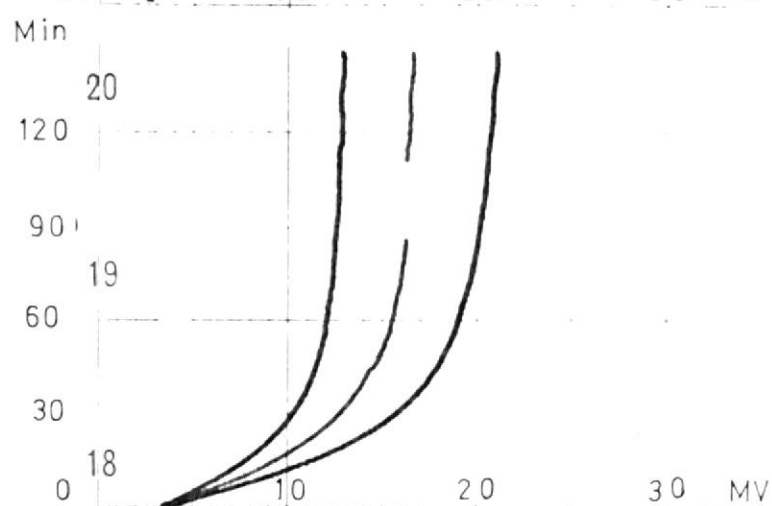
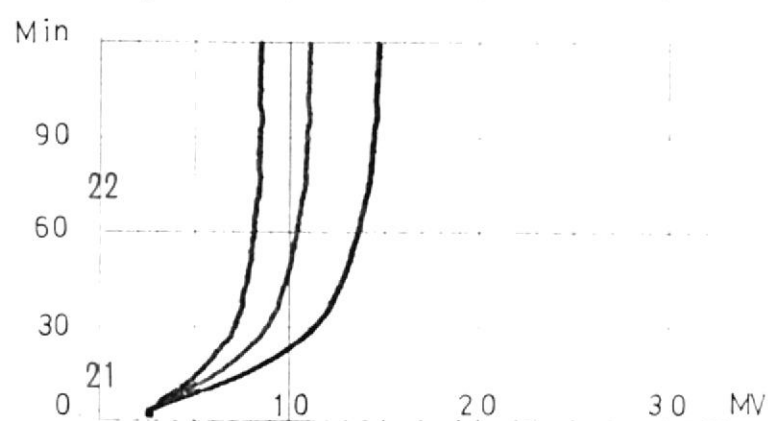
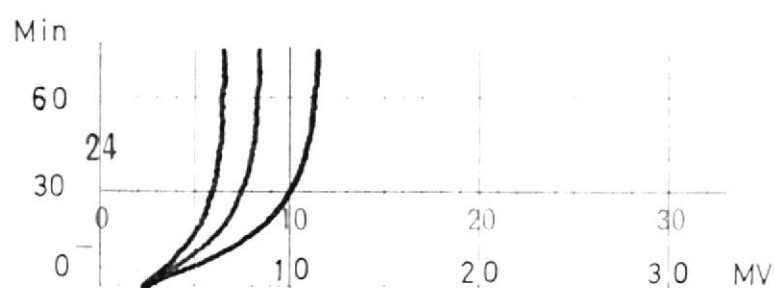
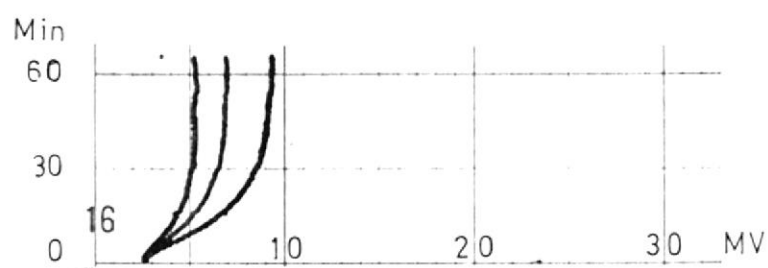


Comportamiento térmico del modelo no. 1 para $L = 2$ cm.

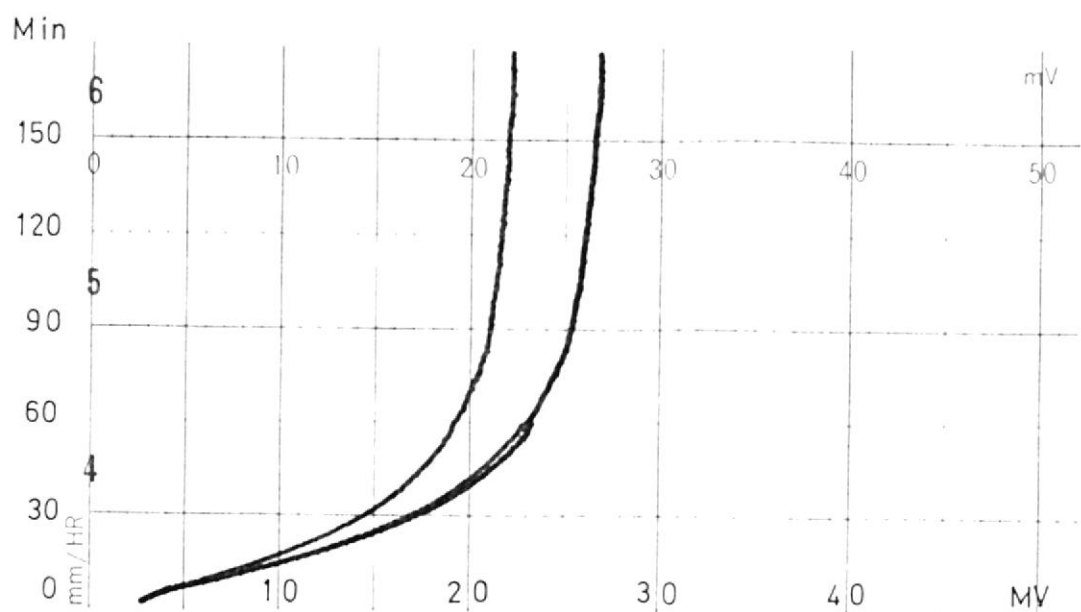
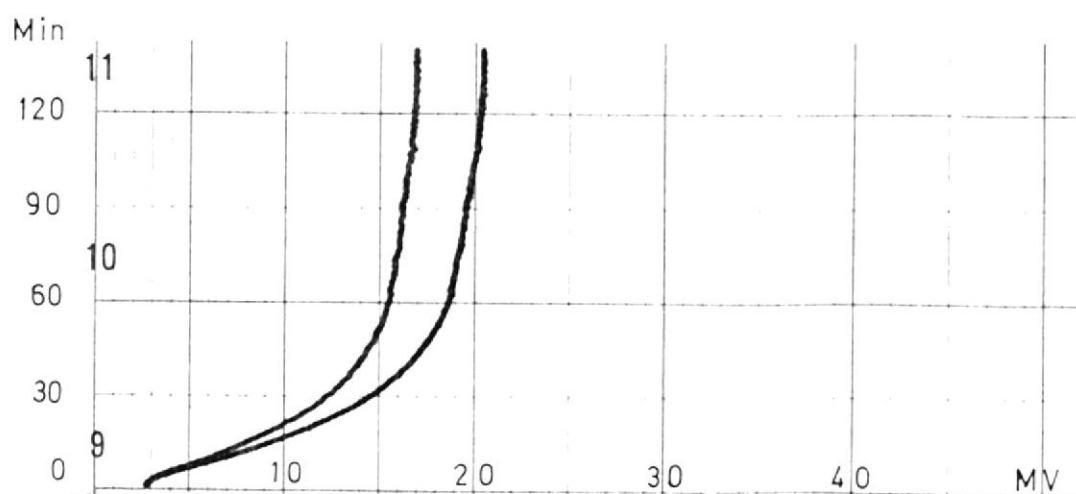
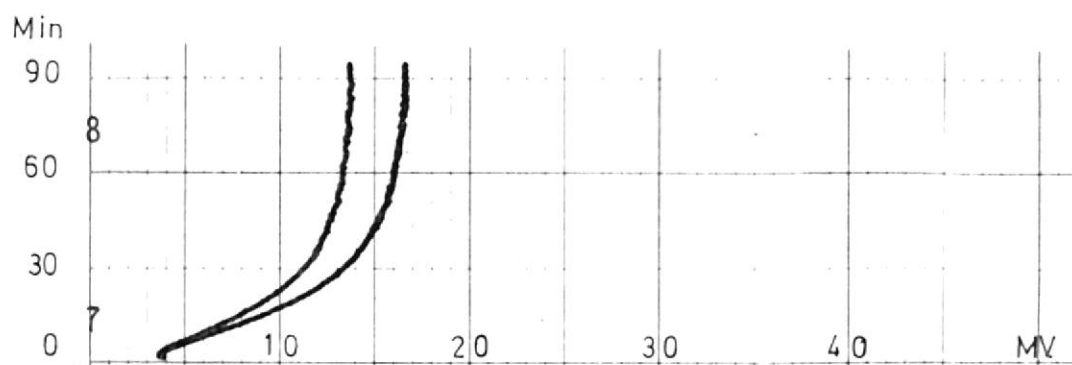




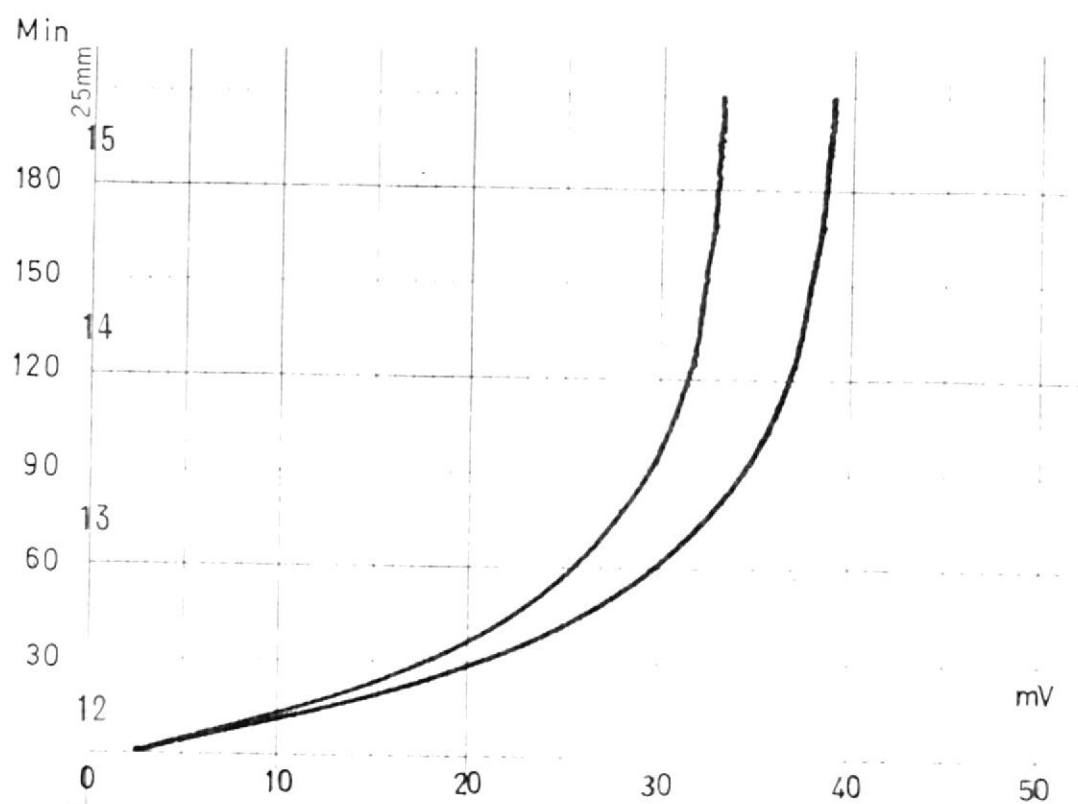
Comportamiento Térmico del Modelo No. 2 para $L=2$ cm.



