ESPOL
CIB
D-6706

ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL

Departamento de Ingeniería Mecánica

"Transferencia de Calor en Cilindros con Aletas Circulares"

Tesis de Grado
Previa a la Obtención del Título de
INGENIERO MECANICO

PRESENTADA POR:

J. Francisco Andrade Sánchez

Guayaquil - Ecuador
1979

ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL
DEPARTAMENTO DE INGENIERIA MECANICA

"TRANSFERENCIA DE CALOR EN CILINDROS CON ALETAS CIRCULARES"

TESIS DE GRADO

PREVIA A LA OBTENCION DEL TITULO DE

INGENIERO MECANICO

POR:

J. FRANCISCO ANDRADE SANCHEZ

GUAYAQUIL-ECUADOR 1.979

"TRANSFERENCIA DE CALOR EN CILINDROS CON ALETAS CIRCULARES"

DIRECTOR DE TESIS

Ing. MARCO A. PAZMIÑO B.

A U T O R

JUAN F. ANDRADE SANCHEZ

DECLARACION EXPRESA:

DECLARO QUE: Hechos, ideas y doctrinas expuestos en esta tesis son de mi exclusiva responsabilidad, y que el patrimonio intelectual de la misma corresponde a la ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL.

(Reglamento de examenes y títulos Profesionales de la ESPOL).

DEDICATORIA

A mis queridos padres,
por su siempre abnega-
da ayuda.

A mis padres políticos,
por sus invalorables con
sejos.

A mi esposa ROSARIO
ELIZABETH, por su te
sonero empuje.

A mis pequeños hijos:
FRANCISCO ROBERTO y
JUAN CARLOS

AGRADECIMIENTO

El presente tema de tesis, fue sugerido por M.S. GEORGE COSTIGAN, Asesor Británico, que dando desde ya agradecido por su colaboración.

Mi especial agradecimiento, por la invalorable y desinteresada ayuda prestada por el Ing. MARCO A. PAZMIÑO, Director de este trabajo de tesis.

Debo agradecer también por la ayuda que me brindó el Ing. GEORGE ASPIAZU, catedrático del Departamento de Ingeniería Mecánica de la Escuela Superior Politécnica del Litoral.

"TRANSFERENCIA DE CALOR EN CILINDROS CON ALETAS CIRCULARES"

CONTENIDO

		Pág.
CAPITULO I.	INTRODUCCION	4
	A. Factibilidad	7
CAPITULO II.	EQUIPO EXPERIMENTAL	9
	A. Túnel de viento	9
	B. Modelos de prueba	17
CAPITULO III.	ESTUDIO DE MODELOS CILINDRICOS	24
	A. Análisis teórico de cilindros lisos.	24
	B. Análisis teórico de cilindros con aletas circulares.	30
CAPITULO IV.	DISEÑO DE MODELOS EXPERIMENTALES Y EXPERIMENTACION.	41
	A. Análisis teórico	41
	B. Construcción de modelos	43
	1. Modelo cilíndrico liso	43
	2. Modelo cilíndrico con aletas múltiples.	44
	C. Experimentación	48
	1. Variación de la transferencia de calor, cambiando la velocidad de flujo,	

Pág.

longitud y espesor de las aletas. 48

CAPITULO V. COMPARACION DE RESULTADOS 54

A. Análisis teórico vs. resultados obtenidos. 54

B. Discusión 55

CAPITULO VI. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES 60

CAPITULO VII. APENDICE 62

A. Tablas 62

B. Gráficos 73

C. Cálculos efectuados 111

REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS 120

NOMENCLATURA

Aa	**Area de transferencia de calor de la aleta, m^2.**
Ab	**Area de transferencia de calor del borde de la aleta, m^2.**
AT	**Area total de transferencia de calor, m^2.**
a	La razón delradio interior al radio exterior de la aleta, $\frac{r_o}{r_i}$.
$\bar{e}$	Eficiencia promedio de la aleta, %.
e_a	Eficiencia local de la aleta, %.
$\bar{h}_f$	Unidad de conductancia térmica promedio en el cilindro aleteado, wts/m°C.
h_o	Unidad de conductancia térmica de la superficie aleteada a la temperatura T_o, Wts/m°C.
h_{oL}	Unidad de conductancia térmica en la superficie exterior del cilindro liso, wts/m°C.
I_o	Función modificada de Bessel de primera clase y de orden cero, adimensional.
I_1	Función modificada de Bessel de primera clase y de primer orden, adimensional.
K	Constante de corrección, adimensional.
K_o	Función modificada de Bessel de segunda clase y de orden cero, adimensional.
k	Conductividad térmica, wts/m °K
L	Longitud del cilindro, mts.
ℓ	Longitud de la aleta, $\ell = r_i - r_o$, mts.

M Constante adimensional, $M = \sqrt{\frac{h_f \, r_i^2}{k}}$

Qa Calor disipado por la aleta, wts.

Qb Razón de transferencia de calor, en la base de la aleta, wts.

Qc Razón de transferencia de calor en la parte cilíndrica no aleteada, wts.

Qo Calor disipado por la aleta si estuviese a la temperatura de la base de la aleta, T_o, wts.

q Razón de transferencia de calor, wts.

rd Radio interior del cilindro, mts.

r_i Radio exterior de la aleta, mts.

r_o Radio exterior del cilindro o radio de la base de la aleta, mts.

S Superficie perpendicular al flujo de calor por convección, m^2.

T(r) Temperatura en función del radio, °C.

Td Temperatura en la superficie interior del cilindro, °C.

T_o Temperatura en la superficie exterior del cilindro, °C.

T_∞ Temperatura del fluído, °C.

u Diferencia de temperaturas que impulsa al calor a fluír de la aleta al medio ambiente, adimensional.

v Velocidad del aire, m/seg.

w Peso de una aleta, Kgs.

X Radio de la aleta, adimensional, $\frac{r}{r_i}$.

$\Delta \bar{T}$ Diferencia de temperaturas promedio entre la superficie de la aletea y el fluído, °C.

ΔT_i Diferencia de temperaturas entre el extremo de la aleta y el fluído, °C.

ΔT_o Diferencia de temperaturas entre la pared cilíndrica y el fluído, °C.

ΔT_{oL} Diferencia de temperaturas entre la superficie cilíndrica lisa y el fluído, °C.

LETRAS GRIEGAS

δ Semiespesor de las aletas, mts.

γ Peso específico, Kgf/m^3

ρ Densidad, Kg/m^2

θ Posición angular del cilindro, grados.

η_a Eficiencia del cilindro aleteado, %

η_L Eficiencia del cilindro liso, %.

CAPITULO I

INTRODUCCION

La importancia, en la selección del tipo de ductos que van a constituir, el intercambiador de calor, radica en la rapidez con que se desea remover una cantidad de calor determinada, dentro de un proceso determinado.

Actualmente, la ciencia se encuentra encaminada a mejorar los proceos energéticos, en un tiempo menor, y al mas bajo costo posible.

De aquí que sea importante, en la selección de intercambiadores de calor, el que sea mas eficiente y a un costo relativamente económico. Por tal motivo, el estudio de ductos aleteados en cuanto a la eficiencia en la transferencia de calor, constituye un gran adelanto en el desarrollo de métodos para la investigación, diseño y selección de intercambiadores de calor.

Es ampliamente conocido el gran uso que tienen en todo el ámbito técnico los intercambiadores de calor, así tenemos el uso de ellos en refrigeración y aire acondicionado, y que a su vez tienen una gran gama de aplicaciones, que en la actualidad, se han vuelto indispensables, como ejemplo, consideraremos el uso en el campo de preparación

y conservación de alimentos, como son carnes, leche, pescados, bebidas, etc.

En la industria química, conocemos el empleo de intercambiadores en lo referente a separación de gases, condensación de gases, desecado de aire, etc. Tenemos aplicaciones en medicina, para la fabricación de productos farmacéuticos, en fábricas textiles, plantas suderurgicas, laboratorios, imprentas, mecánica de precisión, productos fotográficos, y en general para toda la industria, en procesos - en donde se requiera en algún momento dado, dentro del ciclo de trabajo, la extracción de calor, por un dispositivo eficiente, que restaure las condiciones iniciales al medio fluidico que realiza trabajo, para que de esta manera se vuelva a repetir el ciclo.

En el presente estudio investigativo, el objetivo se logra, haciendo similitudes, y diseñando modelos con los - mismos materiales que son usados en la construcción de los intercambiadores; creando condiciones que se asemejen a las reales, como por ejemplo, la fuente de calor es ficticia y se logra con una resistencia eléctrica; los cambios en el flujo de aire se logran en un túnel de viento subsónico, y los modelos utilizados son enteramente fundidos a sobremedida, para luego ir adecuando las medidas definitivas.

En el diseño de tubos aleteados, sumergidos dentro de un fluido que es forzado a circular a través del ducto , se encuentran varios aspectos que complican el cálculo teóri co, pues introducen condiciones, las mismas que son imposibles de definir matemáticamente, una de ellas, es que el flujo es de régimen turbulento, el cual presenta singularidades, que hacen imposible su estudio teórico completo. Por esta razón se hace indispensable el estudio combinado teórico-experimental, y de esta manera poder presentar re sultados comparativos que puedan ser usados en el diseño final de ductos aleteados. Para el presente estudio, se escogieron aletas circulares múltiples, de sección constante, y adosadas a lo largo del cilindro.

Existen otros tipos de aletas circulares, que podrían ser objeto de estudios posteriores, pero las seleccionadas aquí, representan a una aleta que por su perfil es de fácil construcción, económicas y de fácil instalación, condiciones que junto a la gran eficiencia que presentan, han sido ampliamente escogidas para su uso en los diferentes tipos de intercambiadores de calor.

Finalmente, se establecerán comparaciones en lo referente a eficiencias, entre el cilindro aleteado vs. el cilindro sin aletas, para determinar el valor exacto, de la impor-

tancia que tienen las aletas colocadas en ductos.

Es de suponer que en el análisis, que se haga, juega un gran papel, los efectos y fenómenos fluidicos, sin embargo, en el presente trabajo experimental, no se incluirán los estudios correspondientes a dichos fenómenos, la razón de ello, es de que el estudio está encaminado a determinar, dentro del juego de cilindros aleteados, el mas eficiente desde el punto de vista de transferencia de calor netamente, sin embargo, se tomarán en cuenta los parámetros que influyen directamente sobre la eficiencia de los cilindros aleteados, se variarán dichos parámetros, para obtener un juego de resultados reales, que puedan servir en el diseño de intercambiadores de calor.

A. FACTIBILIDAD

Actualmente los laboratorios de la Escuela Superior Politécnica del Litoral, se encuentran equipados con maquinarias didácticas de primer orden, que hacen posible el proyecto, diseño, investigación y construcción de cualquier tipo de dispositivo que vaya a mejorar procesos de producción, control de calidad y fabricación.

El Departamento de Ingeniería Mecánica, cuenta con un laboratorio de Conversión de Energía, en el cual es posible

llevar a cabo, investigaciones que involucren procesos energéticos. Entre los equipos con que cuenta este laboratorio, se encuentra un túnel subsónico para pruebas de transferencia de calor, con todos los aditamentos necesarios para los ensayos experimentales que se realizaron en la presente tesis de grado. Los instrumentos de medición usados en el trabajo experimental, son de alta precisión, multímetros digitales, manómetros, medidores de temperatura de tipo digital y de pluma.

Como complemento, se puede citar la existencia del taller mecánico de la ESPOL, el mismo que está equipado con maquinaria de reciente adquisición, y en el cual se hicieron los trabajos de maquinado y acabado de los cilindros aleteados, que fueron usados en el desarrollo experimental de esta tesis.

CAPITULO II

EQUIPO EXPERIMENTAL

A. TUNEL DE VIENTO

Existen tres tipos de túneles de viento y son:

1. De circuito abierto
2. De circuito cerrado
3. De aire comprimido [1]

El túnel de viento usado para el presente tema de investigación, es un túnel de circuito abierto, el mismo que está constituído por un ducto rectangular, el cual está diseñado y construído en secciones y unidos entre sí, mediante unos ajustadores de resorte, y suspendido en cuatro puntos a lo largo del ducto, Fig. 1.