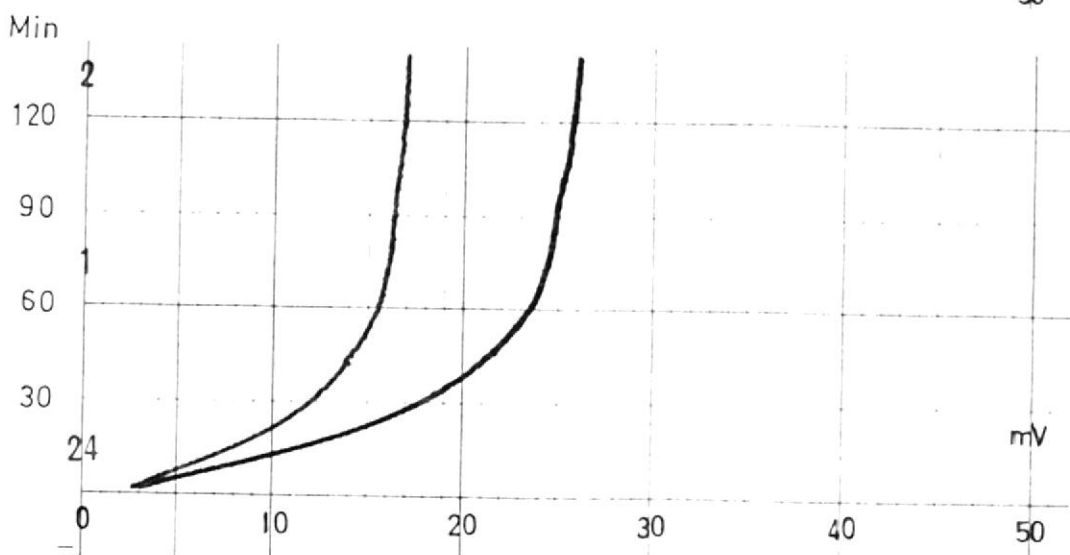
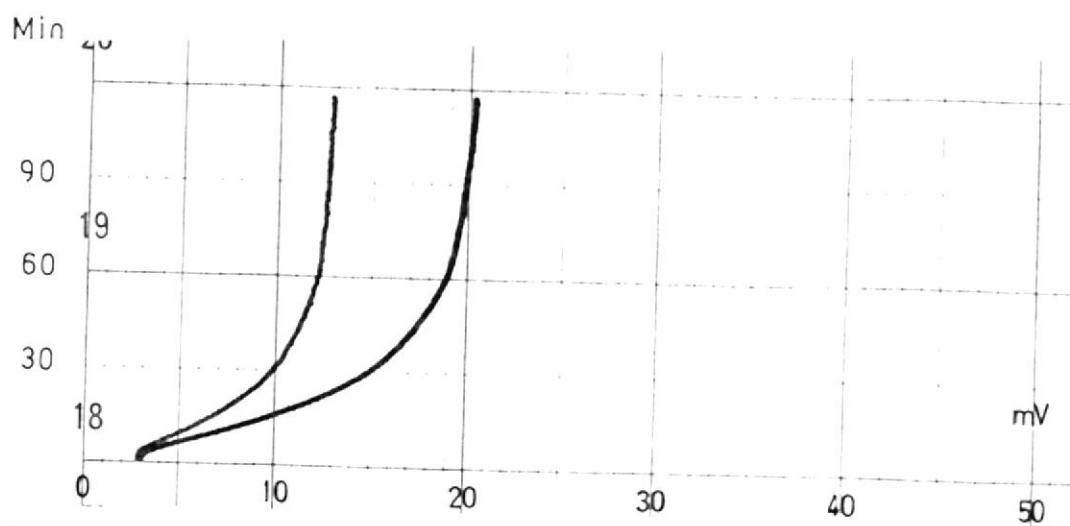
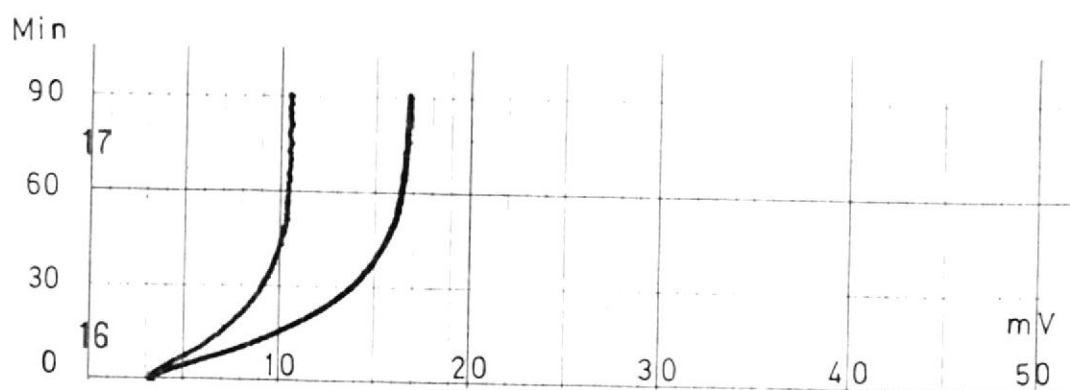
Graphs showing the relationship between Min and MV for different values of a parameter (16, 24, 22, 20).



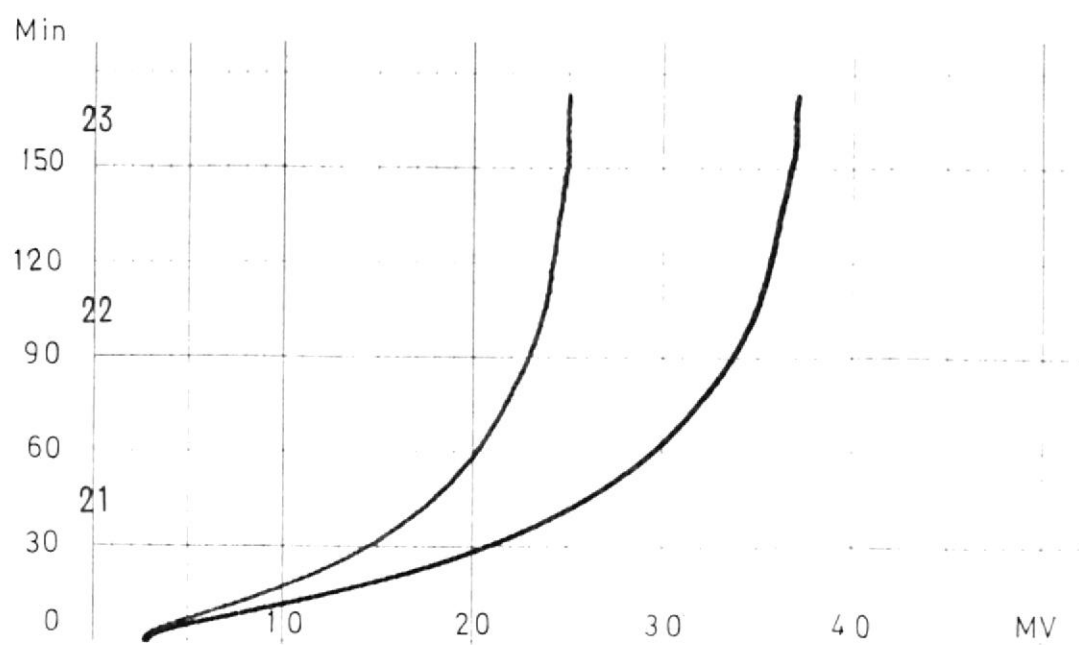
Comportamiento térmico del modelo o. 1 para $L = 1$ cm.



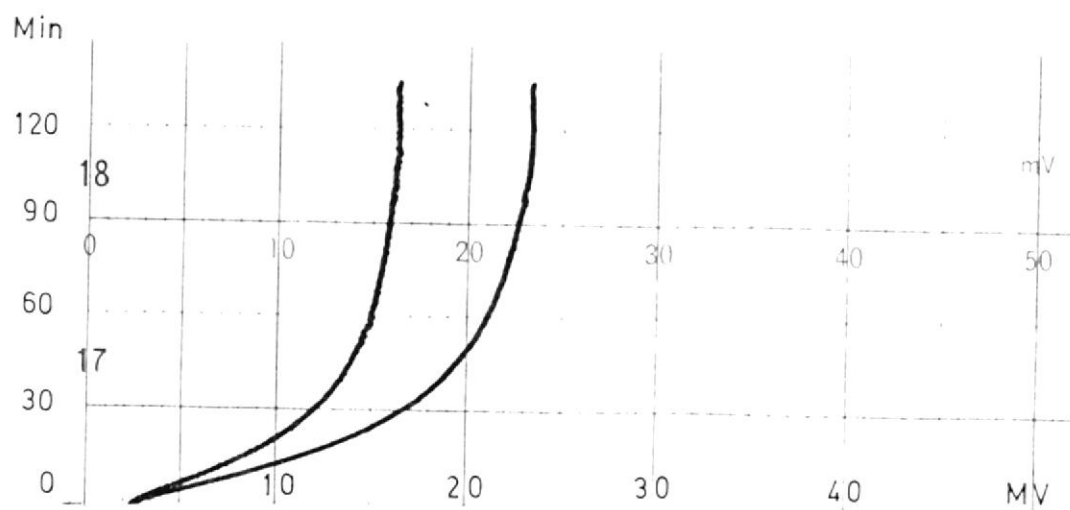
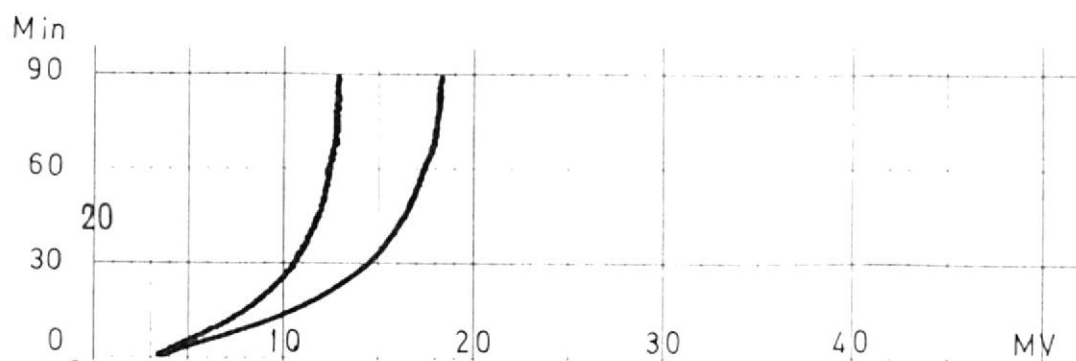
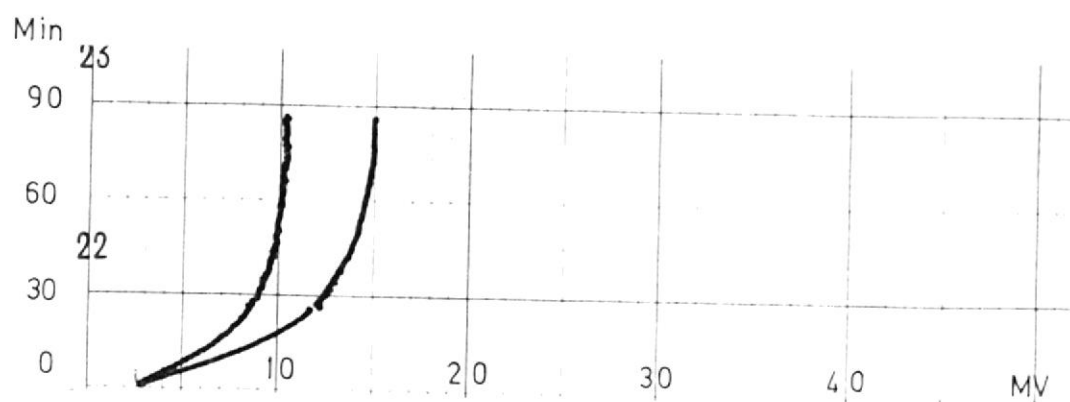
For comparison, the curves for the two cases are shown in Fig. 4. The curves are for $\mu = 10^4$ cm²/V-sec.



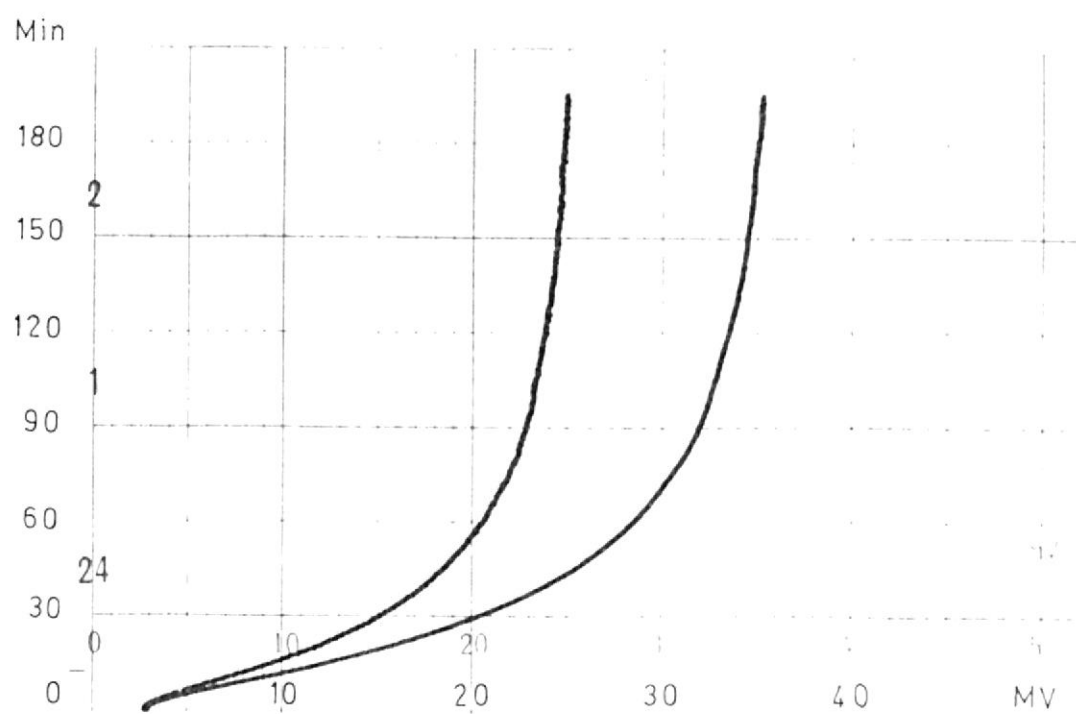
Comportamiento Térmico del Modelo n.2 para $L=1$ cm.

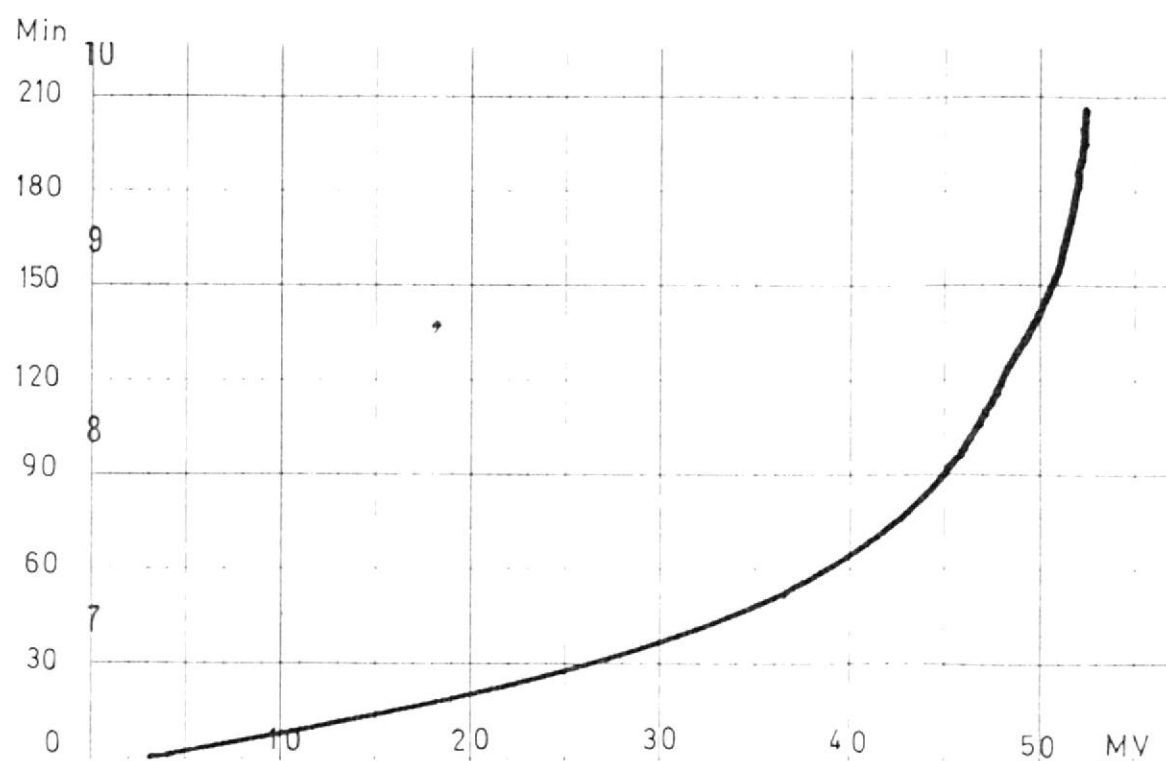


on horizontal line at 100 Min. (100 Min. is the value of Min at 10 MV.)