El túnel y su entrada cónica, están construídas de acuerdo a la norma standar británica[2]. Entre la entrada de aire y la salida, existe una sección de pruebas, en la cual se llevó a cabo los ensayos experimentales. Esta sección mide 150 mm x 300 mm, medidas correspondientes al interior del mismo. En esta sección se colocaron los modelos experimentales, y estaban sujetos a la sección mediante cuatro pernos, los mismos que estaban debidamente aislados; la sección fue construída de madera y pintada para darle apro

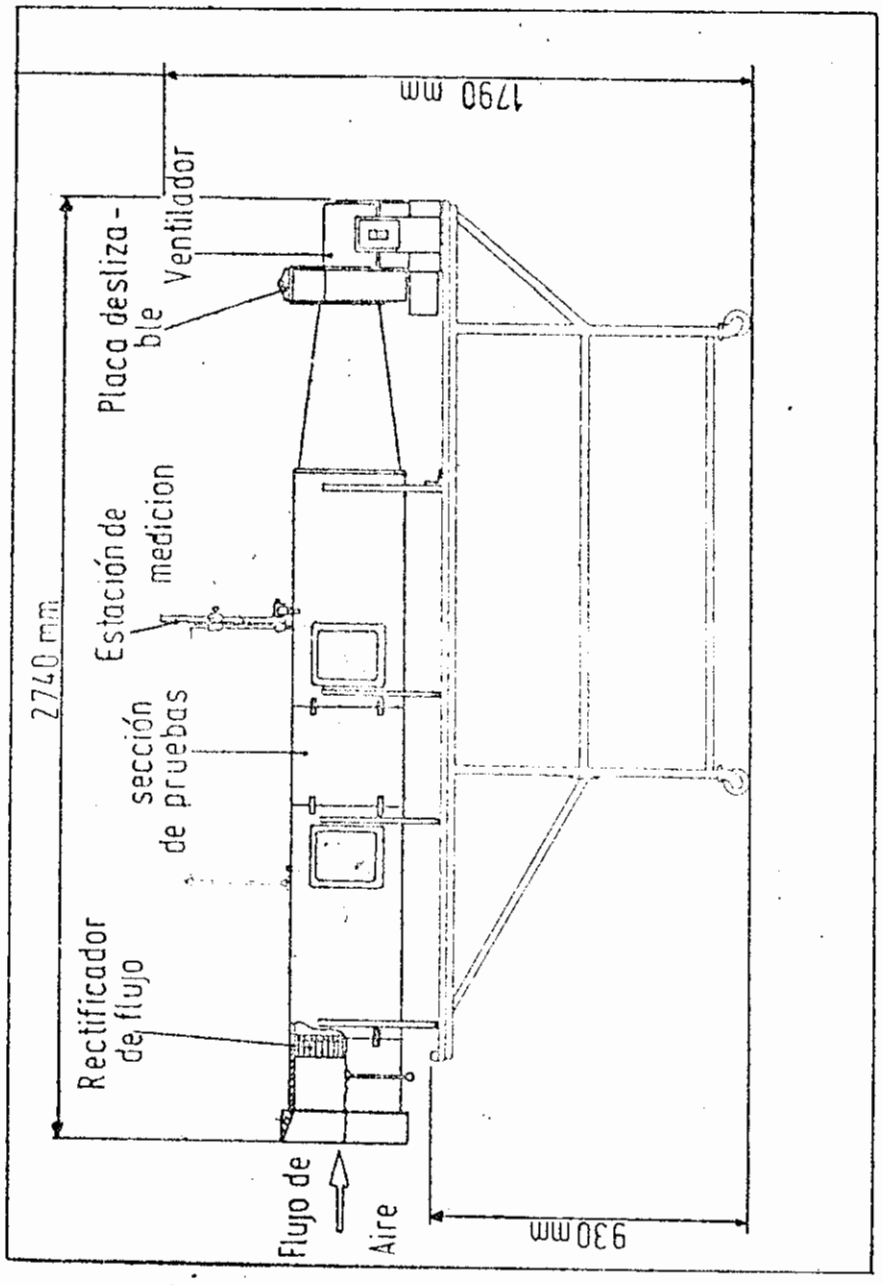


FIG. 1.- TUNEL DE VIENTO

ximadamente el mismo acabado, del resto del túnel de viento.

Existen ventanas de observación, hechas de doble hoja de vidrio, y están provistas a lo largo del túnel de viento, antes y después de la sección de pruebas, y a ambos lados del mismo. Estas ventanas son para observación, durante los experimentos de intercambiadores de calor.

El túnel de viento está provisto de un ventilador centrífugo, el cual obliga a pasar aire a través del ducto, mediante una depresión causada por la extracción del aire, al accionar el ventilador.

El ventilador es de una sola entrada, con la descarga en la parte superior de él, la sección de la descarga tiene 90 mm x 90 mm. y el diámetro de la succión es de 20 cm. 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 4.6 amps., 2.850 rpm. El ventilador provee al ducto de un flujo de aire con una velocidad máxima de 7 m/seg. y de 1.100 pie^3/min. Las características exteriores pueden observarse en la Fig. 2.

En la boca de tiro del ventilador, se encuentra acoplado

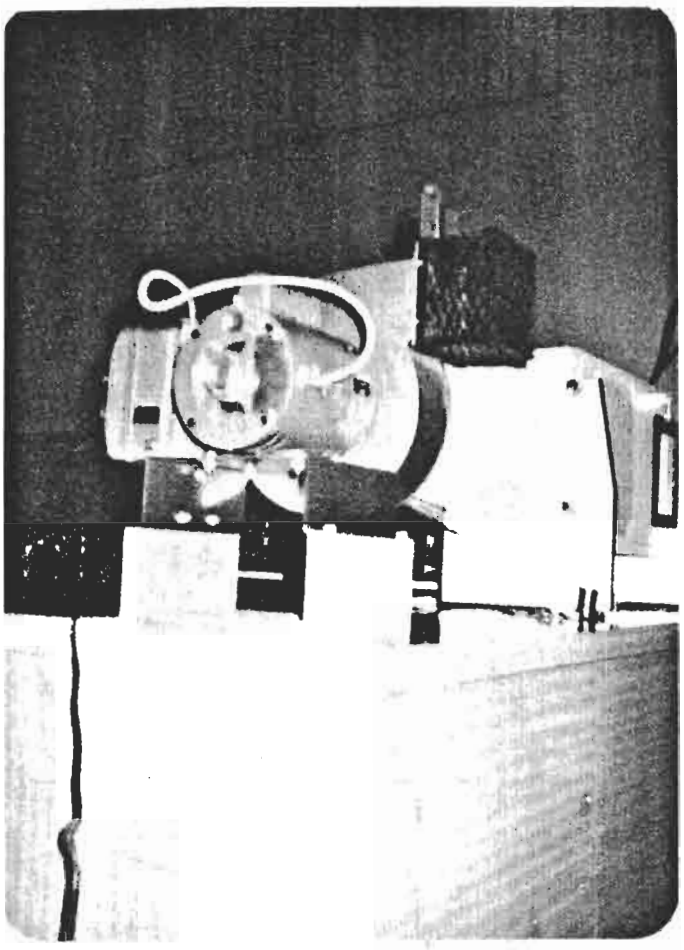


FIG. 2.- VENTILADOR

una rejilla, la que contiene una puerta deslizable, la misma que es utilizada para variar la velocidad del aire a través del túnel, que evidentemente constituye un parámetro importante en la presente investigación. En la figura 4 observamos las características técnicas del ventilador centrífugo, usado en el túnel de viento.

El túnel de viento también posee un pitómetro, el mismo que está montado sobre un dispositivo, que hace que el tubo de

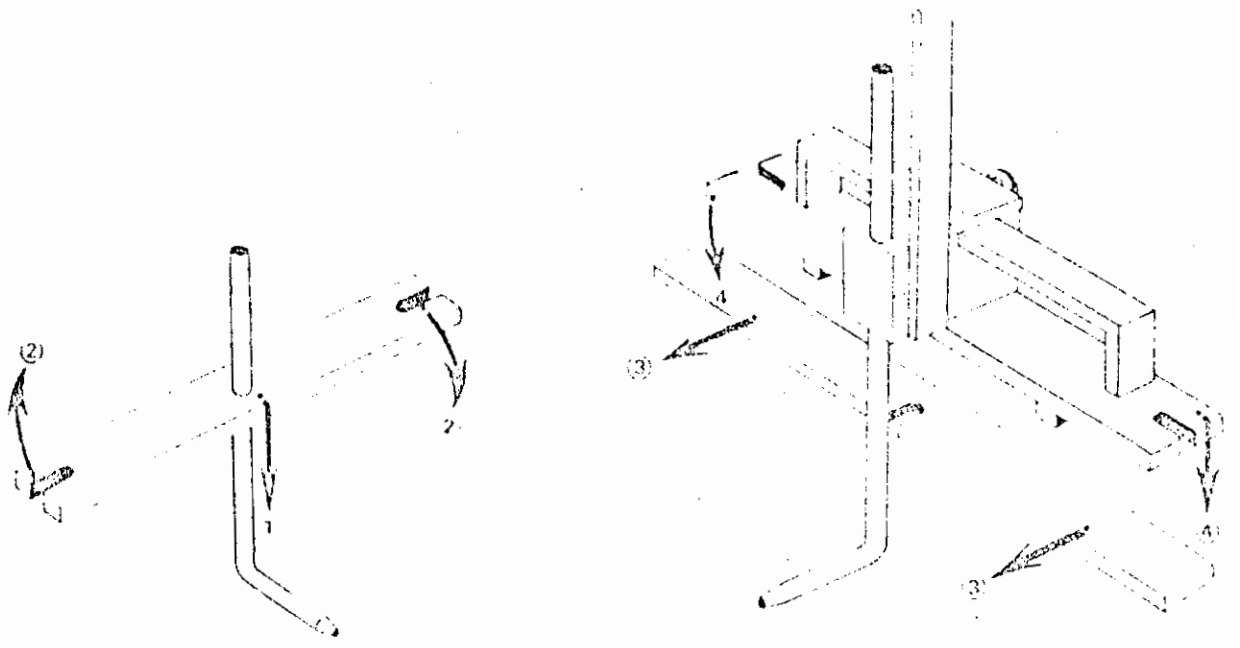


FIG. 3.- PITOMETRO

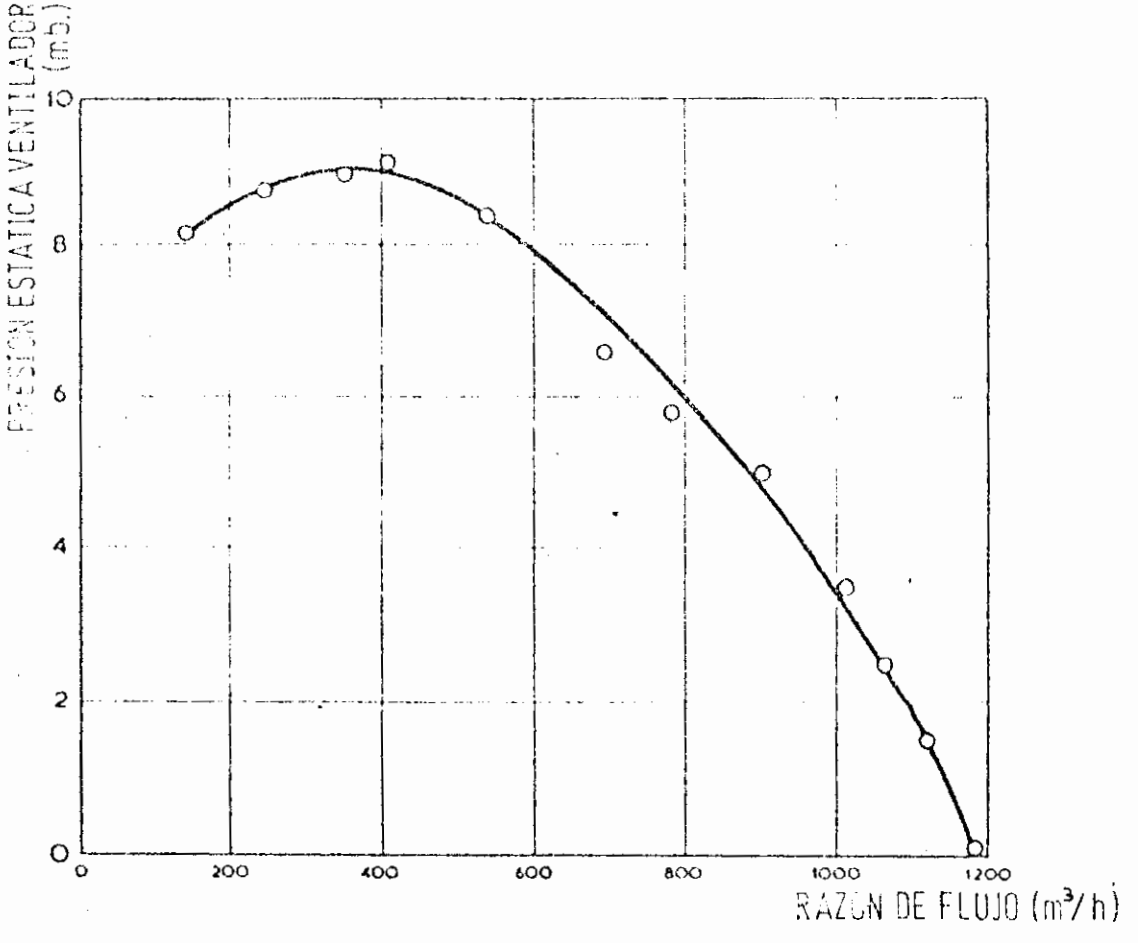


FIG. 4.- CARACTERISTICAS TECNICAS DEL VENTILADOR

pitot pueda desplazarse transversal y verticalmente con respecto al túnel. Esto facilita, la toma de lecturas para obtener la distribución de velocidades dentro del mismo. El pitómetro es fundamental en la medición del caudal del flujo de aire y por ende su velocidad. El pitómetro tiene dos estaciones de montaje en el túnel, antes y después de la sección de pruebas, esto permite la calibración de entrada del ducto cónico del ventilador. En la Fig. 3, podemos observar el montaje del pitómetro. El aparato que complementa el pitómetro es el manómetro de tipo inclinado, el mismo que mide la presión en cms. de H_2O, mediante la acción de un líquido, el cual señala la medida, en una escala. El manómetro es un instrumento de rango múltiple, el mismo que puede ser utilizado en forma vertical o inclinado, siendo el rango de la escala mas baja, para la posición inclinada, y el mas alto, para la posición vertical.