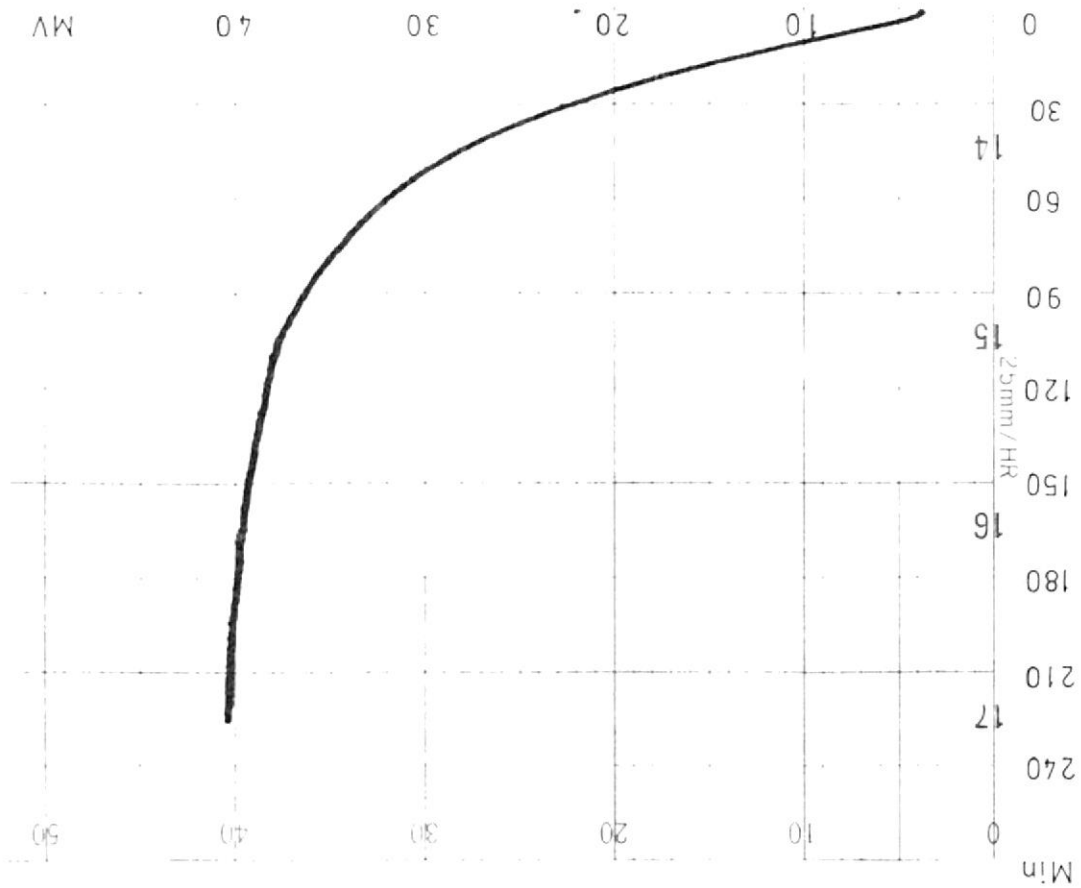


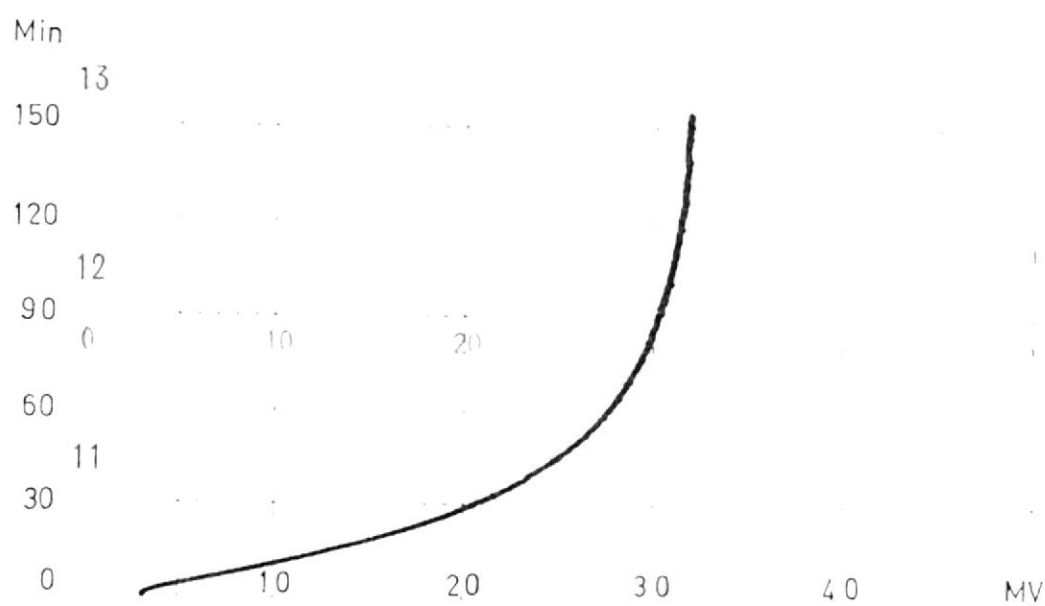
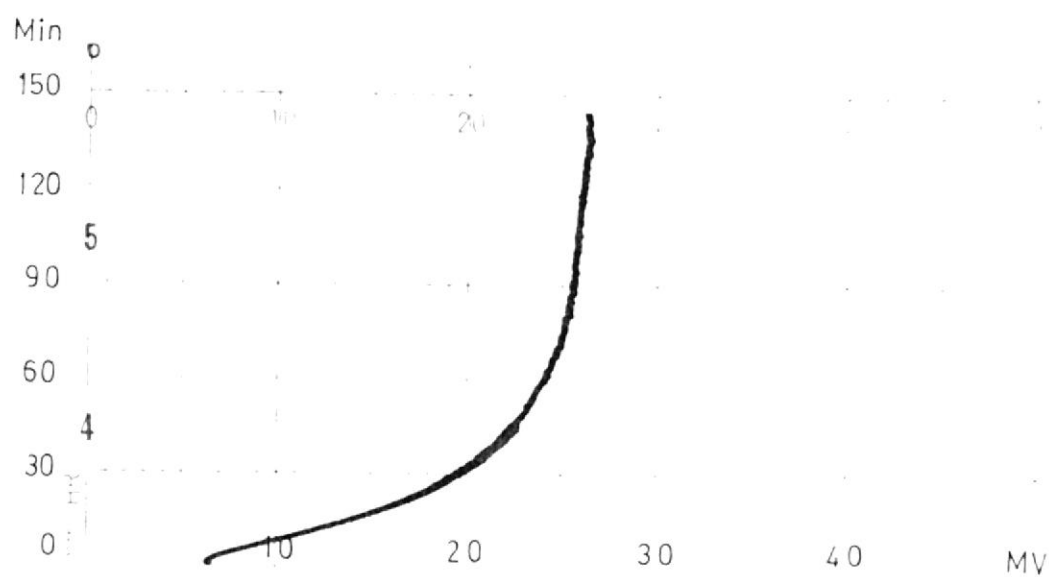
Comportamiento térmico del factor α , β para $L = 1$ cm.

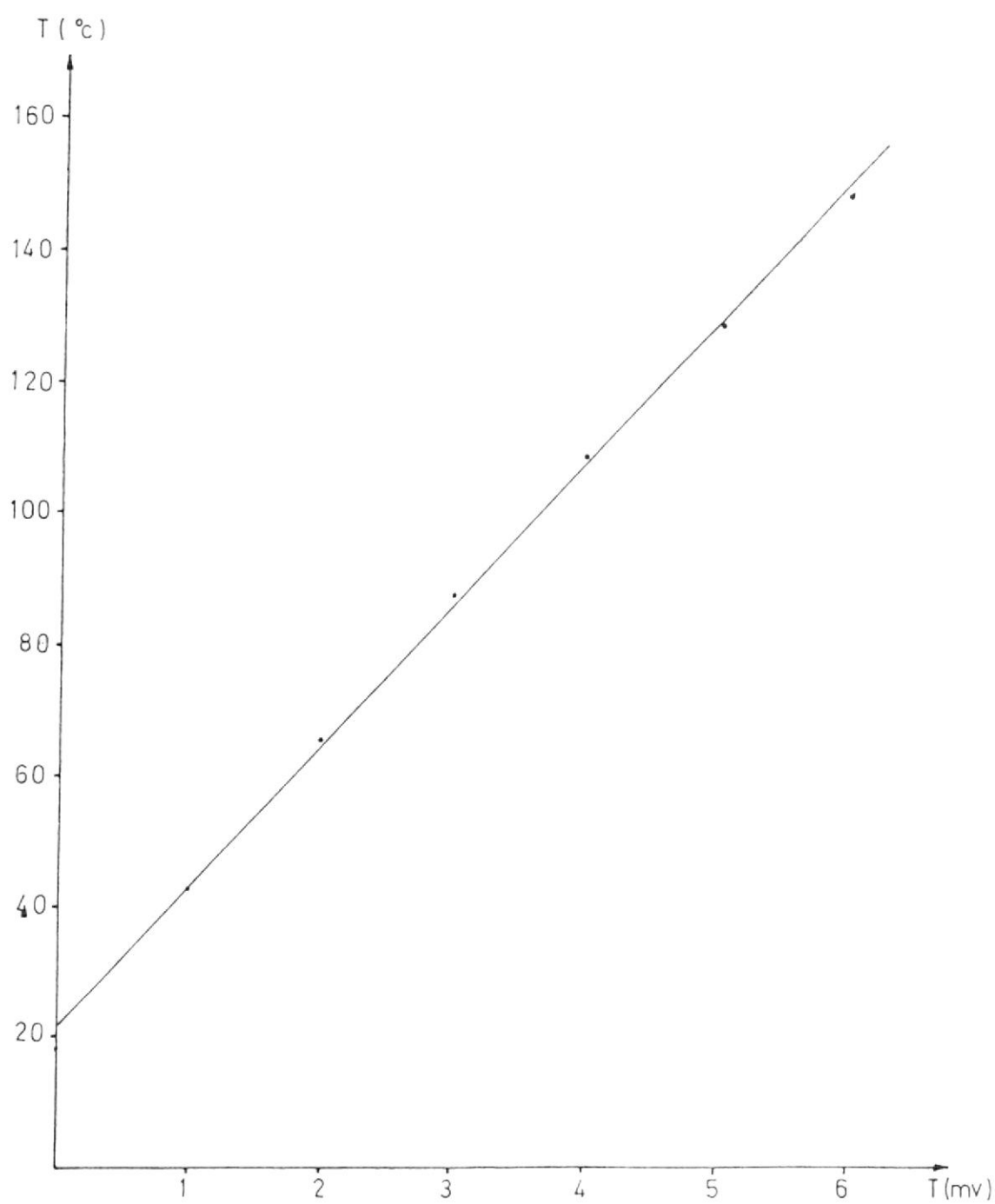




Comportamiento térmico del modelo sin aletas







Graph of T (°C) vs T (mv) for calibration of the thermocouple.

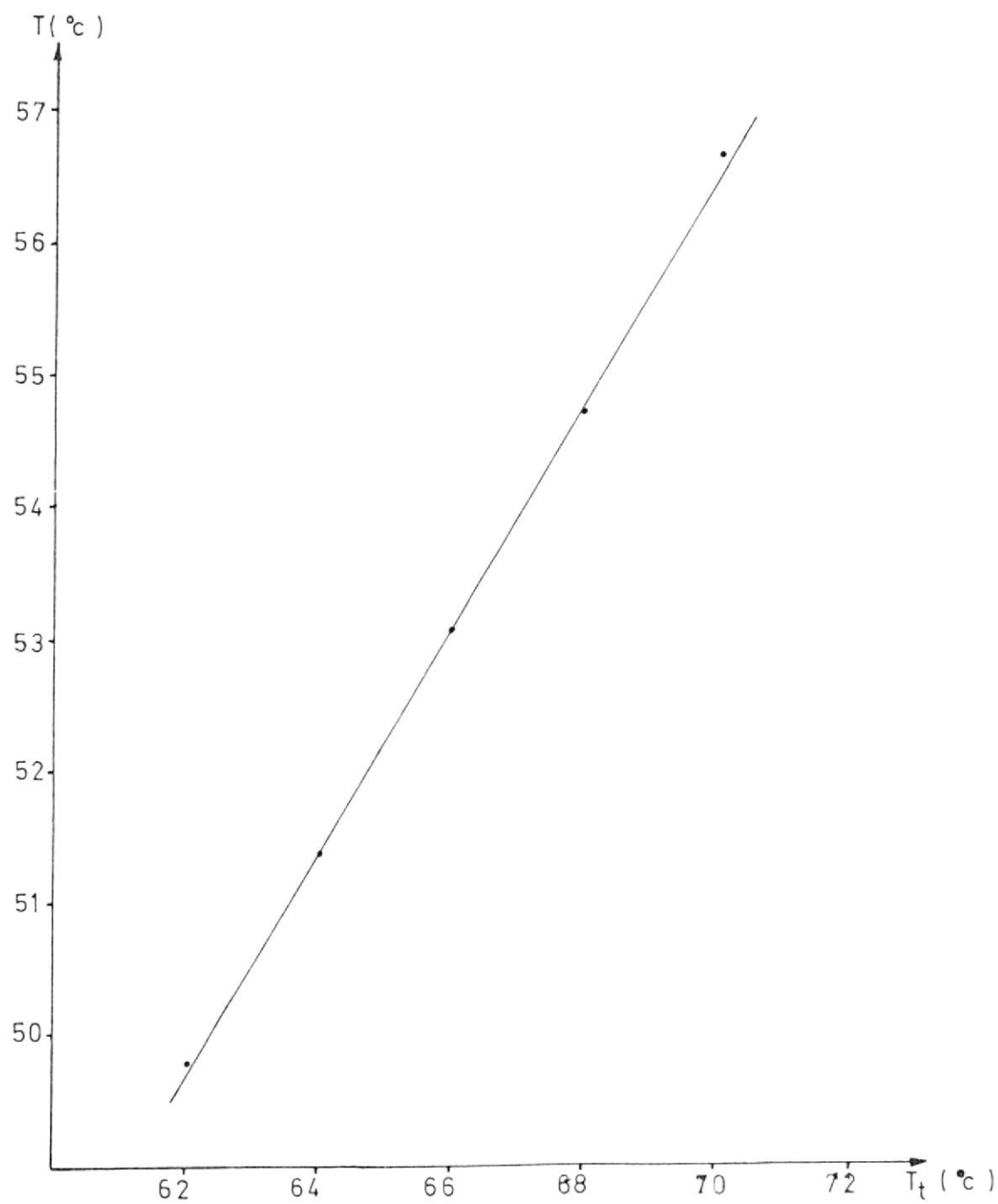


Gráfico C.- Curva Calibración - LMS 3 tipo Electronic

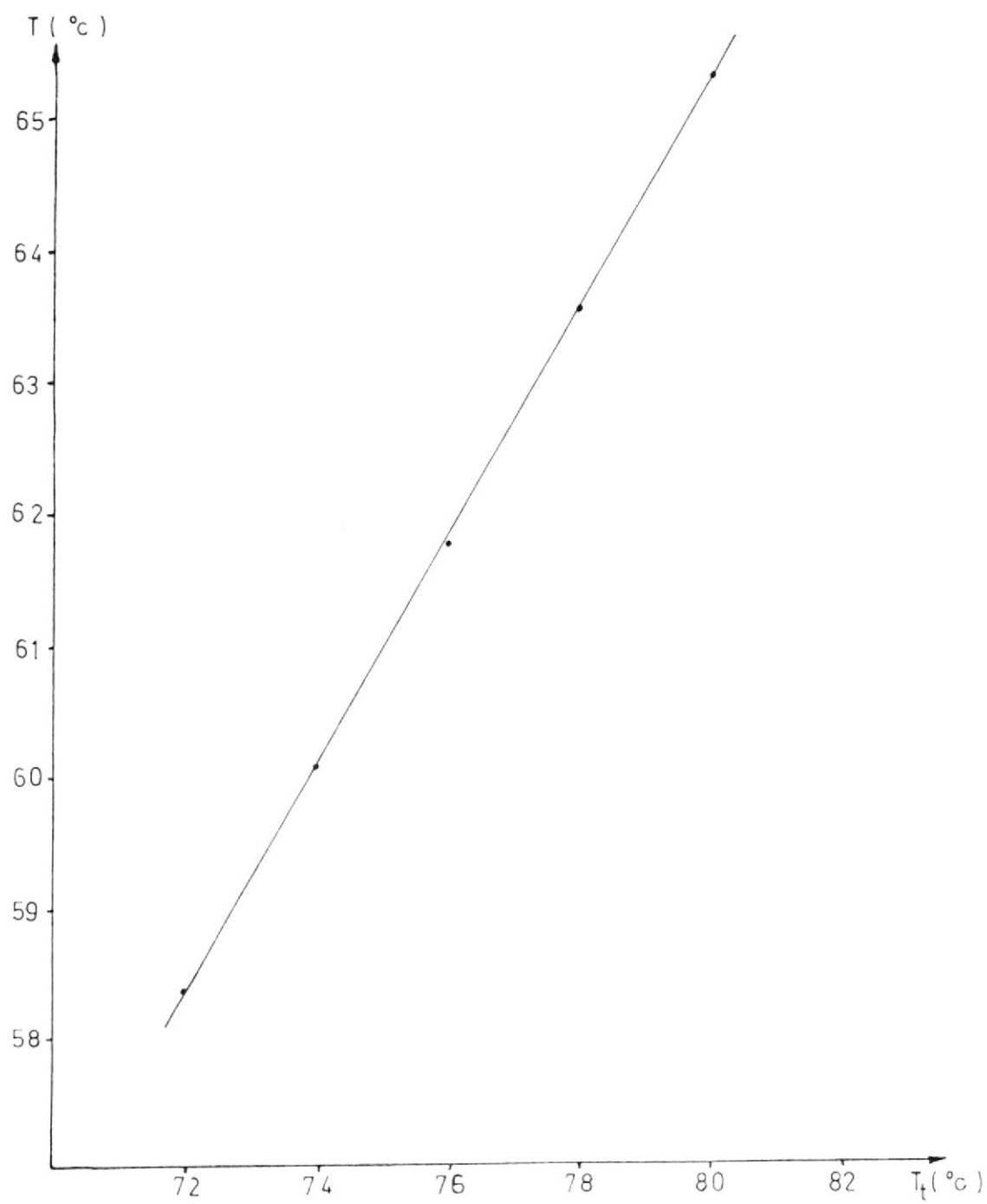
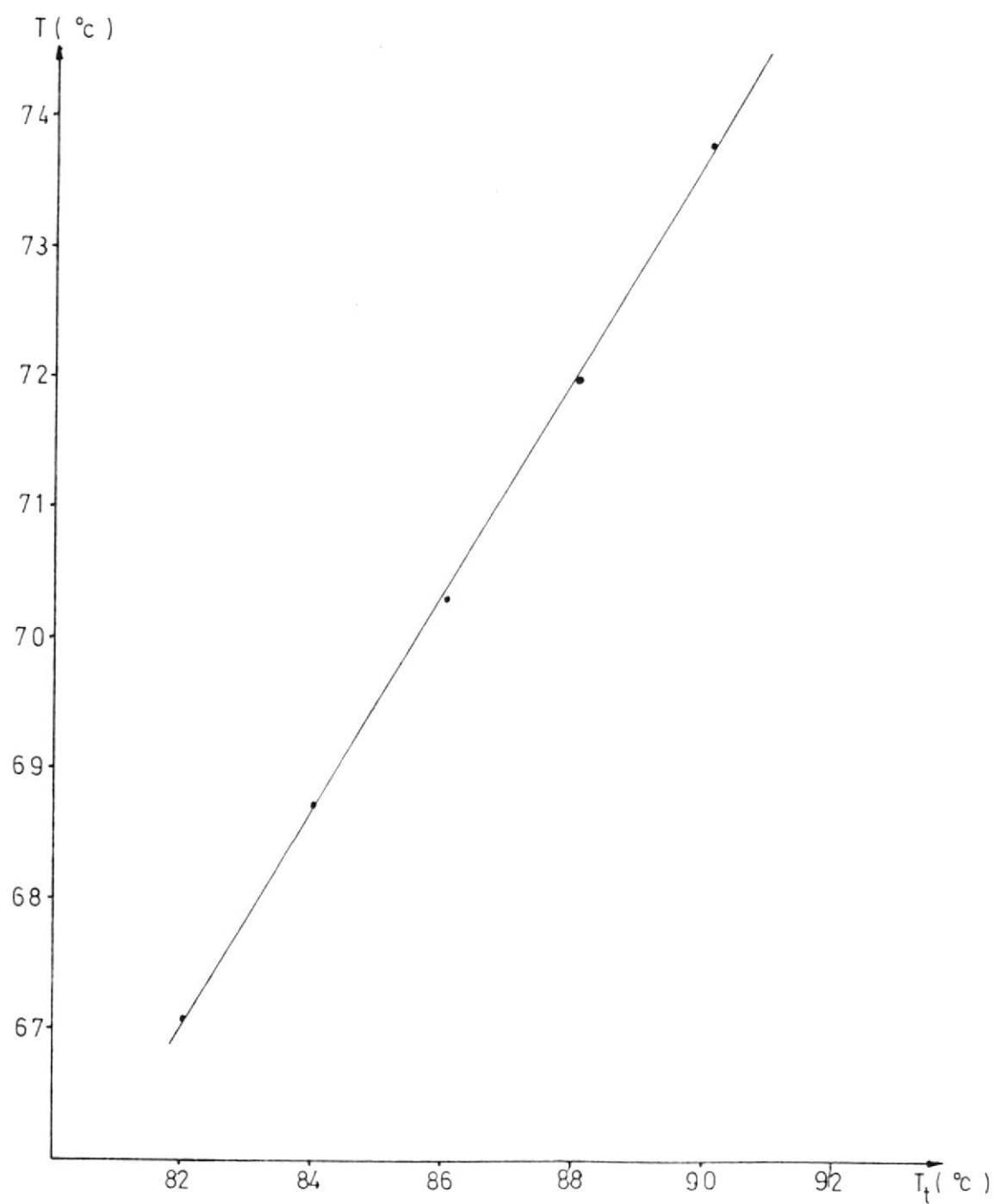
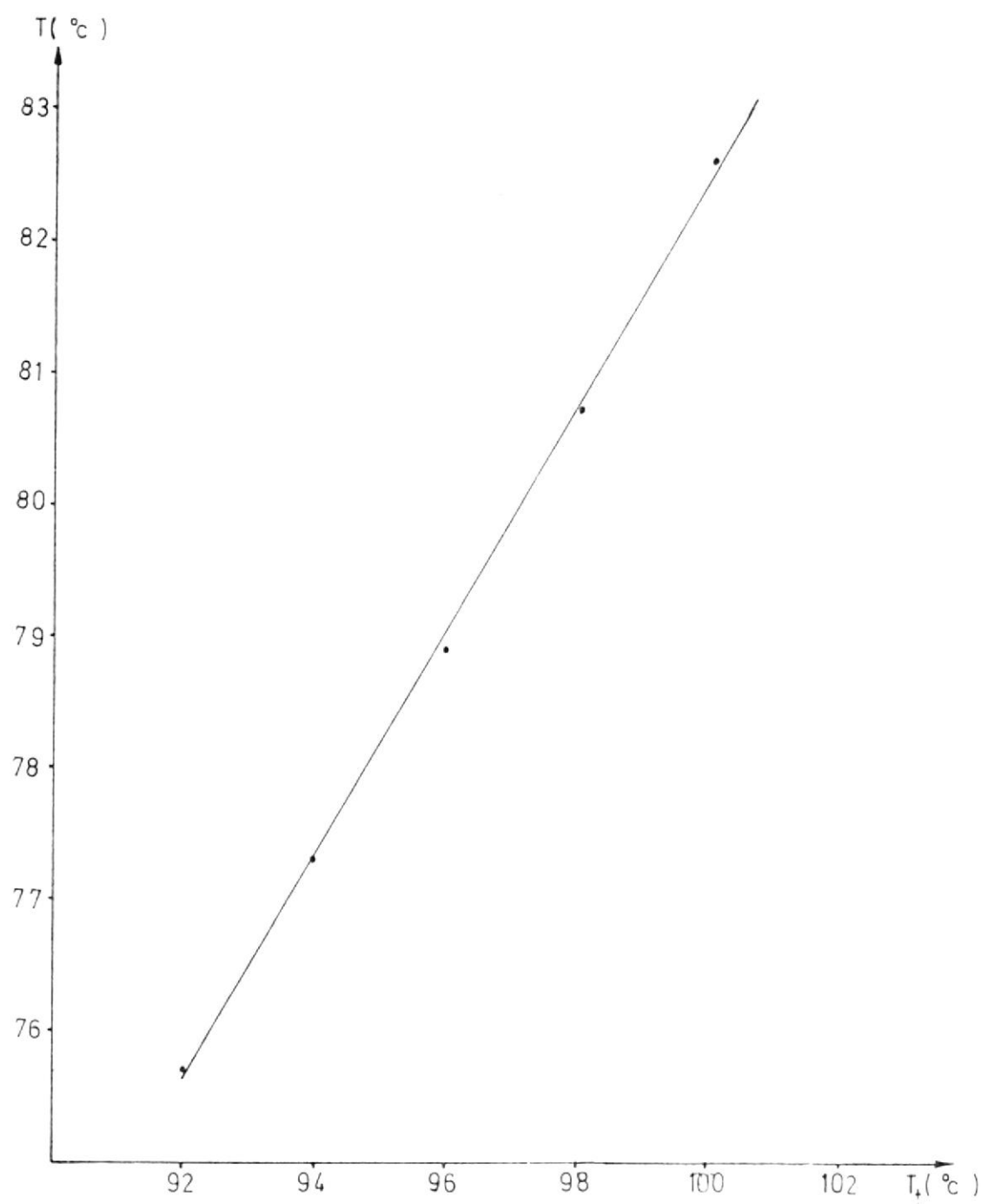