La Fig. 5, muestra la conexión utilizada en la experiencia, motivo de la presente tesis. El manómetro cuenta con un mecanismo para poner a cero el nivel del líquido manométrico, y también con un nivelador, que sirve para absorver cualquier desnivel existente en la mesa donde se sitúe el mismo.

Existe también, en el túnel de viento, un aparato auxi-

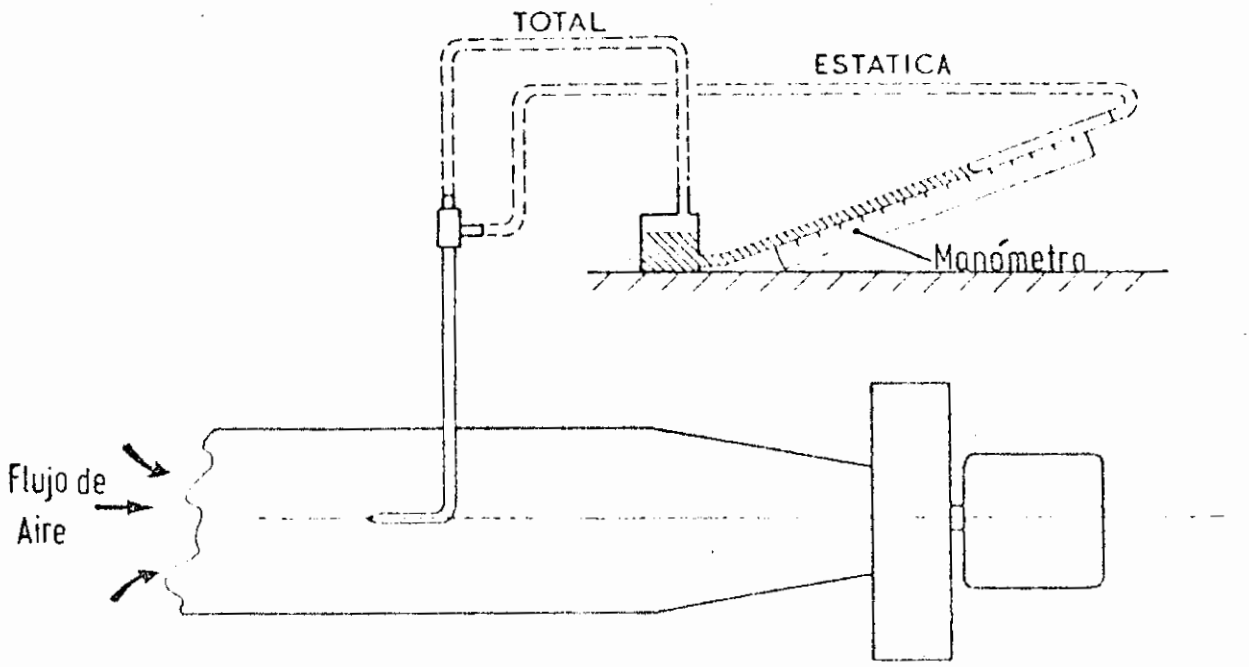


FIG. 5.- CONECCION DEL PITOMETRO Y MANOMETRO

liar, el mismo que sirve para medir 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 constituído por dos rejillas manuales, 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 los dos puntos de medición, esta diferencia crea como resultado una señal debido al desbalance eléctrico, la misma que es alimentada hacia un amplificador de alta ganancia, el cual está en relación directa con un calibrador de pluma en grados centígrados. En la Fig. 6, se mues

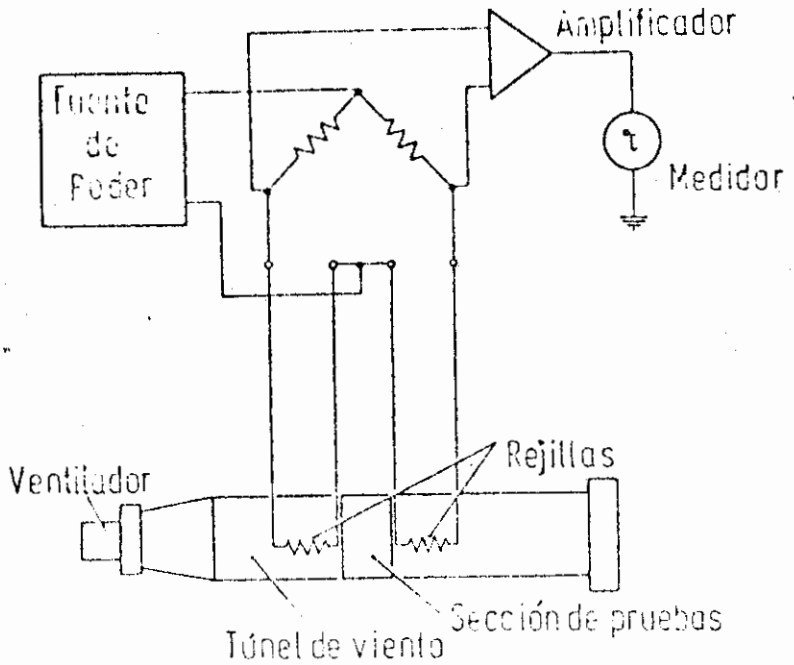


FIG. 6.- ESQUEMA ELECTRICO DEL MEDIDOR DE TEMPERATURAS

tra el esquema eléctrico de este dispositivo. Las rejillas están construídas usando un alambre muy fino, el cual es de cobre, debido a que es ampliamente usado en el mercado, es barato y tiene relativamente un gran coeficiente de resistencia a la temperatura; para reducir el error introducido, el alambre de la rejilla es esmaltado, para evitar - la oxidación. Los cables que conectan a la rejilla con el aparato medidor de temperatura son de gran área seccional y lo mas cortos posibles, para evitar de esta manera cualquier aumento en la resistencia eléctrica del conductor.

B. MODELOS DE PRUEBA

Para la construcción de los modelos de prueba, se seleccionó el aluminio, debido a que reune una serie de características, las mismas que constituyen un elemento ideal para la construcción de intercambiadores de calor.

El aluminio reune como características principales las siguientes[3]:

Densidad.- A 293°K, su densidad es de 2.701,1 Kg/m^3, siendo este valor uno de los mas bajos de los metales conocidos, implicando el mínimo peso en la elaboración de los modelos y por ende economía en su construcción.

Difusividad térmica.- A 293°K, la difusividad térmica es de 9.16×10^{-5} $m^2/seg.$, siendo este valor bastante apreciable comparado con la mayoría de los metales.

Conductividad térmica.- De 293°K a 573°K, la conductividad se mantiene constante, en un valor de 229 watt/m°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. Se construyeron 3 tipos de cilindros con aletas circulares

de sección constante. Cada cilindro con 3 espesores de aletas diferentes, las medidas en cuanto a los 3 cilindros se refiere, eran exactamente iguales, con la única diferencia de que los espesores de las aletas variaban y por ende las distancias entre ellas.

Los modelos fueron fundidos localmente, y para ello se construyeron modelos de madera, con sus respectivas medidas, para lograr posteriormente la fundición de ellas por moldeo en arena. Las dimensiones fueron a sobremedidas, para posteriormente darles las dimensiones finales al torno. En La Fig. 7, se observa en vista lateral, el montaje del cilindro y en la Fig. 8, una vista superior del mismo cilindro, con el correspondiente montaje de las termocuplas. Todas las termocuplas fueron montadas sobre canales, practicadas en los cilindros aleteados, de tal manera que, dichas termocuplas no son vistas, y por lo tanto, no introdujeran obstáculos en el recorrido del flujo de aire sobre las aletas. Las termocuplas son del tipo cobre-constantan de sección muy pequeña, lo que permitió que los canales no fuesen de mayores dimensiones y por lo tanto permitió minimizar errores en las mediciones de las temperaturas, producto de algún cambio en la distribución de temperaturas a través de las aletas, debido a los canales - practicados en ellas.

La fuente de calor interna, fue simulada mediante el uso

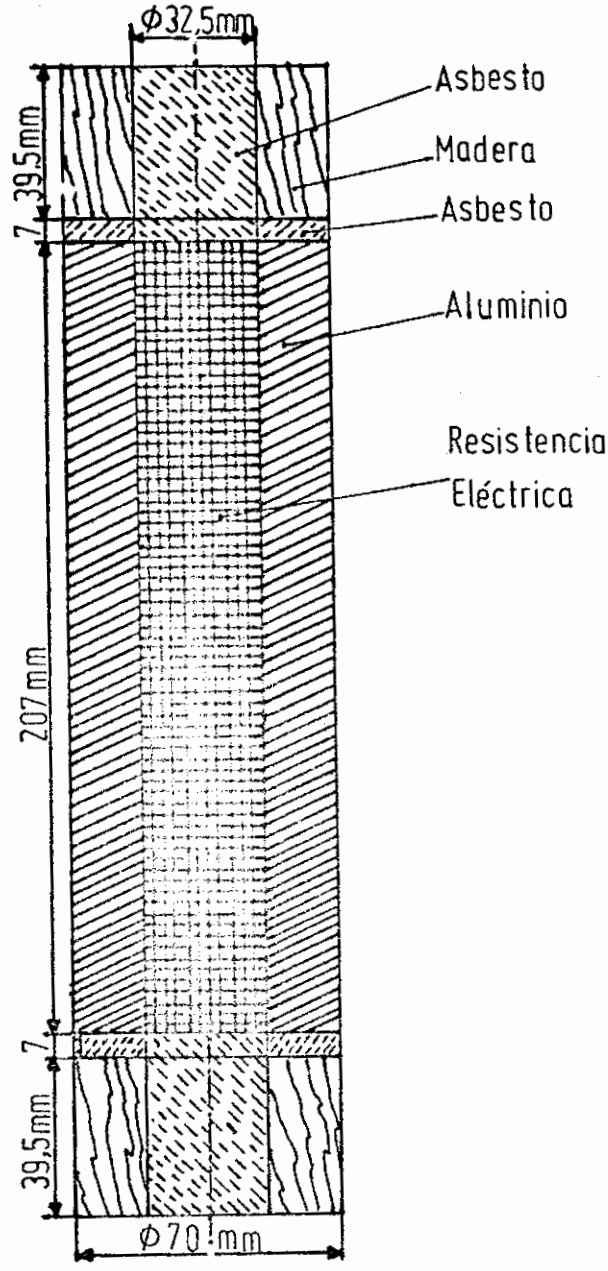


FIG. 7.- VISTA EN CORTE LONGITUDINAL DE UN CILINDRO LISO CON RESISTENCIA ELECTRICA

de una resistencia eléctrica, cuyas características son de 200 wts. y 80 Ω de resistencia.

La lectura de las señales enviadas por la termocupla, fue

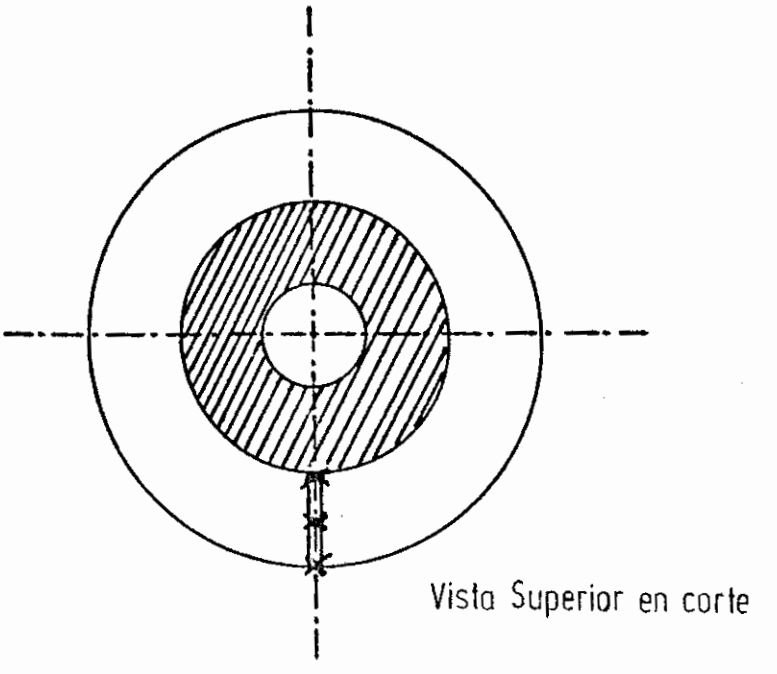


FIG. 8.- VISTA EN CORTE TRANSVERSAL DEL CILINDRO

ron registradas en un potenciómetro especial, dicho aparato registra al mismo tiempo la lectura de las tres termocuplas instaladas.