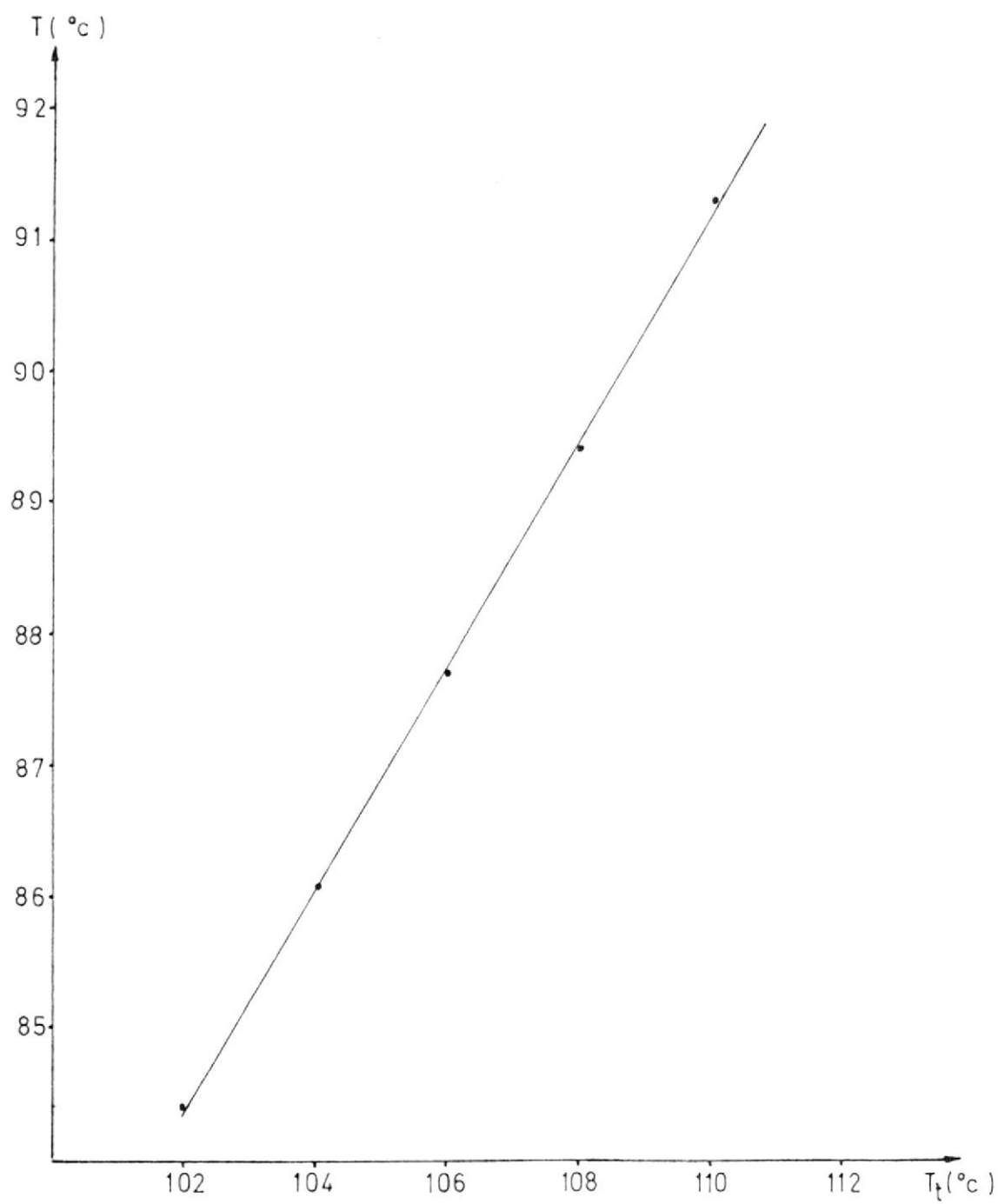
Figure 1. Calibration of the thermocouple.



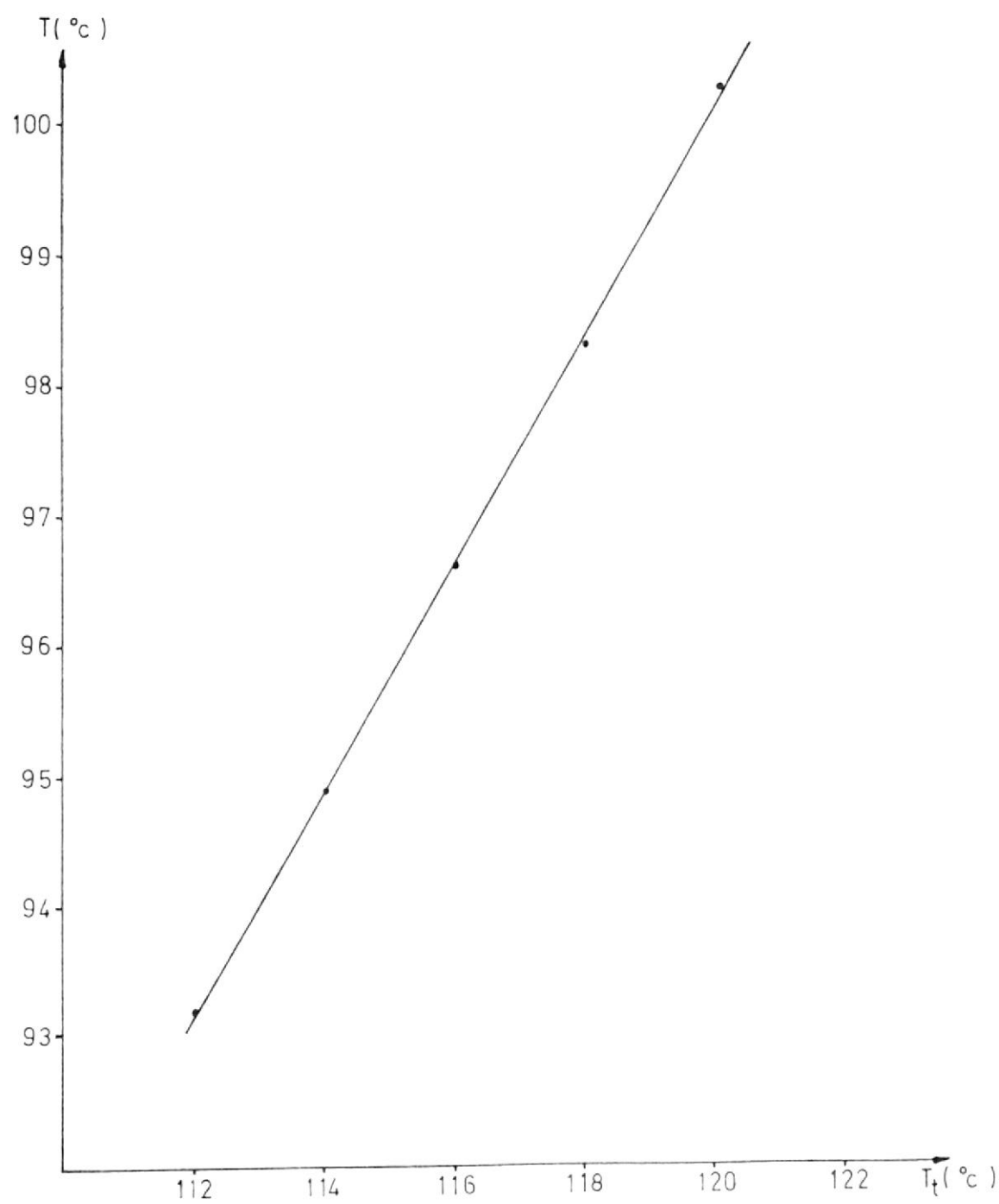
Curva de Calibración: Termómetro Electrónico.

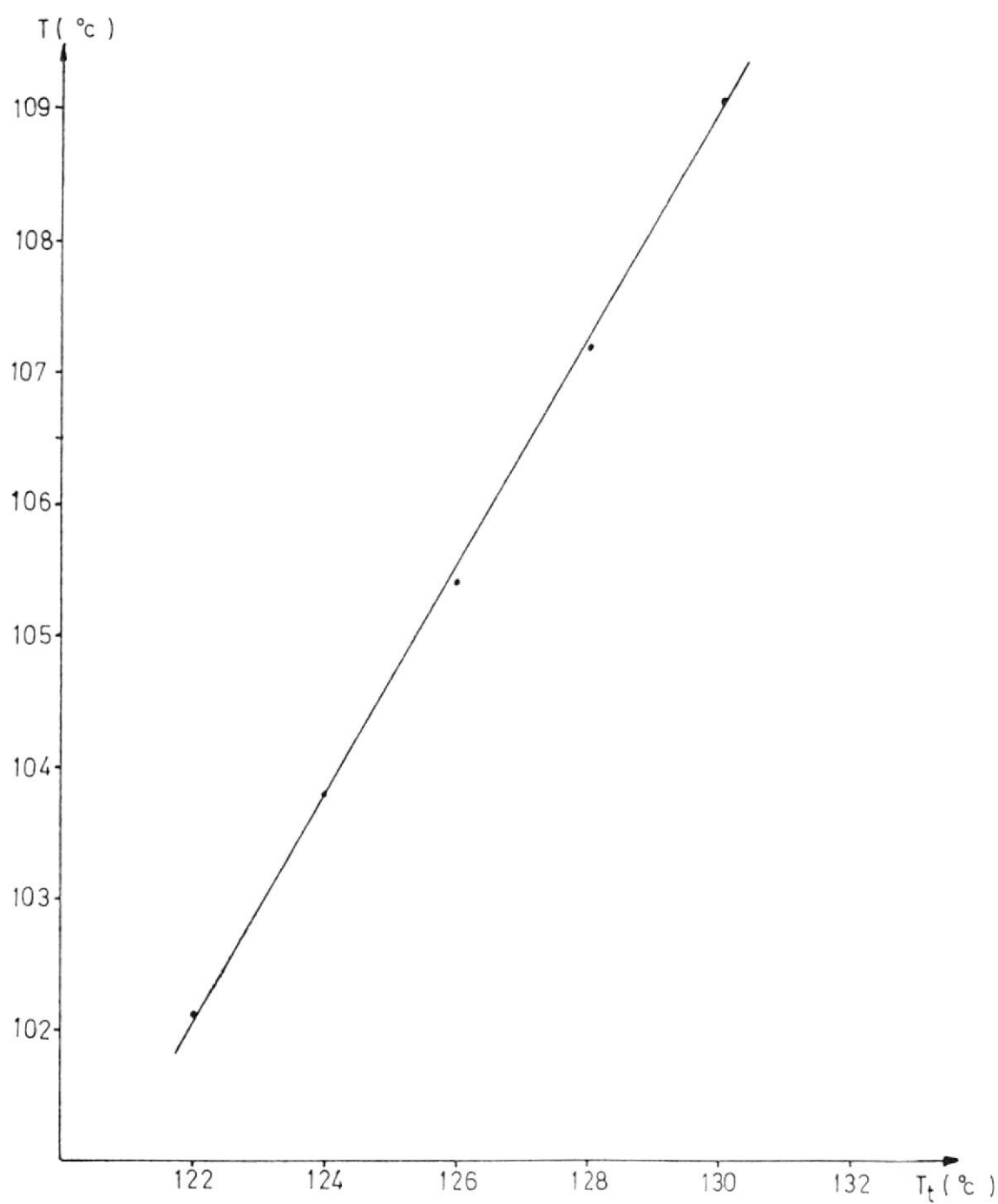


Gráfica de la relación T vs T_f para el sistema.



Curva de Calibración por Método Electrodinámico.





Curva de calibración por método electrónico.

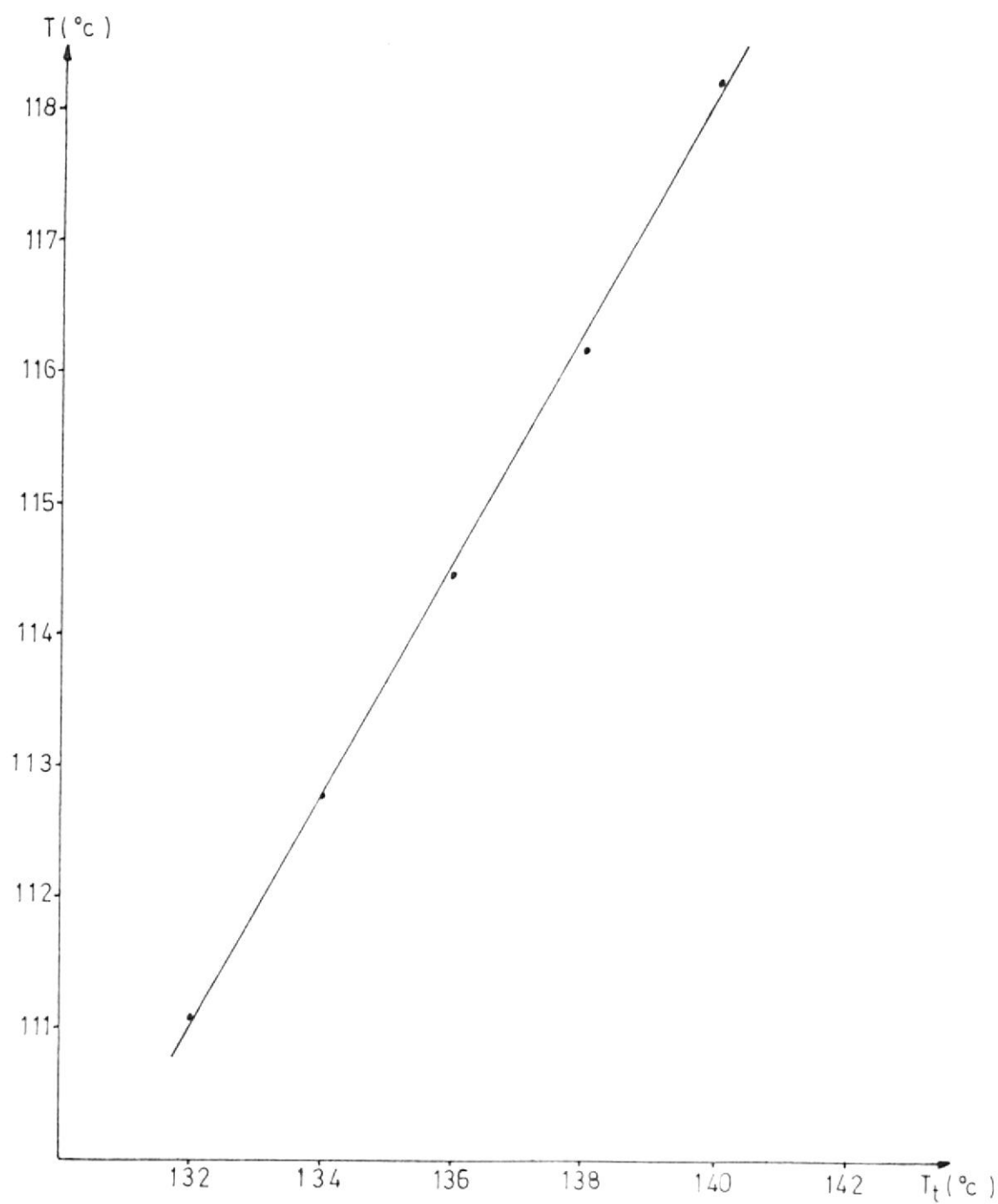


Figure 1. Plot of T versus T_t for the data in Table I.

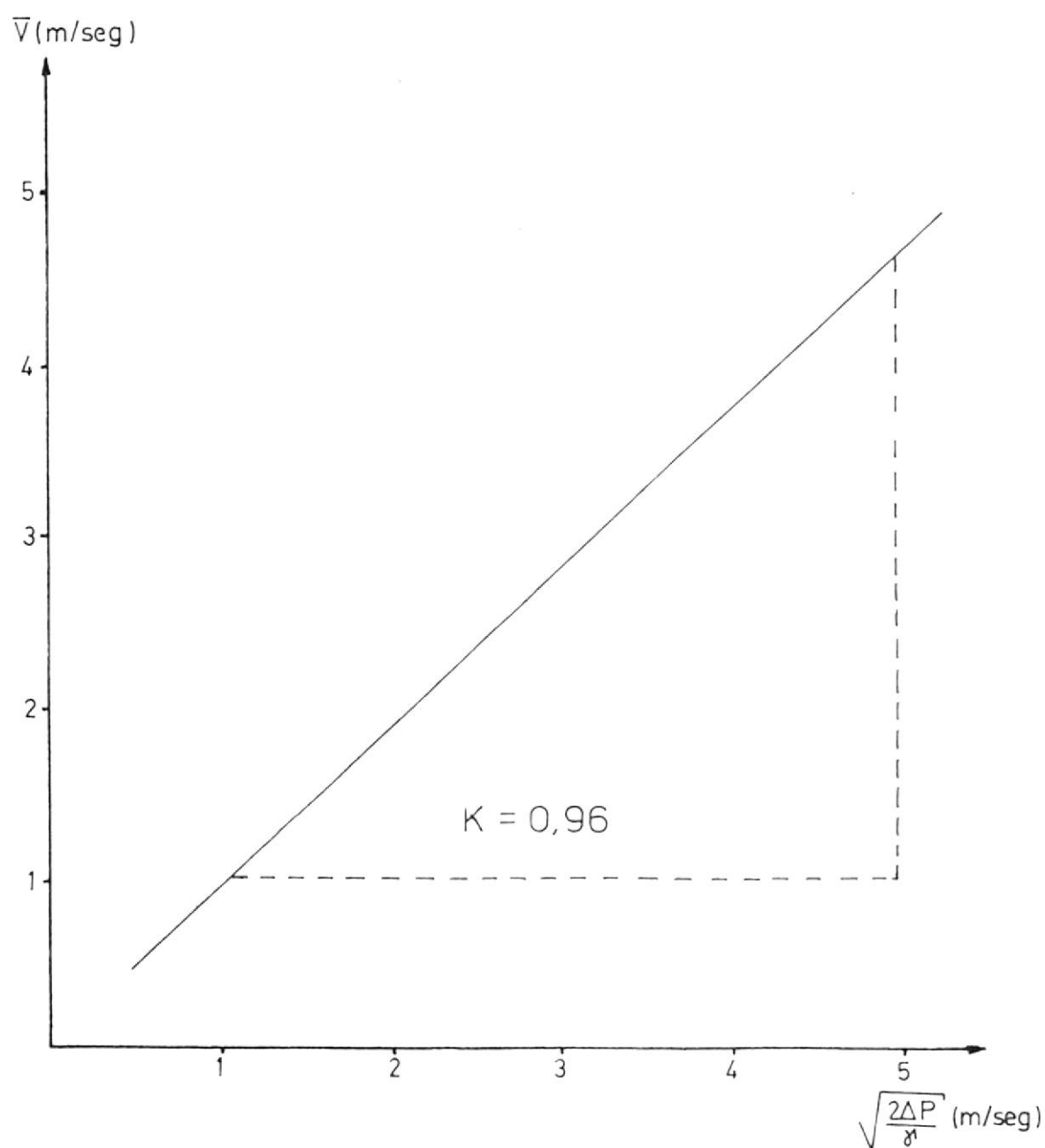


Gráfico 1.- Factor de Corrección de entrada del túnel de viento.

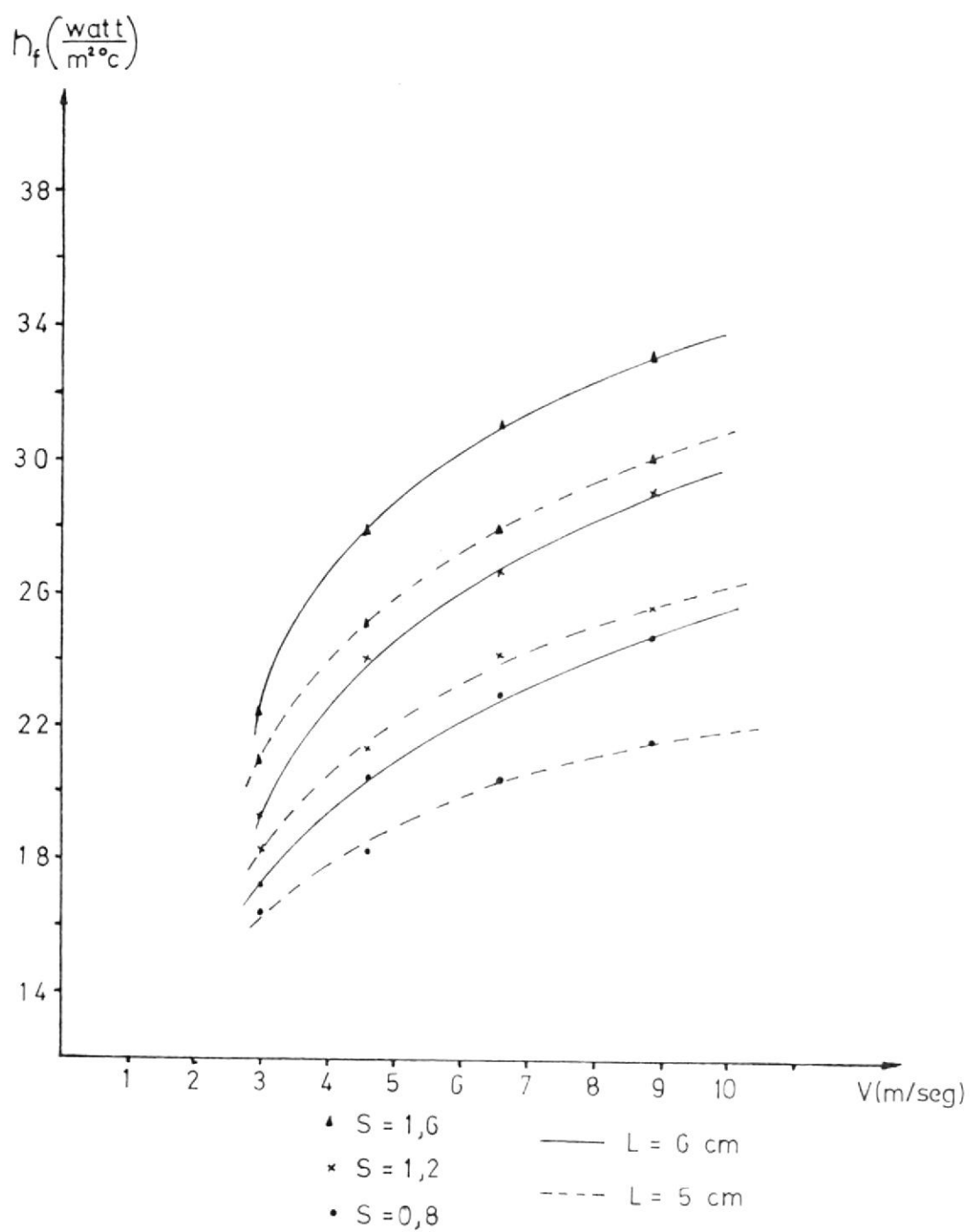


Fig. e.- Variación de la conductancia filmica h_f con respecto al flujo de aire.

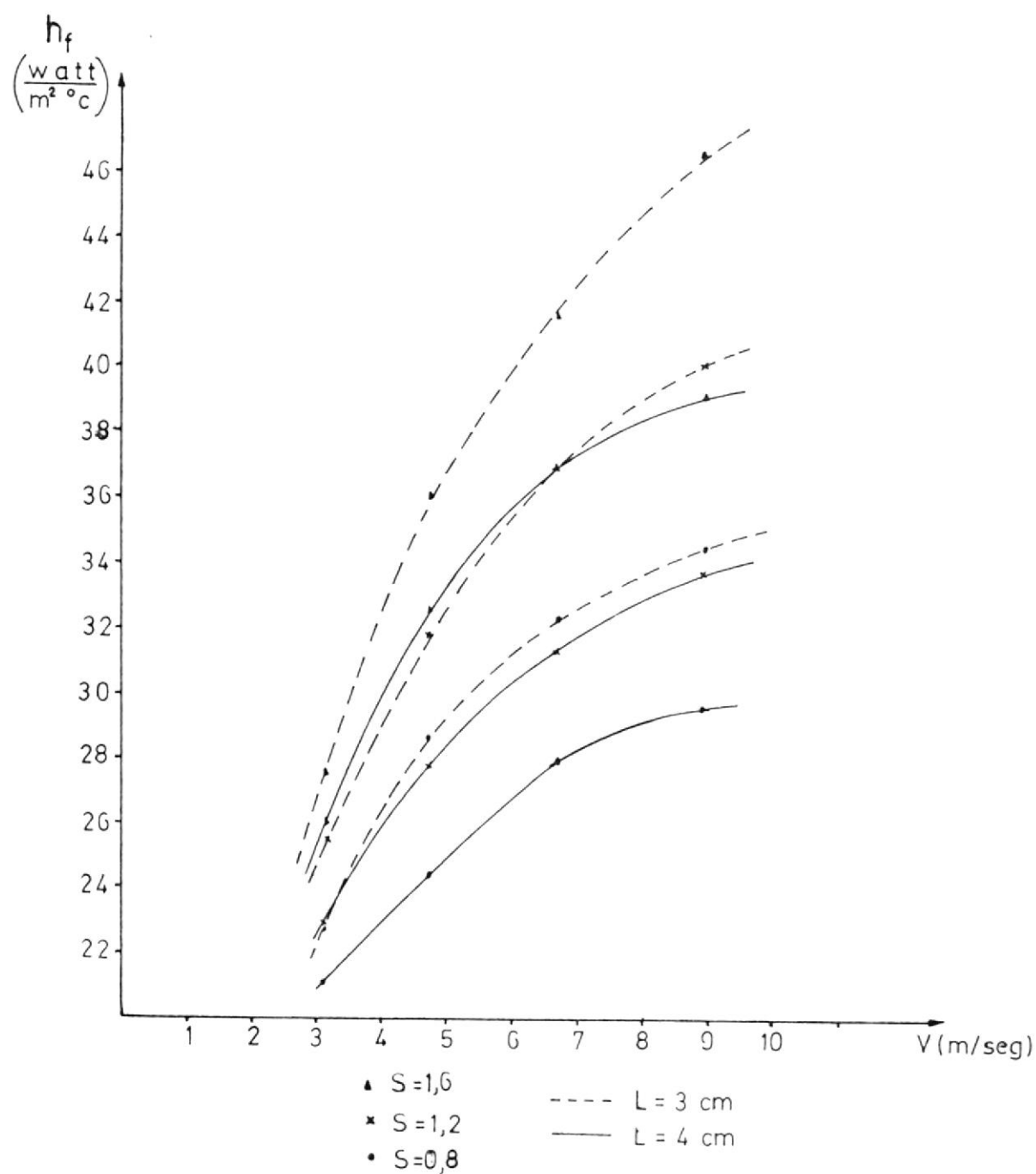


Fig. f.- Variación de la conductancia filmica con respecto al flujo de aire.

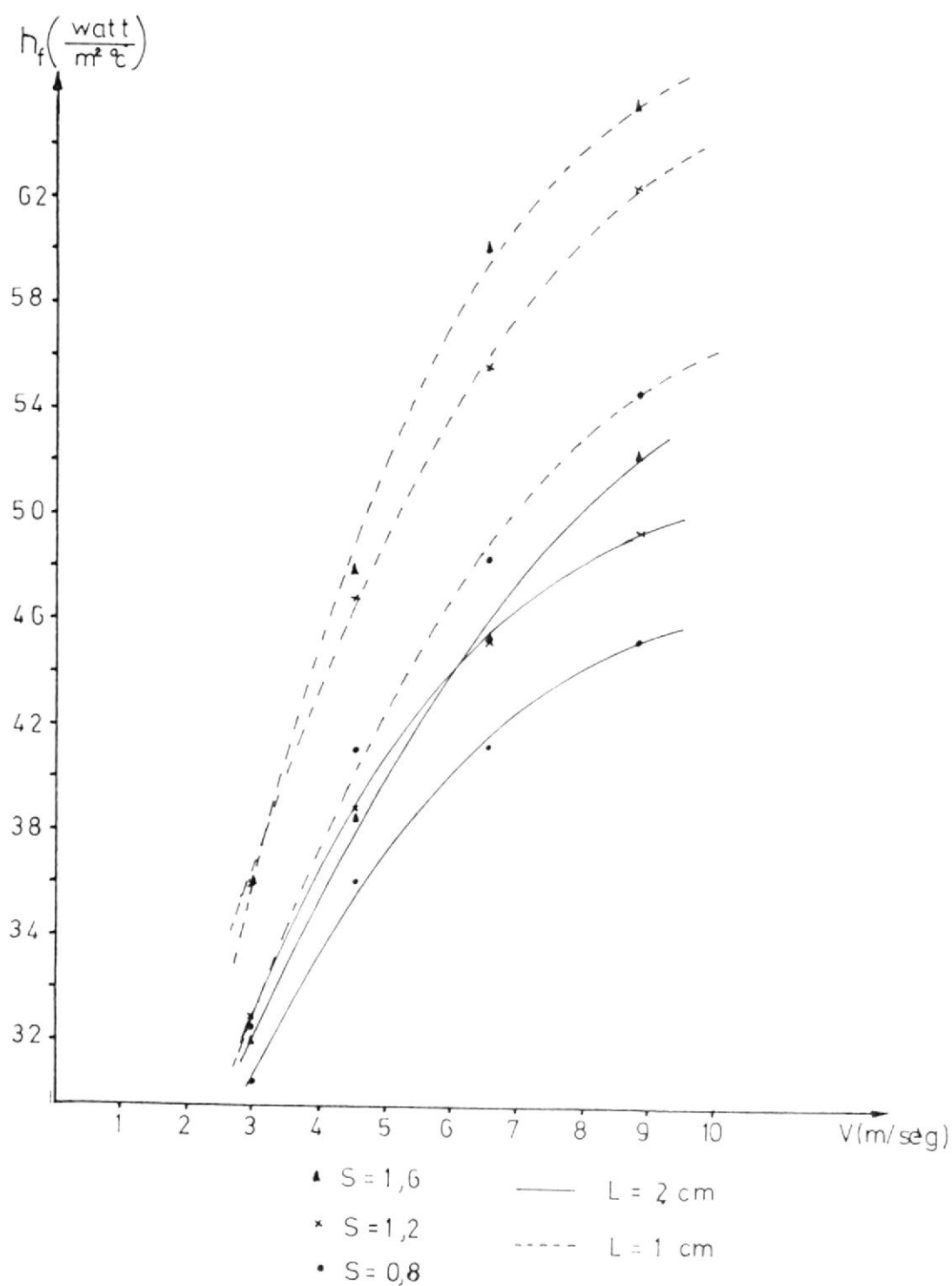


Fig. g.- Variación de la conductancia filmica con respecto al flujo de aire.