El registrador de señales, es un instrumento electrónico autobalanceado que posee una escala de 0-10 MV, siendo la división mas pequeña de 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 EW-1200V, tipo MV, de Weather Measure, el que funciona con corriente alterna de 120 voltios, 60 Hz.

En la Fig. 9, tenemos una vista frontal del aparato. Cada temperatura registrada, proveniente de las tres diferentes posiciones de las termocuplas, fueron grabadas en un papel, con la misma escala del indicador, es decir de 0-10 MV, y con diferentes colores, para que fueran mejor apreciadas. El registrador tiene en el eje de las Y, el tiempo, y en el de las X las temperaturas, mediante el registro de las señales en MV. Para obtener el tiempo, sabemos que el papel es accionado a una velocidad de 50 mm/hora, mediante un motor sincrónico de alta precisión. El graficador del registrador es puntual y marca la señal de cada termocupla con intervalos de 5 seg.

El principio de operación del aparato es simple, y para ello, observamos la Fig. 10, en donde el voltaje E_X, representa el voltaje que entra por las terminales del aparato, el voltaje EP, es determinado por la posición de la escobilla en la resistencia variable, AB es el circuito del potenciómetro. Cuando E_X es mayor o menor que EP, una señal debido a esta diferencia de potencia es generada, y luego transformada de CD a CA por un convertidor para 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 EP son iguales, entonces la desviación del voltaje es cero, y por lo tanto el motor deja de accionar.

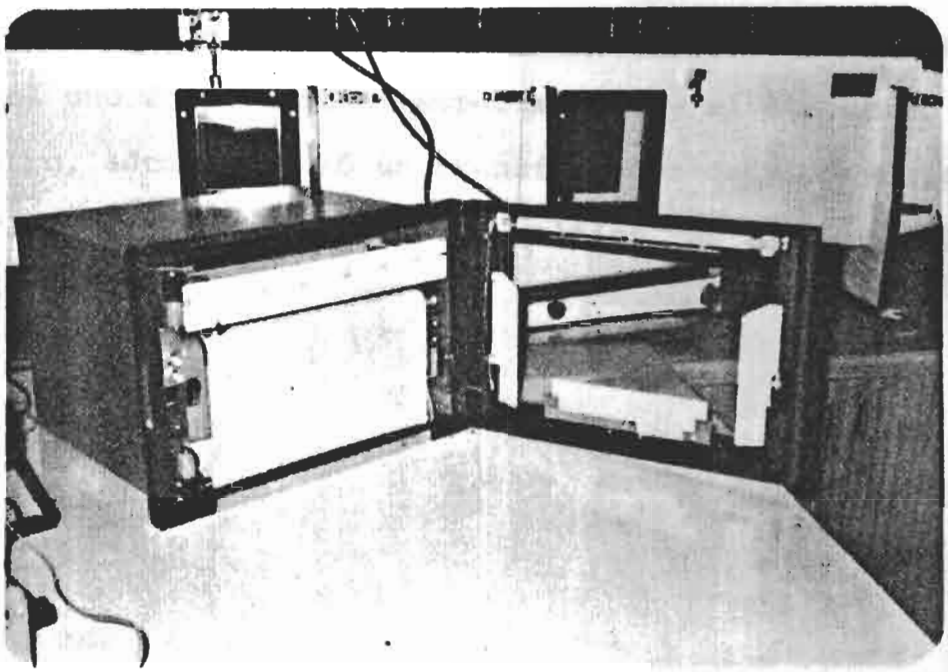


FIG. 9.- POTENCIOMETRO-REGISTRADOR

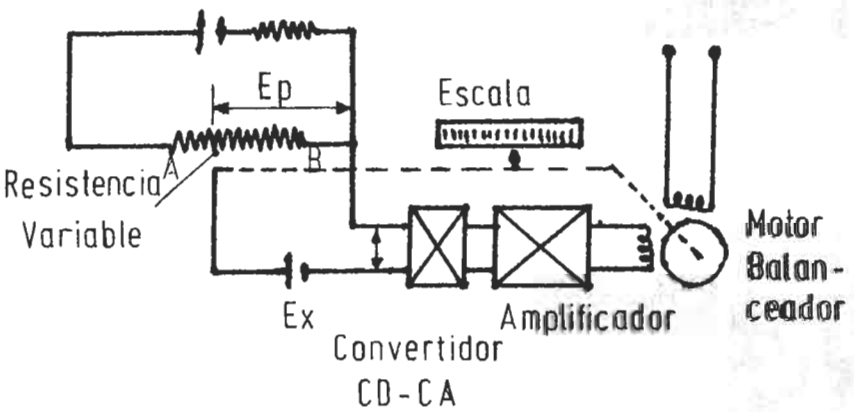


FIG. 10.- ESQUEMA ELECTRICO DEL POTENCIOMETRO - REGISTRADOR

Finalmente, para controlar la energía eléctrica consumida por la resistencia, se utilizaron 2 multímetros de tipo digital, el uno funcionó como amperímetro, y el otro como - voltímetro, ademas se usó un transformador de tipo variable VARIAC, con entrada para 120 voltios, 60 Hz, y salida de 0-140 voltios.

CAPITULO III

ESTUDIO DE MODELOS CILINDRICOS

A. ANALISIS TEORICO DE MODELOS CILINDRICOS LISOS

El capítulo trata de los fenómenos de transferencia de calor que ocurren en ductos cilíndricos en donde se ha simulado una fuente de calor; en la primera parte se estudia el perfil del gradiente de temperatura para modelos cilíndricos lisos.

En el caso del cilindro sin aletas, y para considerar el problema se asumen ciertas condiciones iniciales, las mismas que serán constantes a través de todo el proceso. Por ejemplo, se considera que el material con que está hecho el cilindro es isotrópico y homogéneo, además se considera que el coeficiente de transferencia de calor por convección se mantiene constante en toda la superficie del cuerpo. El análisis que se hace es unidimensional, y para asegurarse de ello, en las experiencias, los cilindros fueron aislados térmicamente en ambos extremos, y también el agujero central con asbesto; la generación de calor es uniforme, y se logró esto, mediante 2 multímetros y el transformador VARIAC, con los cuales se controló el consumo uniforme de energía eléctrica.

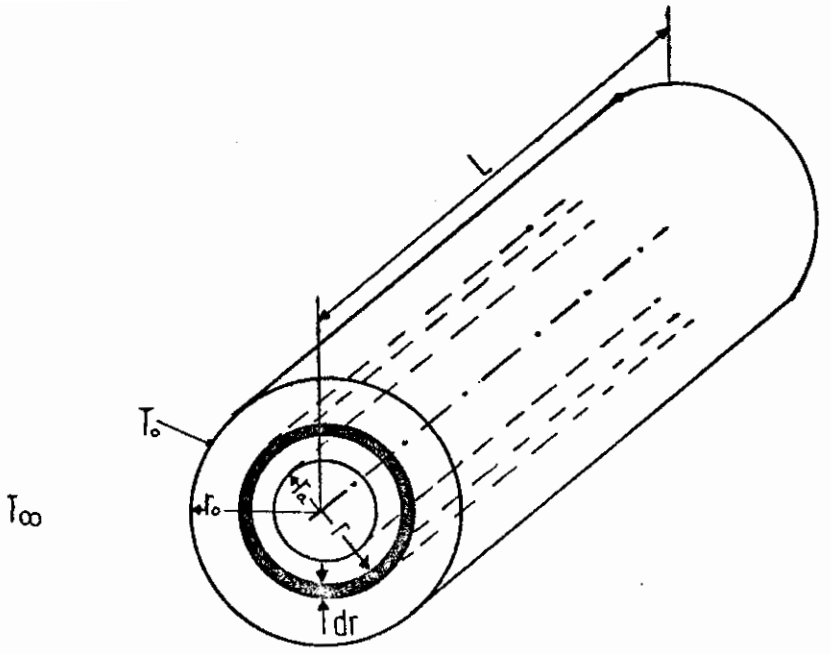


FIG. 11.- NOMENCLATURA UTILIZADA PARA CONDUCCION A TRAVES DE UN CILINDRO HUECO.

Con las asunciones hechas, procedemos a hacer un análisis matemático, de lo que ocurre en un cilindro hueco, para el efecto citamos el enunciado propuesto por Fourier, el mismo que establece que la rapidez del flujo de calor, es directamente proporcional a la conductividad térmica del material k; al área de la sección transversal A, perpendicular a la dirección del flujo de calor y al gradiente de temperatura de la sección (4). Matemáticamente, se expresa así:

$$Q = -kA \frac{dT}{dx}$$

Considerando un cilindro hueco, Fig. 11, establecemos la relación matemática que gobierna el sistema:

$$q = -k\ Ar \frac{dT}{dr} \qquad 3.A.1$$

En esta ecuación, Ar, es el área de la sección transversal, perpendicular al flujo de calor, y como esta área es función del radio, entonces, es una cantidad variable, siendo esta cantidad igual a: $A = 2 \pi rL$. Reemplazando esta relación en la ecuación 3.A.1 obtenemos:

$$q = -k\ 2 \pi r L \frac{dT}{dr}$$

Separando variables, e integrando tenemos:

$$dT = - \frac{q\ dr}{k\ 2 \pi Lr}$$

$$\int dT = - \frac{q}{2 \pi kL} \int \frac{dr}{r}$$

$$T = - \frac{q}{2 \pi kL} Ln\ r + C \qquad 3.A.2$$

Considerando condiciones de borde tenemos que:

$$T = To\ ;\ r = r_o \qquad 3.A.3$$

Reemplazando 3.A.3 en 3.A.2:

$$To = - \frac{q}{2 \pi kL} Ln\ r_o + C$$

y reemplazando otra vez en 3.A.2:

$$T = - \frac{q}{2 \pi kL} Lnr + T_o + \frac{q}{2 \pi KL} Ln\ r_o$$

$$T(r) = T_o - \frac{q}{2\pi k L} (\text{Ln } r - \text{Ln } r_o) \quad r_d \leq r \leq r_o$$

$$T(r) = T_o - \frac{q}{2\pi kL} \text{ Ln } \frac{r}{r_o} \qquad 3.A.4$$

La ecuación 3.A.4, representa la distribución de temperatura a través de la superficie cilíndrica.

Si al integrar la hubiésemos definido entre los valores T_o para r_o y T_d para r_d:

$$T_d - T_o = \frac{q}{2\pi kL} \text{ Ln } r_o - \text{Ln } r_d$$

$$T_d - T_o = \frac{q}{2\pi kL} \text{ Ln } \frac{r_o}{r_d} \qquad 3.A.5$$

La ecuación 3.A.5 se reemplaza en 3.A.4:

$$T(r) = T_o - \frac{T_d - T_o}{\text{Ln } \frac{r_o}{r_d}} \text{ Ln}\left(\frac{r}{r_o}\right) \qquad 3.A.6$$

La ecuación 3.A.6 como la 3.A.4, podemos usarla para encontrar la distribución de temperaturas, dependiendo de los datos que tengamos.

La distribución de temperaturas es logarítmica a través de la pared cilíndrica, es decir se hace asintótica y no llega a tener valores máximos ni mínimos.

Para todo el análisis hecho anteriormente, se consideró que en el cilindro sólo ocurría transferencia de calor por conducción, lo cual es cierto en parte, pero en la superficie del cilindro ocurren otros fenómenos relacionados con trasnferencia de calor por convección y radiación.