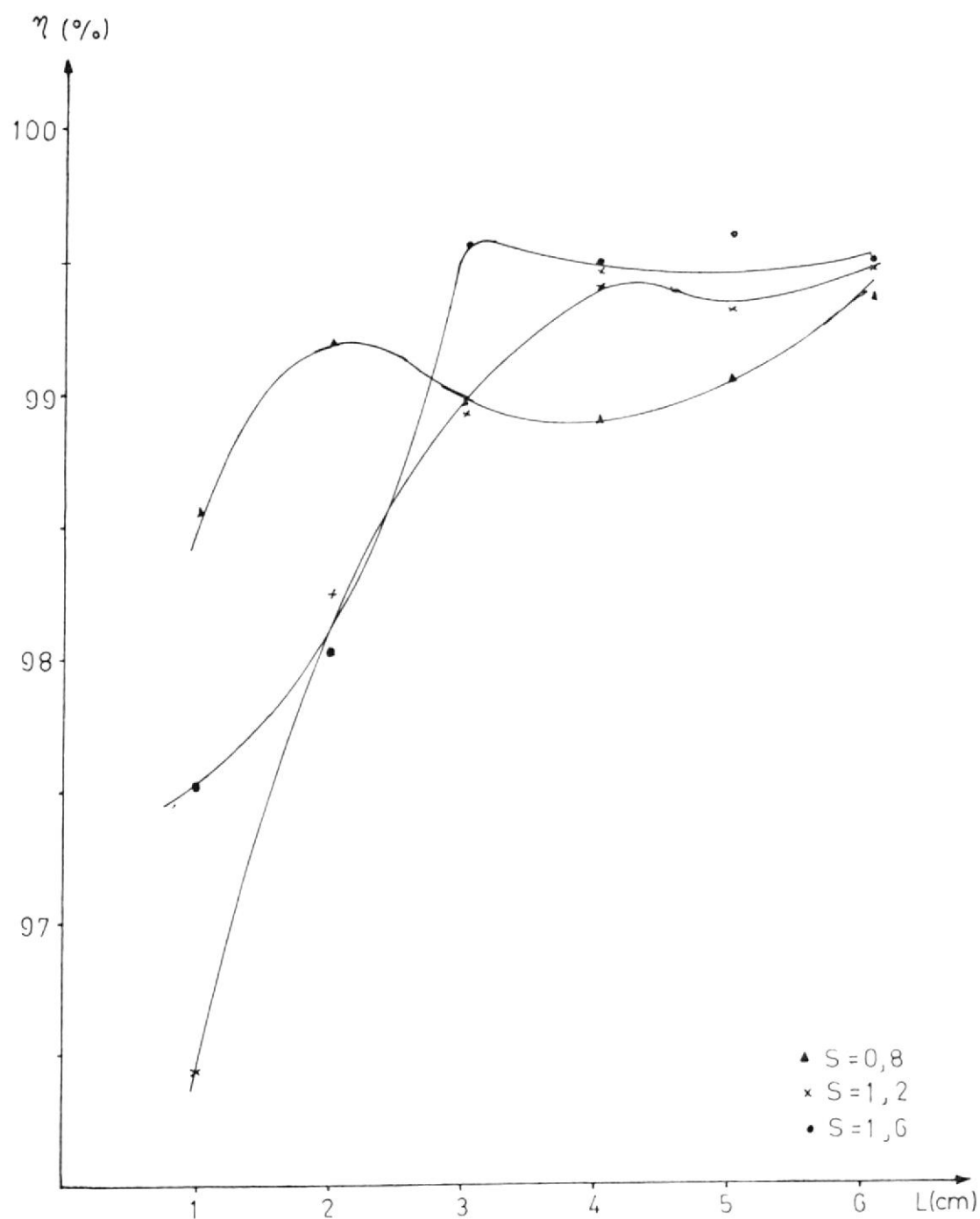


Fig. h.- Eficiencia promedio del arreglo Vs. la altura de las aletas.

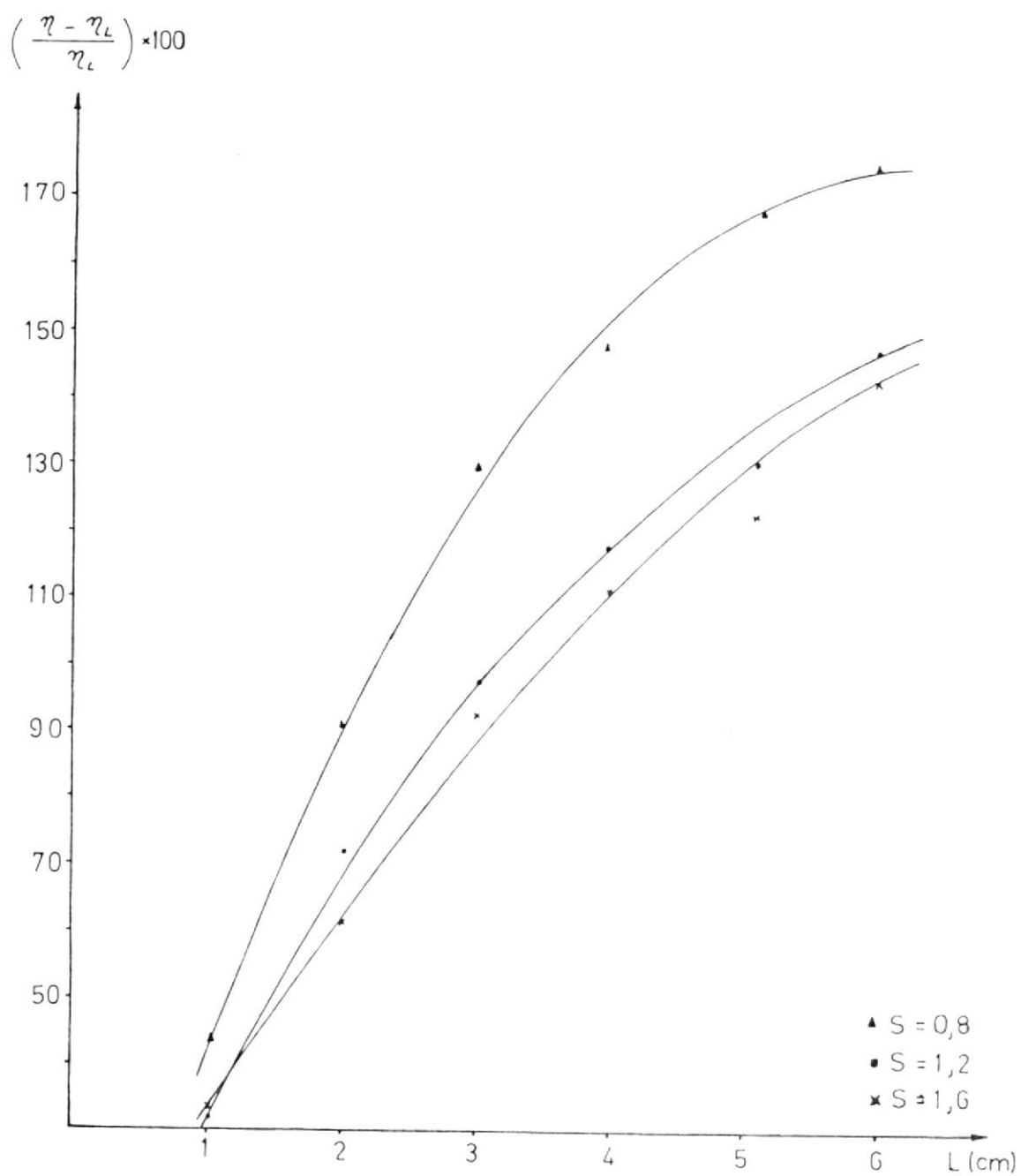


Fig. j.- Porcentajes de incremento de la eficiencia Vs. la altura de las aletas.

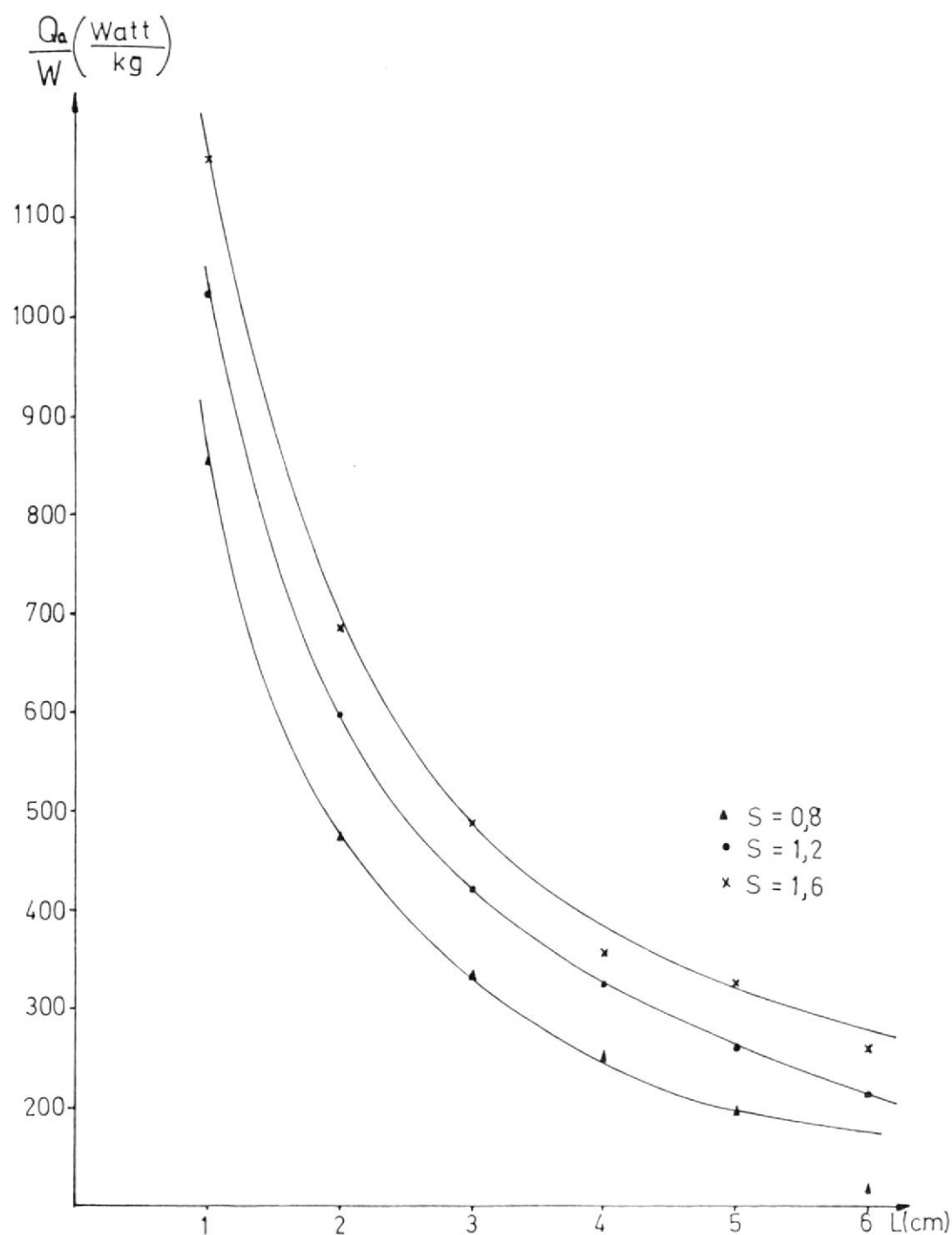
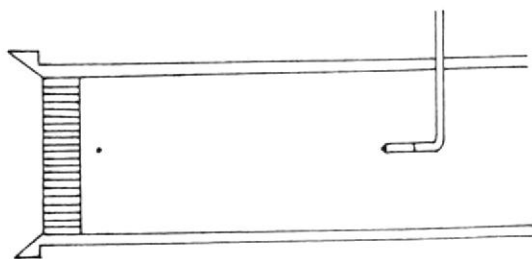


Fig. k.- Calor disipado por unidad de peso de la aleta Vs. la altura de las aletas

1.- MEDICION DE LA VELOCIDAD DEL AGUA

Eq. de Bernoulli entre la entrada, punto 1 y el pitómetro, punto 2, tenemos que:

$$\frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} + z_1 = \frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} + z_2$$



$p_1 = p_2$ Los puntos 1 y 2 están a la misma altura, $z_1 = z_2 = 1$.

$v_2 = 0$ En este punto el agua está detenida, $v_2 = 0$ y $z_2 = z_1$.

$$\frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\gamma}$$

$$\frac{v_1^2}{2g} = \frac{p_1}{\gamma} - \frac{p_2}{\gamma}$$

$$v_1 = \sqrt{\frac{2g}{\gamma} (p_1 - p_2)}$$

En forma de coeficiente de corrección, $C_v = \frac{v_1}{v_{teor}}$.

de aire, luego hay que aplicar un factor de corrección, siendo el perfil de la boca elipsoidal el factor de corrección es igual a 0,997 el mismo que para efectos prácticos se lo toma igual a la unidad.

La velocidad en el ducto rectangular no es uniforme por lo cual se toma un valor medio de la velocidad a partir de los puntos indicados y tomando en cuenta el factor de corrección de entrada del Añ 1 se viene dado en la figura 9 del apéndice .