Por el análisis anterior, determinamos que la temperatura de la superficie es T_o, pero esta temperatura a pesar de estar relacionada con la ecuación 3.A.4, no depende solamente de los fenómenos de conducción, mas bien T_o está relacionada directamente a las condiciones en que se encuentra la superficie del cilindro, como es el valor de la velocidad de flujo de aire, de la unidad de conductancia térmica, y del área normal al flujo de calor; concretamente se rige por la ley de transferencia de calor por convección y que fue enunciada por Isaac Newton en 1701[4], la misma que establece que:

$$q = h_o A \ (T_o - T_\infty) \qquad 3.A.7$$

Siendo A, el área de la superficie exterior del cilindro, esta área es igual a $A = 2 \pi r_o L$, reemplazando éste valor en la ecuación 3.A.7:

$$q = h_o \ (2 \pi r_o L) \ (T_o - T_\infty)$$

$$q = 2\pi \ r_o \ L \ h_o \ (T_o - T_\infty)$$

En estado estable, el calor generado por la resistencia e

léctrica, fluye a través del cilindro en sentido radial, y al llegar a la superficie, se transmite por convección al medio ambiente; expresado esto, numéricamente nos queda:

$$q = - k\ Ar \frac{dT}{dx}$$

$$q = 2\ \Pi\ r_o\ L\ h_o\ (T_o - T_\infty)$$

$$q = -k\ A_r \frac{dT}{dx} = 2\ \Pi r_o\ L\ h_o\ (T_o - T_\infty)$$

De la ecuación anterior, despejamos el valor de T_o, y lo reemplazamos en la ecuación 3.A.4.:

$$T_o = T_\infty + \frac{q}{2\ \Pi\ r_o\ L\ h_o}$$

$$T(r) = T_\infty + \frac{q}{2\ \Pi\ r_o\ L\ h_o} - \frac{q}{2\ \Pi kL} Ln\ \frac{r}{r_o}$$

$$T(r) = T_\infty + \frac{q}{2\Pi L} \left(\frac{1}{r_o\ h_o} - \frac{1}{k}\ Ln\ \frac{r}{r_o} \right) \qquad 3.A.8$$

Es la ecuación 3.A.8, la que rige la distribución de temperaturas, para cilindros lisos.

Como es posible observar, solo hemos considerado que calor se transfiere, por convección y conducción; sin embargo, el calor se transfiere también por radiación, pero siendo las temperaturas logradas demasiado bajas, es posible despreciar cuantitativamente el calor que se disipa por radiación.

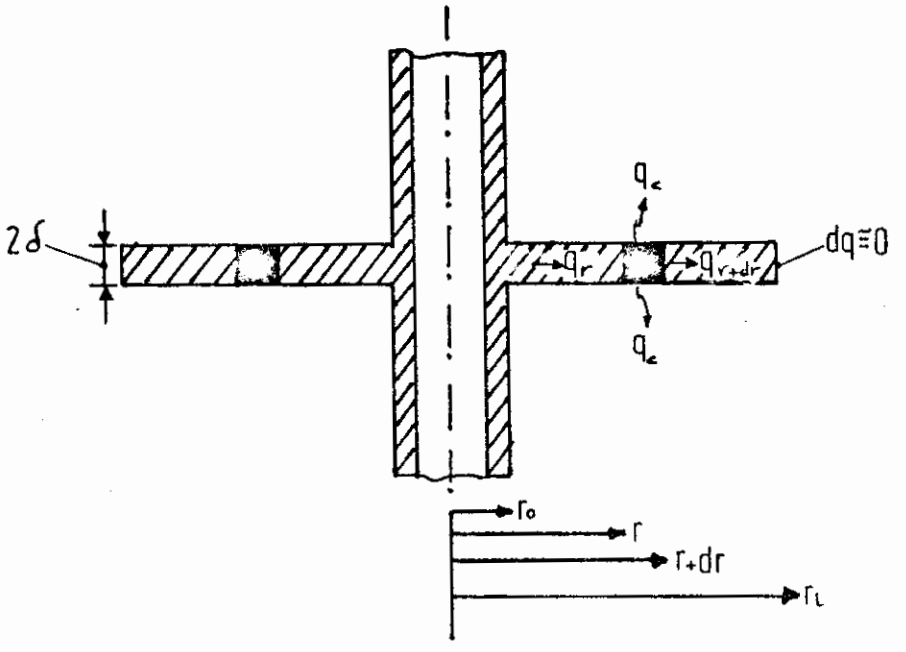


FIG. 12.- NOMENCLATURA UTILIZADA PARA CONDUCCION A TRAVES DE UNA ALETA CIRCULAR

B. ANALISIS TEORICO DE CILINDROS CON ALETAS CIRCULARES

Para el presente análisis, se consideran las mismas asunciones hechas para el análisis de los cilindros lisos, además que los efectos que se introducen por disipación de calor a través de las bases de las aletas al medio fluídico, se pueden despreciar, puesto que el área del tubo liso que está afectada por esta disminución de flujo térmico en las bases de las aletas, es pequeña comparada con el área total del tubo liso y por lo tanto se asume el flujo estable[7]. Si nos referimos a la Fig. 12, la que representa un elemento anular diferencial, al cual se le establece un balance de energía[5]:

$$q/r = q/_{r+\Delta r} + q_c$$

$$-k\ A_r \left.\frac{dT}{dr}\right|_r = -\ k\ A_{r+\Delta r} \left.\frac{dT}{dr}\right|_{r+\Delta r} + h_f\ S(T - T_\infty)$$

Si $S = 2(2\ \Pi r \Delta r) = 4\ \Pi r\ \Delta r$

Por lo tanto

$$\frac{K\ A_{r+\Delta r} \left.\frac{dT}{dr}\right|_{\Delta r+\Delta r} - K\ A_r \left.\frac{dT}{dr}\right|_r}{\Delta r} = 4\ \Pi\ h_f r (T - T_\infty)$$

Si $\Delta r \longrightarrow 0$

$$\frac{d}{dr}\left[k\ A\ \frac{dT}{dr}\right] = 4\ \Pi\ r\ h_f\ (T - T_\infty)$$

$$A = 2\ \Pi\ r(2\delta) = 4\ \Pi\ r\delta$$

$$k\ 4\ \Pi\ r\delta\ \frac{d^2T}{dr^2} + k\ 4\Pi\ \delta\ \frac{dT}{dr} = 4\ \Pi\ r\ h_f\ (T - T_\infty)$$

$$r\ \frac{d^2T}{dr^2} + \frac{dT}{dr} - \frac{r\ h_f}{k\delta}\ (T - T_\infty) = 0$$

$$\frac{d^2T}{dr^2} + \frac{1}{r}\ \frac{dT}{dr} - \frac{h_f}{k\delta}\ (T - T_\infty) = 0 \qquad 3.B.1$$

La ecuación 3.B.1., es la que rige el proceso de transferencia de calor en la aleta, y es una ecuación diferencial de segundo orden, con coeficientes no constantes. El método a resolver la ecuación anterior, es utilizando las funciones modificadas de Bessel[6]. El primer paso a dar, es la de normalizar la ecuación 3.B.1., es decir, hacerla adimensional[6].

Las condiciones de frontera establecidas para la ecuación 3.B.1 son:

$$r = r_o \quad ; \quad T = T_o \qquad 3.B.2$$

$$\frac{dT}{dr} = 0 \quad ; \quad r = r_i \qquad 3.B.3$$

a continuación y basándose en la experiencia, establecemos las igualdades:

$$u = \frac{T - T_\infty}{T_o - T_\infty} \quad ; \quad X = \frac{r}{r_i} \qquad 3.B.4$$

Empleando el siguiente artificio matemático:

$$\frac{dT}{dr} = \frac{d}{dr}(T - T_\infty) \qquad 3.B.5$$

Despejando el valor $(T - T_\infty)$ de la ecuación 3.B.4 y reemplazando en 3.B.5:

$$\frac{dT}{dr} = \frac{d}{dr}(T_o - T_\infty)\, u$$

$$\frac{dT}{dr} = (T_o - T_\infty)\frac{du}{dr} \qquad 3.B.6$$

Si realizamos el siguiente artificio:

$$\frac{du}{dr} = \frac{du}{dx}\frac{dx}{dr} \qquad 3.B.7$$

Derivo 3.B.4 y reemplazo en 3.B.7:

$$\frac{dx}{dr} = \frac{1}{r_i}$$

$$\frac{du}{dr} = \frac{du}{dx} \quad \frac{1}{r_i} \qquad 3.B.8$$

Reemplazando 3.B.8 en 3.B.6:

$$\frac{dT}{dr} = \frac{(T_o - T_\infty)}{r_i} \quad \frac{du}{dx} \qquad 3.B.9$$

Empleando artificios matemáticos establecemos:

$$\frac{d^2T}{dr^2} = \frac{d}{dr} \quad (\frac{dT}{dr}) = \frac{d}{dx} \quad (\frac{dT}{dr}) \quad \frac{dx}{dr}$$

Por lo tanto:

$$\frac{d^2T}{dr^2} = \frac{d}{dx} \quad [\frac{(T_o - T_\infty)}{r_i} \quad \frac{du}{dx}] \quad \frac{1}{r_i}$$

$$\frac{d^2T}{dr^2} = \frac{T_o - T_\infty}{r_i^2} \quad \frac{d^2u}{dr^2} \qquad 3.B.10$$

Reemplazando 3.B.10, 3.B.9, y 3.B.4 en 3.B.1:

$$\frac{T_o - T_\infty}{r_i^2} \quad \frac{d^2u}{dx^2} + \frac{1}{xr_i} \quad (\frac{T_o - T_\infty}{r_i}) \frac{du}{dx} - \frac{h_f}{k\delta} \quad (T_o - T_\infty)u = 0$$

$$\frac{d^2u}{dx^2} + \frac{1}{x} \quad \frac{du}{dx} \quad -(\frac{h_f \ r_i^2}{k\delta}) \ u = 0 \qquad 3.B.11$$

La ecuación 3.B.11, es una ecuación diferencial normalizada, y representa lo que ocurre térmicamente en la aleta. Sólo resta normalizar, las condiciones de borde:

$$r = r_o \quad ; \quad x = \frac{r_o}{r_i} = a$$

$$T = T_o \quad ; \quad u = 1$$

entonces nos queda:

$$u = 1 \quad ; \quad x = a \qquad 3.B.12$$

$$r = r_i \quad ; \quad x = 1$$

$$\frac{dT}{dr} = 0 \quad ; \quad \frac{du}{dx} = 0$$

Por lo tanto: $x = 1 \quad ; \quad \frac{du}{dx} = 0$ 3.B.13

Siendo 3.B.12 y 3.B.13, las condiciones de borde, para el presente estudio teórico.

Con las ecuaciones 3.B.11, 3.B.12 y 3.B.13, normalizadas, aplicamos las funciones de Bessel, para resolver la ecuación diferencial [6].

Para resolver la ecuación, es necesario multiplicarla por la variable x:

$$x \frac{d^2u}{dx^2} + \frac{du}{dx} - m^2 x u = 0$$

donde $m^2 = \frac{h_f r_i^2}{k \delta}$

Las funciones modificadas de Bessel, dan para este tipo de problemas, la siguiente solución:

$$u = A I_o (mx) + B K_o (mx) \qquad 3.B.14$$

donde A y B son constantes arbitrarias, a ser determinadas

por medio de las condiciones de borde.

$I_o(mx)$, es la función modificada de Bessel de primera clase, de orden cero, y $k_o(mx)$ es la función modificada de segunda clase y de orden cero.

Reemplazando las condiciones de borde establecidas en 3.B.12 y 3.B.13 en 3.B.14:

Para $u = 1 \quad ; \quad x = a$

$$1 = A\, I_o(ma) + B\, k_o(ma) \qquad 3.B.15$$

Para $x = 1 \quad ; \quad \frac{du}{dx} = 0$

$$\frac{du}{dx} = \frac{d}{dx}\left[A\, I_o(mx) + B\, k_o(mx)\right]$$

$$\frac{du}{dx} = A\,\frac{d}{dx}\left[I_o(mx)\right] + B\left[\frac{d}{dx}\, k_o(mx)\right]$$

$$\frac{du}{dx} = A\, m\, I_1(mx) - B\, k_1(mx)\; m = 0$$

$$A\, I_1(m) - B\, k_1(m) = 0 \qquad 3.B.16$$

Si se hacen sistemas de ecuaciones entre 3.B.15 y 3.B.16:

$$A = \frac{-\, k_1(m)}{-\, I_o(ma)\; k_1(m) - I_1(m)\; k_o(ma)}$$

$$B = \frac{-\, I_1(m)}{-\, I_o(ma)\; k_1(m) - I_1(m)\; k_o(ma)}$$

Simplificando los signos negativos y reemplazandolos en

3.B.14:

$$u = \frac{K_1(m)\ I_o(mx) + I_1(m)\ k_o(mx)}{I_o(ma)\ k_1(m) + I_1(m)\ k_o(ma)} \qquad 3.B.17$$

La ecuación 3.B.17, representa la distribución de temperaturas, a través de la aleta circular, éste análisis se lo hizo considerando que la aleta, es lo suficientemente larga, de tal manera que la temperatura del extremo tienda a ser la del medio fluídico, se consideró también a h_f, como constante en toda la superficie del cilindro aleteado. La ecuación 3.B.17 es adimensional, y para reemplazar valores de tipo práctico es necesario hacerla dimensional, reemplazando en ella, los valores correspondientes a la ecuación 3.B.4 y sabiendo además que:

$$m^2 = \frac{h_f\ r_i^2}{k\delta} \quad ; \quad a = \frac{r_o}{r_i}$$

Para evaluar el comportamiento térmico de las aletas y posteriormente la del cilindro aleteado, es necesario considerar el gradiente de temperatura a lo largo de la aleta. Idealmente, la aleta mas eficiente, es aquella, en la cual la distribución de temperatura sea lo mas aproximada a la temperatura superficial del cilindro. Cabe anotar, que las aletas, aumentan la rapidez de transferencia de calor, debido a que están aumentando la superficie de transferencia de calor, pero a su vez aumentan la resistencia al flujo calorífico, lo que ocasiona que la temperatura a través de la

aleta vaya disminuyendo, hasta considerársela igual a la temperatura del fluído que la rodea, siempre y cuando la aleta sea lo suficientemente larga. Desde este punto de vista consideraremos que la superficie no aleteada, está disipando calor con una eficiencia del 100%, mientras que la superficie de las aletas disipan energía con una eficiencia menor, debido al gradiente de temperatura existente en ella. En la sección B, del capítulo VII, observamos la distribución de temperaturas de las aletas con respecto al tiempo, significando la línea roja o la primera - de izquierda a derecha, la distribución del extremo de la aleta, la negra o la de la mitad, la distribución del centro de la aleta, y la azul o la tercera de izquierda a derecha, la de la superficie del cilindro o la de la base de la aleta. En esta sección, las figuras desde la 1 hasta 9, observaremos que la primera y segunda línea están montadas, es decir que la temperatura de la mitad y la del extremo de la aleta son las mismas, en otras palabras, ya no disminuyó la temperatura a través de la aleta, así mismo nos daremos cuenta en la sección A, del mismo capítulo, en la tabla B, que las eficiencias térmicas de estas aletas son las mejores.

Para evaluar el comportamiento térmico, es necesario conocer la eficiencia de las aletas. La eficiencia de la aleta, e_a, es la razón de calor transferido a través de la

superficie de la aleta, al calor que sería transferido si toda la superficie, estuviera a la temperatura de la base. Matemáticamente queda expresada así:

$$e_a = \frac{Q_a}{Q_o} \quad x100\%$$

$$e_a = \frac{h_f \left[Aa\ \Delta \bar{T} + Ab\ \Delta Ti\right]}{h_o\ \Delta T_o \left[Aa + Ab\right]} \qquad 3.B.18$$

Posteriormente evaluamos la eficiencia del cilindro aleteado η_a, que basándonos en el análisis anterior, se combina la superficie sin aletas de 100% eficiencia y el área de la superficie de las aletas de eficiencia e_a [4].

$$A_T\ \eta_a = A_T - (Aa + Ab) + (Aa+Ab)\bar{e}$$

$$A_T\ \eta_a = A_T - (Aa + Ab)\ (1 - \bar{e})$$

$$\eta_a = 1 - \frac{Aa + Ab}{A_T}\ (1 - \bar{e}) \qquad 3.B.19$$

Con éste análisis, hemos evaluado el comportamiento térmico de un cilindro aleteado. Sin embargo nuestro objetivo, es también ver la diferencia en el comportamiento térmico, entre un cilindro con aletas y uno sin ellas.

Para esto es necesario evaluar el comportamiento térmico de un cilindro liso. Sin embargo de que hemos descrito, que una superficie cilíndrica disipa calor al 100%, consideraremos para el efecto, un valor de eficiencia basado en el análisis anterior. En dicho análisis se establ

ció que la eficiencia de la aleta era una relación entre el calor disipado por ella, y el calor que disiparía si estuviese a la temperatura de la base o de la superficie cilíndrica. Ahora bien, llamaremos η_L, a la eficiencia del cilindro liso, estableciendo que η_L, es la relación entre el calor disipado por el cilindro liso, al calor que disiparía si el cilindro estuviese a la temperatura superficial del cilindro aleteado bajo las mismas condiciones de velocidad de flujo, posición angular, y flujo de calor. Como el calor disipado es el mismo para ambos casos, estableceremos la relación en función de la conductancia térmica, que como sabemos, es directamente proporcional al calor disipado[7]. Matemáticamente quedaría definido así:

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

$$\eta_L = \frac{\dfrac{Q}{A\,\Delta T_{oL}}}{\dfrac{Q}{A\,\Delta T_o}}$$

$$\eta_L = \frac{\Delta T_o}{\Delta T_{oL}} \qquad 3.B.20$$

De esta manera hemos definido las eficiencias, en función de un parámetro común, en este caso el calor que disiparía el cilindro aleteado o el cilindro sin aletas, si estuviesen a la temperatura de la base de la aleta o temperatura

superficial del cilindro aleteado, para las mismas condiciones de flujo de calor, velocidad del aire y posición angular en la toma de temperaturas. Con esta relación común, podemos entonces, establecer la diferencia en la eficacia, para la disipación de calor entre un cilindro aleteado y uno sin aletas.

CAPITULO IV

DISEÑO DE MODELOS EXPERIMENTALES Y EXPERIMENTACION

A. ANALISIS TEORICO

Una vez que se han hecho los estudios correspondientes a los fenómenos que ocurren en los cilindros lisos y en los aleteados, las mismas que se encuentran desarrolladas en las secciones A y B del capítulo III, y por lo tanto conociendo las leyes que lo rigen, es posible tratar sobre el diseño de los cilindros en cuanto a medidas, a Nº de aletas, acabado superficial, aislamiento, etc.

Para el caso del cilindro liso, podemos considerar la ecuación 3.A.4 y 3.A.8, ecuaciones que expresan el comportamiento de las temperaturas con respecto al radio del cilindro. Como es lógico suponer, en la ecuación 3.A.4, se encuentran términos como es el de q, el cual depende del flujo eléctrico; r_o, es el radio exterior y es una medida de diseño; r es la variable independiente; T la dependiente; quedando T_o, ésta temperatura, es la de la superficie del cilindro y como es lógico suponer no depende de ninguna cantidad expresada en esta ecuación, por lo menos no directamente. Si observamos la ecuación 3.A.7, nos daremos cuenta que la temperatura T_o, aparece de nuevo. Aquí nos podemos dar cuenta, que dicha temperatura depende prin

cipalmente del valor h_o.

Si nos referimos a la ecuación 3.A.8, dicha ecuación representa la distribución de temperaturas de un cilindro hueco, que como podemos notar involucra los fenómenos de convección y conducción:

$$T(r) = T\infty + \frac{q}{2\pi L}\left(\frac{1}{r_o h_o} - \frac{1}{k}\,\mathrm{Ln}\,\frac{r}{r_o}\right) \qquad 3.A.8$$

En la ecuación 3.A.8, los valores r_o, L, h_o, T, son desconocidos, r_o es medida de diseño, L también, y T se lo puede determinar con un termómetro; conociendo estos datos, podremos obtener h_o, sin embargo es necesario recordar que h_o, depende del acabado superficial, velocidad del flujo de aire, de la forma, e incluso de la diferencia de temperatura; esto quiere decir, que el valor h_o hallado teóricamente, correspondería a un estado de convección natural, ya que convección forzada (nuestro caso) es casi imposible de definir matemáticamente.

Para el caso de los cilindros aleteados, nos encontramos con el mismo problema, y es así como observando la ecuación 3.B.17, se agudiza mas el problema, ya que δ, h_o, se encuentran dentro de la función modificada de Bessel, lo que dificulta aún mas, la selección de medidas para el diseño exacto de los modelos.

B. CONSTRUCCION DE MODELOS

1. Modelo Cilíndrico liso

Sin embargo se pueden hacer ciertas consideraciones adicionales, las mismas que sirven de ayuda para la obtención de las medidas finales.

En primer lugar se midió la temperatura superficial de la resistencia, ésta temperatura, es la máxima que se registra para el sistema. Conociendo ya la generación de calor , r_d es el radio del agujero donde se deposita la resitencia eléctrica, nos queda sólo dos incógnitas T_o y r_o, como nos interesa conocer el r_o del cilindro, entonces es necesario asumir una T_o de diseño; el material es aluminio y por lo tanto buen conductor del calor, conociendo esto, esta temperatura debe escogerse de tal manera que la caída no sea muy alta, porque entonces el r_o sería demasiado grande y no entraría en la sección de pruebas del túnel de viento. En cuanto a la longitud del cilindro, ésta estaba predeterminada, debido a que debía ser suficientemente largo como para que aloje a la resistencia y la longitud de ésta ya se conoce. En la Fig. 7 se muestra las medidas finales del cilindro liso. En el Apéndice, en la sección C, se encuentran los cálculos efectuados para el diseño.

2. Modelo cilíndrico con aletas múltiples

La construcción de este modelo, se basa en las medidas obtenidas, para el modelo sin aletas; ahora el objetivo es determinar el número de aletas y sus medidas.

Como en la sección anterior, nos encontramos con que tenemos varios valores desconocidos, entre ellos: h_f, r_i, δ, T y T_o; teniendo demasiadas incógnitas, no nos queda otro camino, que hacer ciertas asunciones, por ejemplo, sabemos el r_o del cilindro liso, y sabemos que el túnel de viento tiene 150 mm. de ancho, por lo tanto es necesario escoger valores de r_i que no sean demasiado grandes y tampoco demasiado pequeñas que no valga la pena hacer los experimentos de la tesis. El valor δ, es un valor que se escogió a priori y es la base de los experimentos, pues se trata de encontrar cual de los tres valores que se escogieron, es el mas eficiente. La Fig. 13. muestra las medidas de los tres cilindros aleteados.

Si analizamos la ecuación 3.B.17, nos daremos cuenta que en ésta ecuación el valor a determinarse es x, el mismo que es una variable adimensional e igual a $\frac{r}{r_i}$; estando este valor, dentro de las funciones modificadas de Bessel, se hace casi imposible poder despejar