Así, la expresión para el cálculo de la velocidad del aire quedará:

$$V_1 = C \sqrt{\frac{2g}{\delta_{\text{aire}}} (P_2 - P_1) \text{ aire}}$$

La diferencia de presión entre los puntos 1 y 2 es igual al cabezal (H) existente en el Añ 2 por el manómetro.

$$P_2 - P_1 = 11 \text{ cm. } 10^{-2}$$

Desarrollando en la ecuación anterior,

$$V_1 = C \sqrt{\frac{2g}{\delta_{\text{aire}}} 11 \text{ cm. } 10^{-2}}$$

El cabezal H no es otra cosa que el producto del peso específico de la sustancia multiplicado por la altura h .

$$H_{\text{cm.H}_2\text{O}} = \delta_{\text{H}_2\text{O}} h_{\text{cm.H}_2\text{O}}$$

$$V_1 = K \sqrt{\frac{2g}{\delta_{\text{aire}}} \delta_{\text{H}_2\text{O}} h_{\text{cm.H}_2\text{O}}}$$

$$V_1 = 0,05 \sqrt{\frac{2 \times 9,81}{0,1188} \times 101,3 \times 100 \times 100}$$

$$V_1 = 124,31 \sqrt{h_{\text{cm.H}_2\text{O}}}$$

Para encontrar la velocidad V_2 en el tubo de salida se aplicará la ecuación de continuidad. Para ello se debe la ecuación de Bernoulli, $P_1 + \rho g h_1 + \frac{1}{2} \rho V_1^2 = P_2 + \rho g h_2 + \frac{1}{2} \rho V_2^2$.

$$V_2 = \frac{V_1 A_1}{A_2}$$

$$V_2 = \frac{124,31 \sqrt{h_{\text{cm.H}_2\text{O}}}}{0,0001}$$

$$V_2 = \frac{124,31}{0,0001} \sqrt{h_{\text{cm.H}_2\text{O}}}$$

$$V_2 = 1.243.100 \sqrt{h_{\text{cm.H}_2\text{O}}}$$

2.- CÁLCULO DE h_F Y h_O

Para calcular el valor de la conductancia filnica promedio se efectúa un balance de energía, así:

$$QD = Q_b + Q_a + Q_c + Q_L$$

$$QD = A_b h_F \Delta T_o + A_a h_F \overline{\Delta T} + A_c h_F \Delta T_i + A_L h_F \overline{\Delta T}$$

$$QD = h_F (A_b \Delta T_o + A_c \overline{\Delta T} + A_i \Delta T_i + A_L \overline{\Delta T})$$

$$h_F = \frac{QD \text{ Watts.}}{(A_b \Delta T_o + A_c \overline{\Delta T} + A_i \Delta T_i + A_L \overline{\Delta T}) \times 10^{-2} \text{ m}^2}$$

$$h_F = \frac{QD \times 10^4 \text{ Wats.}}{(A_b \Delta T_o + A_c \overline{\Delta T} + A_i \Delta T_i + A_L \overline{\Delta T}) \times 10^{-2} \text{ m}^2}$$

h_O es la conductancia filnica que se obtiene para el caso en que todo el disipador se encuentre a la temperatura de su base, de acuerdo a esto aplicando nuevamente un balance de energía,

$$QD = A_b h_O \Delta T_o + A_a h_O \Delta T_o + A_c h_O \Delta T_o + A_L h_O \Delta T_o$$

$$QD = h_O \Delta T_o (A_b + A_a + A_c + A_L)$$

$$h_o = \frac{50}{\Delta T_o (\lambda_b + \lambda_a + \lambda_g + \lambda_L)}$$

$$h_o = \frac{50 \text{ Watt}}{\Delta T_o \lambda_T \text{ cm}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

$$h_o = \frac{50 \times 10^4 \text{ Watt}}{\Delta T_o \lambda_T \text{ m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

3.- CALCULO DE LAS EFICIENCIAS

La eficiencia de la aleta es la relación de la razón de transformación de calor que existe entre la aleta y el área interna de la superficie de la placa. Se representa a la misma temperatura como η . La eficiencia η se define, aplicando la ecuación 2.17:

$$\eta = \frac{Q_{\text{aleta}}}{Q_{\text{placa}}} = \frac{h_o \Delta T_o \lambda_T \text{ cm}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}{h_o \Delta T_o \lambda_T \text{ cm}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

La eficiencia η del aleta es el cociente entre la razón de transformación de calor que existe entre la aleta y el área interna de la superficie de la placa. Se representa a la misma temperatura como η . La eficiencia η se define, aplicando la ecuación 2.17:

$$N = 1 - \frac{A_c}{A_T} [1 - K]$$

Para el cálculo de N_L usamos la ecuación 3.12.

EJEMPLO DE CALCULOS:

En este ejemplo vamos a encontrar h_F , h_D , K , N , N_L para el modelo No. 1 con aletas de 2 cm. de alto y para un 40% de abertura del flujo de aire.

$$T_D = 72,40 \quad \Delta T = \bar{T} - T_\infty = 72,40 - 20 = 52,40^\circ \text{C.}$$

$$T_L = 70,77 \quad \Delta T_L = T_D - T_\infty = 70,77 - 20 = 50,77^\circ \text{C.}$$

$$\bar{T} = 71,72 \quad \Delta T_D = T_D - T_\infty = 71,72 - 20 = 51,72^\circ \text{C.}$$

$$h_\infty = 2 \quad \Delta T_{D,L} = T_{D,L} - T_\infty = 51,72^\circ \text{C.}$$

$$A_D = 2 \times 10 \times 2 = 40 \text{ cm}^2$$

$$A = 1 \times 1,2 \times 2 + 2 \times 10 \times 2,5 = 52 \text{ cm}^2$$

$$A_D = 2 \times 10 \times 2,5 \times 2 = 100 \text{ cm}^2$$

$$A_L = 2 \times 10,5 \times 2,5 \times 2 = 105 \text{ cm}^2$$

$$A_T = 480 + 50,2 + 24 + 18 = 572,2 \text{ cm}^2$$

$$A_c = 480 + 24 + 18 = 522$$

$$h_F = \frac{50 \times 10^4 \text{ Watt}}{[A_o \Delta T_o + (A_a + A_c) \bar{\Delta T} + A_c \Delta T_i] \text{ m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

$$h_F = \frac{50 \times 10^4 \text{ Watt}}{[50,2 \times 41,77 + (480 + 18) 40,52 + 24 \times 43,48] \text{ m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

$$h_F = 22,054 \frac{\text{Watt}}{\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

$$h_o = \frac{30 \times 10^4 \text{ Watt}}{\Delta T_o A_o \text{ m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

$$h_o = \frac{30 \times 10^4 \text{ Watt}}{41,77 \times 50,2 \text{ m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

$$k_F = \frac{h_F}{\frac{A_a + A_c}{A_o} \bar{\Delta T} + \Delta T_i} = \frac{22,054}{\frac{480 + 18}{50,2} \times 40,52 + 43,48}$$

$$k_F = 0,7233$$

$$R = \frac{1}{k_F} = \frac{1}{0,7233} = 1,3826 \text{ } ^\circ\text{C/Watt} = \frac{1,3826}{0,36} = 3,8406 \text{ } ^\circ\text{C/Watt}$$

$$L = \frac{r_o - r_i}{r_o L - r_i} = \frac{41,77}{430,35} = 0,09705$$

$$T_L = 30,12^\circ$$

$$A = \frac{T - T_L}{T_L} \times 100 = 100,51\%$$

4.- CALCULO DEL CALOR DISIPADO POR UNIDAD DE PESO DE LA ALITA.

El calor disipado por unidad de peso de la alita lo podemos hallar en base al balance de energía.

$$Q_a^* = Q_a + Q_i + Q_L$$

$$Q_a^* = A_a h_F \overline{\Delta T} = A_a h_F \Delta T_i + A_L h_L \overline{\Delta T}$$

$$Q_a^* = h_F (A_a \overline{\Delta T} + A_L \Delta T_i \times \alpha \overline{\Delta T})$$

$$Q_a^* = h_F (A_a + A_L \alpha) \overline{\Delta T} + A_L \Delta T_i$$

El peso de la alita está dado por:

$$W = 0,00125 \text{ kg}$$

Reemplazando en la relación $\frac{Q_a^*}{W}$

$$\frac{Q_a^*}{W} = \frac{h_F (A_a + A_L \alpha) \overline{\Delta T} + A_L \Delta T_i}{0,00125 \text{ kg}}$$

5.- CALCULO DE LA PÉRDIDA DE CALOR EN EL CALORIFICADOR

El sistema de calentamiento se trabajaba aislado mediante lana de vidrio de 3 cm de espesor, rodeados por una capa de aislamiento por las partes laterales y por la parte inferior del sistema de calentamiento.

Aplicando la ecuación la pérdida de calor es:

$$Q_{\text{pérdida}} = \frac{k \cdot A \cdot \Delta T}{L}$$

Donde ΔT es la diferencia de temperatura entre el fluido y el medio ambiente, k es la conductividad térmica del material de aislamiento, A es el área de la superficie de aislamiento y L es el espesor del aislamiento.

$$Q_{\text{pérdida}} = \frac{0.04 \text{ W/m} \cdot \text{K} \cdot 0.1 \text{ m}^2 \cdot 100 \text{ K}}{0.03 \text{ m}} = 13.33 \text{ W}$$

$$Q_{\text{pérdida}} = 13.33 \text{ W}$$

Donde $Q_{\text{pérdida}}$ es la pérdida de calor.

Por lo tanto, la pérdida de calor en el calentamiento es:

$$Q_{\text{pérdida}} = 13.33 \text{ W}$$

$$q_{\text{perdido}} = q_1 + q_2$$

$$q_{\text{perdido}} = 0,563 + 0,510$$

$$q_{\text{perdido}} = 1,072 \text{ Watt}$$

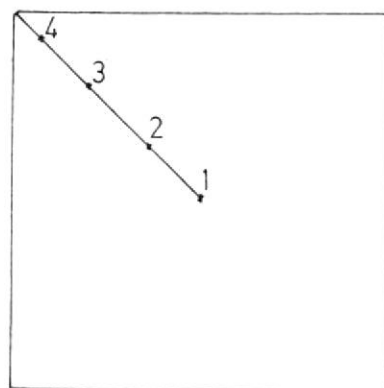
La potencia de entrada al sistema de calentamiento es de 30 Watt veamos el porcentaje de pérdidas que tenemos.

$$\% \text{Pérdidas} = \frac{q_{\text{ent.}} - q_{\text{reg.}}}{q_{\text{ent.}}} = 1 - 0,983 = 1,7$$

De acuerdo a esto el porcentaje de pérdidas a través de las paredes del sistema de calentamiento es de 1,7% lo cual es despreciable ya que el margen de error aceptable es del .

6.- CÁLCULO DEL TIEMPO DE ALMACENAMIENTO EN LA PLACA DE CALENTAMIENTO

Para la presente tesis se supone una distribución uniforme de la temperatura en la placa de calentamiento, vamos a calcular el error porcentual promedio que tenemos al hacer esta consideración.



La Figura muestra cuatro puntos en el interior de la placa, al inicio de la placa donde se encuentra el sensor de temperatura para la medición de la temperatura en la placa. Los puntos están etiquetados como 1, 2, 3 y 4, en orden de posición. Los puntos 1 y 2 están en la parte inferior de la placa, los puntos 3 y 4 están en la parte superior.

Punto	Temperatura (°C)		Temperatura (°C)	
	1	2	3	4
1	20.5	20.5	20.5	20.5
2	20.5	20.5	20.5	20.5
3	20.5	20.5	20.5	20.5
4	20.5	20.5	20.5	20.5

Figura 1. Puntos de medición de temperatura en la placa.

ra.

$$\bar{T} = \frac{\bar{T}_1 + \bar{T}_2 + \bar{T}_3 + \bar{T}_4}{4} = 260,87$$

El error porcentual sería.

$$\varepsilon_1 = \frac{T_1 - \bar{T}}{\bar{T}} \times 100 = \frac{261,17 - 260,87}{260,87} \times 100 = 0,11\%$$

$$\varepsilon_2 = \frac{T_2 - \bar{T}}{\bar{T}} = 6,98\%$$

$$\varepsilon_3 = \frac{T_3 - \bar{T}}{\bar{T}} = 3,92\%$$

$$\varepsilon_4 = \frac{T_4 - \bar{T}}{\bar{T}} = 7,04\%$$

El error porcentual promedio lo calculamos así:

$$\bar{\varepsilon} = \frac{\varepsilon_1 + \varepsilon_2 + \varepsilon_3 + \varepsilon_4}{4} = 3,26\%$$

Con lo cual podemos decir con toda seguridad que la distribución de temperatura en la cámara de calentamiento es uniforme, ya que el error cometido al hacer este supuesto es muy pequeño.

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

- 1.- Chapman Alan Jesse, HEAT TRANSFER. [New York: Mac Millan 1974].
- 2.- Kreith Frank, PRINCIPIOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR. [- [México: Herrero Hermanos Sucesores, S.A.].
- 3.- Holman Jack Phillip, METODOS EXPERIMENTALES PARA INGENIEROS [México: McGraw-Hill 1977].
- 4.- Kern Donald Q., PROCESOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR. [México: Compañía Editorial Continental 1974].
- 5.- Mc Adams William, TRANSMISION DE CALOR. (Madrid: Ediciones del Castillo S.A. 1964).
- 6.- Spoor Jack, HEAT SINK APPLICATIONS HAND BOOK. [A Ham].
- 7.- Welty J. R., FUNDAMENTALS OF MOMENTUM HEAT AND MASS TRANSFER [New York: John Wiley and Sons, 2^a edición , 1976].

- 8.- Welty J. R., ENGINEERING HEAT TRANSFER. [New York: John Wiley and Sons, 1974].
- 9.- TECQUIPMENT Ltd., THE MULTI-PURPOSE AIR DUCT AND ASSOCIATED EQUIPMENT [Londres: Research and Development Engineers].
- 10.- HEAT TRANSFER 1970. Vol. 1 [Amsterdam: Elsevier Publishing Company 1970].
- 11.- ELECTRONIC DESIGN, FOCUS IN COOLING ELECTRONIC PACKAGES [July 5, 1974. Vol. 22 No. 14].