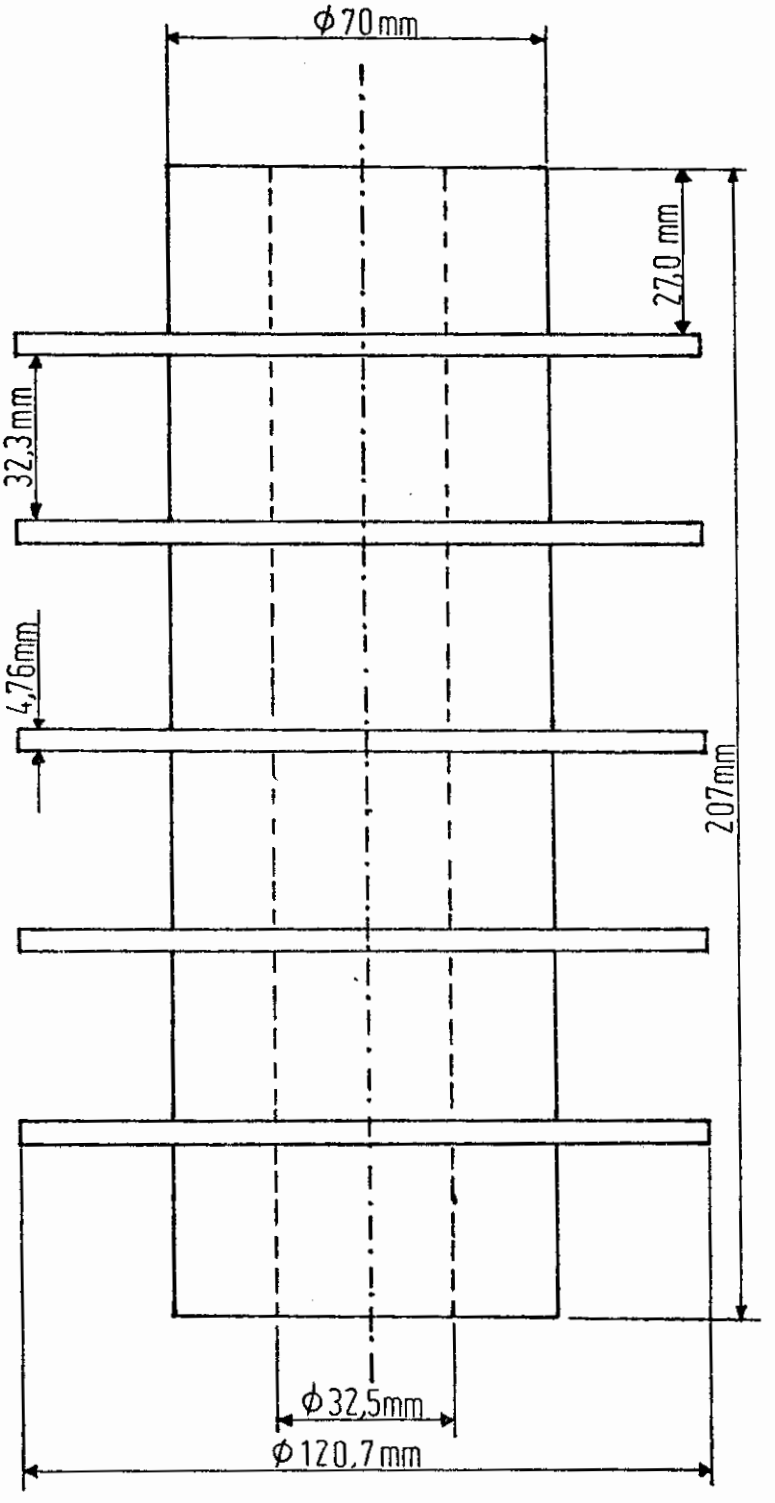


FIG. 13.a. CILINDRO ALETEADO

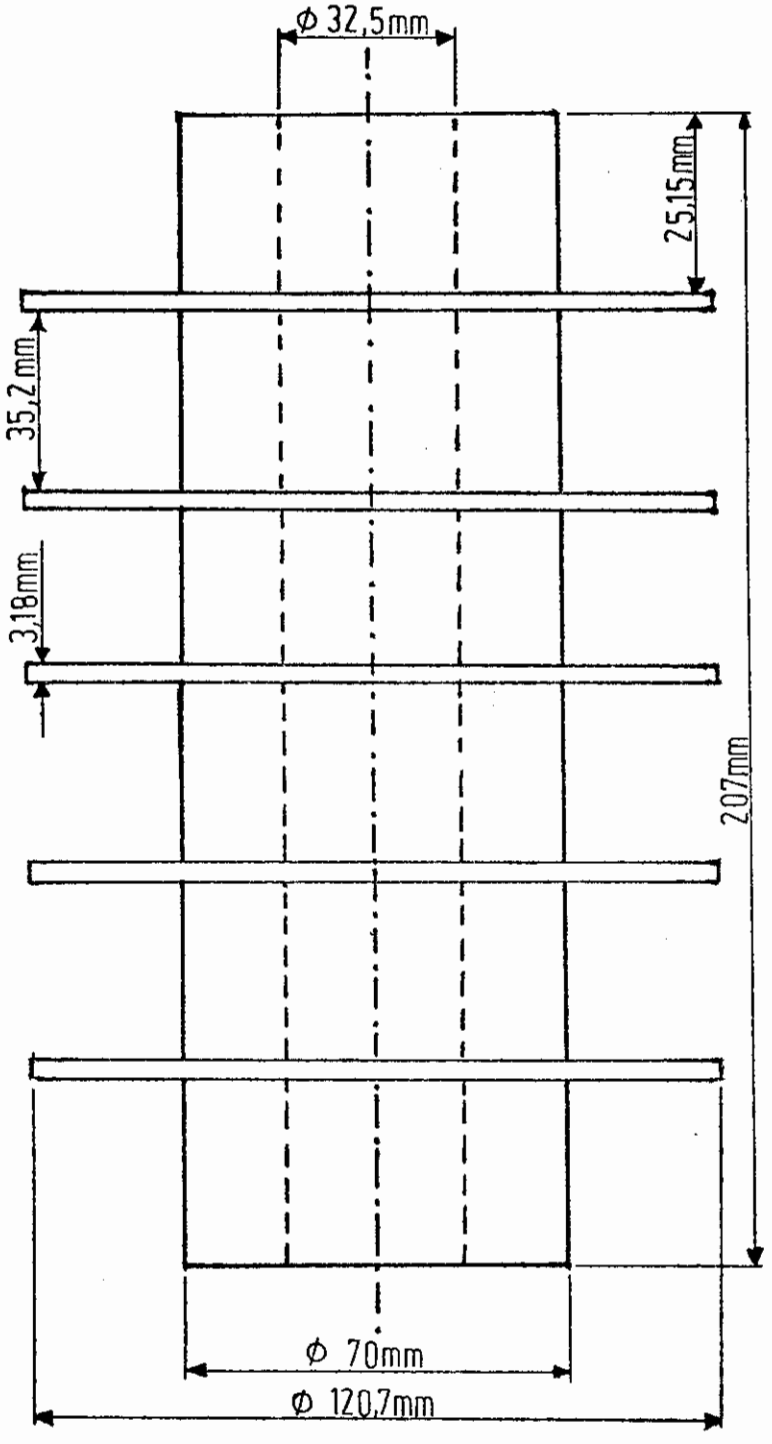


FIG. 13.b.- CILINDRO ALETEADO

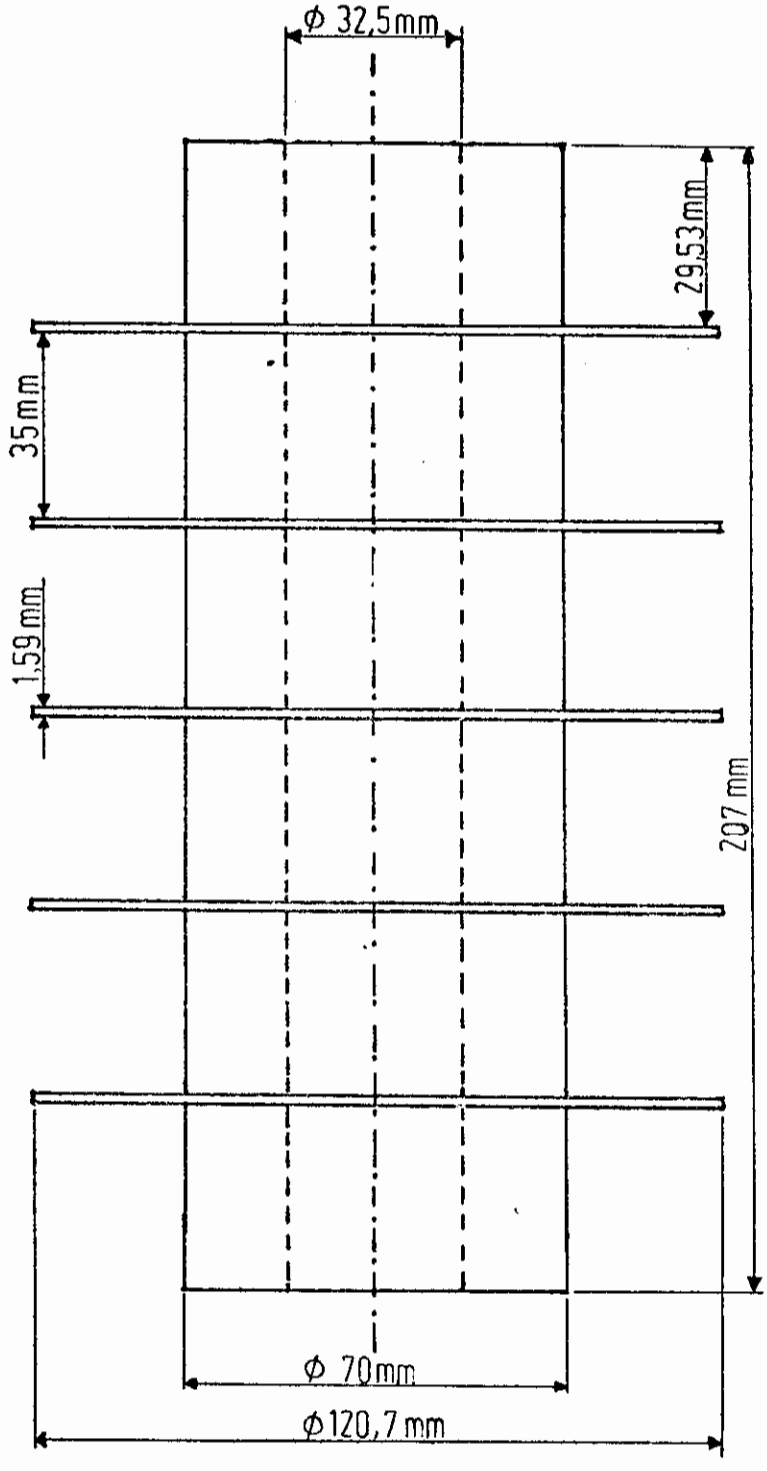


FIG. 13.c.- CILINDRO ALETEADO

ésta variable por método matemático, con lo cual nos cierra el camino para obtener el valor de r, es por este motivo que se hacen las asunciones a las cuales se hace referencia anteriormente. Todas las pruebas se hicieron con cilindros de 5 aletas.

C. EXPERIMENTACION

1. Variación de la transferencia de calor, cambiando la velocidad de flujo, longitud y espesor de aletas.

Para las pruebas experimentales se utilizaron los siguientes equipos:

1. Los modelos, debidamente montados con la resistencia, termocuplas, aisladores, y debidamente sellados con asbesto.

2. Un variador de voltaje, o transformador con salida variable, el cual fue usado para controlar el flujo eléctrico de la resistencia y de esta manera obtener un flujo térmico constante.

3. Dos multímetros digitales, usados el uno como voltímetro y el otro como amperímetro.

4. Un Potenciómetro registrador con escala en milivoltios (0-10 MV) de gran precisión y de cuatro entradas.

5. Equipo para medir la diferencia de temperaturas del flujo de aire antes y después de la sección de pruebas.

6. Túnel subsónico, equipado con pitómetro, y manómetro.

En la Figura 14, se muestra el esquema eléctrico del montaje de la resistencia con su respectivo variador y multímetros.

En la Fig. 15, se muestra la estación experimental - completa.

El procedimiento experimental que sirvió de guía para la toma de datos, se detalla a continuación:

1. Se chequeó la instalación de las termocuplas, cuando no había todavía fluido eléctrico, en otras palabras, generación de fuerza electromotriz cero.

2. Montaje y calibración de los modelos en la sección de pruebas en lo referente a la posición de las termocuplas con respecto al flujo de aire.

3. Calibración del manómetro a cero, para ausencia de flujo de aire.

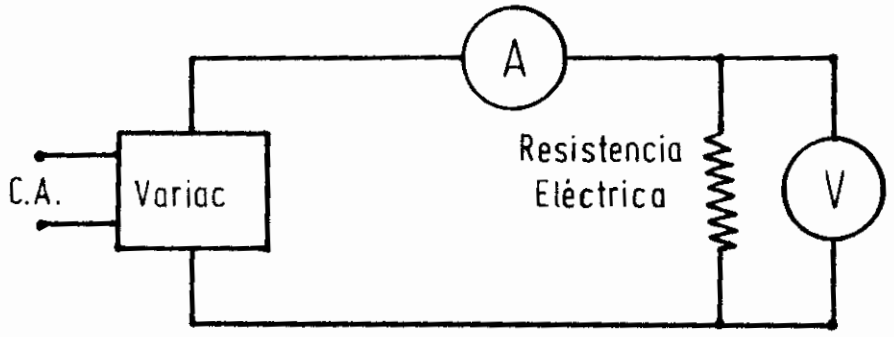


FIG. 14.- CIRCUITO ELECTRICO DEL MONTAJE DE LA RESISTENCIA ELECTRICA.

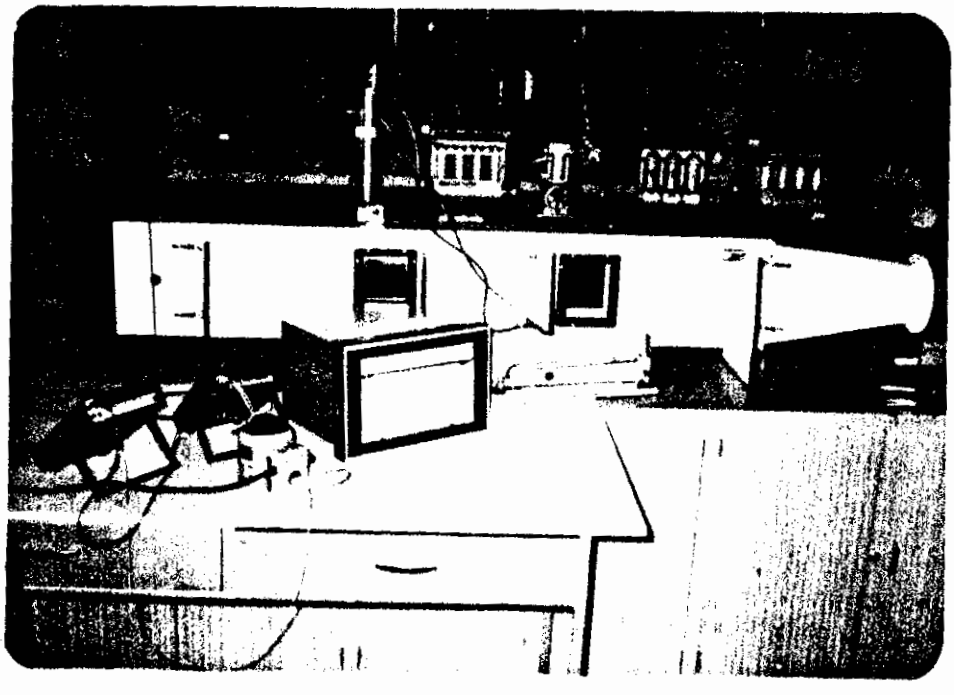


FIG. 15.- ESTACION EXPERIMENTAL

4. Encender el motor del túnel de viento, y regular la placa deslizante en la boca de tiro del ventilador para la presión dinámica seleccionada.

5. Permitir el paso del flujo eléctrico, de tal manera que la resistencia empiece a generar calor.

6. Controlar el consumo de energía eléctrica de la resistencia, de tal manera que ésta sea constante para la potencia calorífera preseleccionada, la misma que fue de 150 wts. para todas las experiencias.

7. Poner en marcha el registrador de milivoltios, y seleccionar la velocidad del papel.

8. Controlar el desarrollo del estado transiente, hasta que llegue el estado estable. Es importante esperar unos minutos hasta obtener la seguridad que la temperatura registrada, es la de estado estable.

9. Repetir los pasos 1 al 8, para las diferentes velocidades de flujo, modelos experimentales y posición de la toma de temperaturas con respecto a la dirección del flujo de aire.

Es necesario acotar, que se fundieron tres modelos cilíndricos aleteados, con iguales medidas generales, pero con diferentes espesores de aletas.

Cada uno de los cilindros fue montado en la sección de pruebas, y se tomaron las experiencias de acuerdo a lo señalado anteriormente.

Después de que pasaron las pruebas, se desmontaron las termocuplas, y fueron llevadas al taller mecánico de la ESPOL, donde fueron rebajados los diámetros exteriores d_i, de las aletas en un torno universal. De esta manera se pudieron tomar lecturas del comportamiento de las temperaturas para diferentes longitudes de aletas.

Finalmente, a uno de los cilindros, se le cortaron todas las aletas hasta dejarlo completamente liso, a este modelo, se la montó termocuplas en la superficie del cilindro y se procedió a las experiencias como está indicado en el procedimiento experimental.

Con estas variaciones, se logró cambiar la longitud, espesor y el valor de la velocidad del flujo de aire; estos parámetros además de la posición de la superficie del cilindro con respecto a la dirección del medio fluidico, constituyen la dependencia mas importante del valor del coeficiente de transferencia de calor por convección.

En la parte B, del apéndice, se encuentran los gráficos de la distribución de temperatura con respecto al tiem

po, correspondientes a las pruebas realizadas, en ellas se podrá diferenciar por colores las temperaturas del extremo, mitad, y base de la aleta; siendo el rojo, la temperatura del extremo de la base; el negro, la de la mitad y el azul, la correspondiente a la base de la aleta; o sea que de izquierda a derecha se establecen las curvas de temperatura del extremo medio y base de aleta, respectivamente.

Cabe anotar que en las abcisas, la escala corresponde a MV, siendo este potencial directamente proporcional a la diferencia de temperaturas entre el elemento caliente y el frío, mediante una tabla, que se encuentra en la sección A del apéndice, se transforma a medidas en - °C. El orden en que estan presentados los gráficos son: en primer lugar, manteniendo r_i constante, al igual que δ, se fueron graficando, las variaciones de temperatura vs. tiempo, cambiando la posición angular del cilindro 0,90 y 180° para tres valores distintos de velocidades de flujo; luego conservando el δ, y para otro valor de r_i, se repitió los pasos anteriores; una vez que se probaron tres valores distintos de r_i, se procedió a variar el δ, también por tres ocasiones, y en el orden descrito anteriormente.

CAPITULO V

COMPARACION DE RESULTADOS

ANALISIS TEORICO Vs. RESULTADOS OBTENIDOS

Al inicio del presente trabajo, se estableció, que dentro de la sección de pruebas existían turbulencias en el flujo de aire, lo que hacía difícil el estudio de los efectos de transferencia de calor por convección desde el punto de vista teórico netamente, entonces se hacía necesario que el trabajo de investigación sea teórico-experimental. Es así, como se realizaron los experimentos, los mismos - que se encuentran graficados en el Capítulo VII, Sección B, desde el gráfico 1 al 27, para los cilindros aleteados y del 28 al 36 para el cilindro liso. Obviamente, las experiencias con el cilindro liso, se hicieron bajo las mismas condiciones que las que se practicaron con los cilindros aleteados.

Por simple inspección de la tabla B, capítulo VII, se puede establecer, que la eficiencia de los cilindros aleteados es mucho mejor, que la de los cilindros lisos; así también se puede observar, en la misma tabla, que un cilindro aleteado con aletas cortas y anchas, son mas eficientes, térmicamente, que el cilindro con aletas largas y delgadas.

En la tabla A, capítulo VII, Sección A, se encuentran tabuladas la conductancia fluidica real, la conductancia fluídica ideal, y la eficiencia local de las aletas, tomando como parámetros, la posición en la toma de temperaturas, con respecto al flujo de aire, la longitud y espesor de las mismas, así como también la velocidad de flujo.

Finalmente en la tabla C, del mismo capítulo y sección, se tabularon la conductancia fluídica promedio, calor que disipó cada aleta y la relación entre el calor disipado y el peso de la misma.

Como se estableció en un principio, el objetivo del presente trabajo, es estudiar el comportamiento térmico y económico de un cilindro con aletas múltiples de diferente longitud y espesor, así como también, el estudio del mismo - cilindro sin aletas. El análisis general y la optimización de estos cilindros, se encuentran realizadas en la siguiente sección.

DISCUSION

Analizando la tabla A, capítulo VII, tenemos:

1. La conductancia fílmica de la aleta, aumenta con la velocidad de flujo, mientras que su eficiencia disminuye.
2. La eficiencia local a 180° es mejor que a 90° y que a

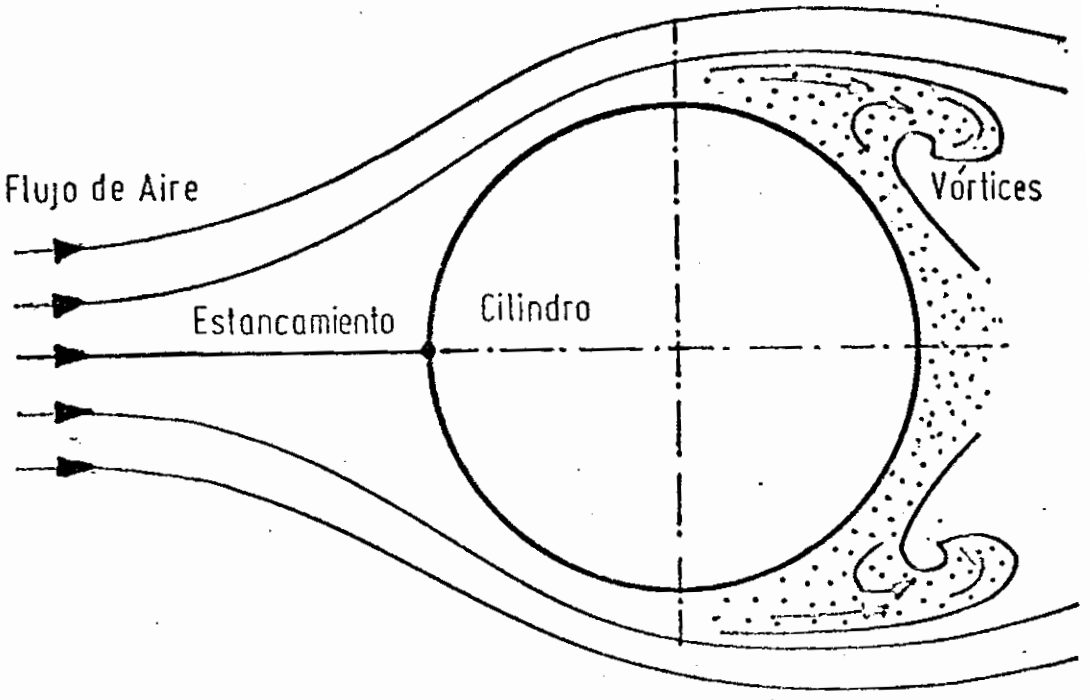


FIG. 16.- FLUJO DE AIRE SOBRE UN CILINDRO LISO

0°. Esto se debe a que a 180° existen turbulencias y vortices, como se ve en la Fig. 16, lo que hace que haya una mayor disipación de calor; así mismo a 90° tenemos el flujo de aire sin ninguna obstrucción y a mayor velocidad, por lo tanto su eficiencia es mayor que a 0°, donde existen condiciones de estancamiento en la base de la aleta, y una disminución gradual de la velocidad, en las cercanías a ella.

En la tabla B, del mismo capítulo, observamos la eficiencia del cilindro aleteado, del sin aletas y el porcentaje de incremento en la eficiencia, por la adición

de aletas.

En esta tabla observamos que:

1. La eficiencia del cilindro aleteado va en aumento, mientras mas corta sea la aleta y mas espesor tenga.

2. El porcentaje de incremento en la eficiencia, por la adición de aletas, es mayor en la aleta mas gruesa y mas larga. Esto se debe a que la eficiencia del cilindro liso es mayor, para las condiciones de experiencia de los cilindros con aletas mas delgadas y mas cortas, que la eficiencia del cilindro liso, para las condiciones de experiencia de los cilindros con aletas mas gruesas y largas.

Todo el análisis anterior, se hizo en base a consideraciones térmicas exclusivamente , se hace entonces necesario, evaluar el comportamiento térmico introduciendo un aspecto importantísimo, el mismo que tiene que ver con el factor económico. El costo de cualquier material, está ligado con el peso del mismo material, por lo tanto, en la tabla C, se han tabulado las conductancias filmicas promedio, las mismas que sirvieron de base para el cálculo de la cantidad de calor disipado por aleta, y la relación de la cantidad de calor por unidad de peso de cada aleta.

En esta tabla tenemos:

1. La aleta mas corta y de menos espesor, es la mas conveniente, en un diseño de intercambiador de calor.

Si se resume el análisis hecho, estableceremos que desde el punto de vista térmico exclusivamente, la aleta mas conveniente es la mas corta y la mas gruesa.

Si se introduce el factor económico, el cual tiene que ver con la cantidad de material utilizado en la construcción de los cilindros, el mas conveniente es el de aleta mas corta y de menor espesor.

Y por último, sabemos que las dimensiones del tubo aleteado, depende exclusivamente, de la cantidad de calor que se desea disipar del dispositivo que estamos diseñando, lo cual nos lleva a concluir, que el cilindro aleteado mas conveniente, es el que tiene mayor área total de transferencia de calor, lo que implica, que la aleta mas larga, es la mas efectiva.

Ante esta situación, es necesario evaluar, las dimensiones óptimas del tubo aleteado, para que disipe la cantidad de calor para el cual fue diseñado, a la máxima eficiencia y el mínimo costo posible. Esta evaluación, se encuentra graficada en el capítulo VII, sección B, gráfico 37; el

mismo que tiene en el eje de las ordenadas, el costo, y en el eje de las abcisas, el peso total del cilindro aleteado, área de transferencia total del cilindro y la eficiencia del mismo.

CAPITULO VI

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Habiendo hecho el análisis de los resultados, podremos establecer las siguientes conclusiones y recomendaciones:

a. La aleta, es un elemento de gran capacidad disipante de energía, cuando ésta se encuentra en un medio fluídico, el mismo que está en movimiento a una velocidad determinada.

b. El aumento de área de transferencia de calor, aletas, constituye un elemento importante para el incremento de la disipación de calor por convección.

c. Desde el punto de vista térmico, exclusivamente, la aleta óptima es la mas corta y la de mayor espesor.

d. A mayor velocidad de flujo, la conductancia filmica promedio, es mayor para las aletas mas cortas y de mayor espesor.

e. La aleta óptima desde el punto de vista económico, es la mas corta y la de menor espesor.

f. Incluyendo el factor económico, el factor térmico y el factor que tiene que ver con el área de transferencia

de calor total, el cilindro aleteado óptimo es aquel que tiene un peso entre 2.0 y 2.1 Kgs., una área de transferencia entre 0.095 y 0.10 m^2 y una eficiencia entre 98.5 y 99%.

g. Se ha establecido un sistema experimental que motiva los trabajos de investigación, en el área de transferencia de calor por convección de ductos aleteados.

h. Se recomienda, que se investigue, la influencia del acabado superficial, en la optimización de cilindros aleteados.

i. Sería recomendable, que se investigue la transferencia de calor en cilindros con aletas circulares de sección no constante.

j. Una ampliación de este trabajo, puede ser hecha, a fin de evaluar el número de aletas óptimas por metro de longitud del cilindro.

k. Se recomienda, que se investigue la velocidad de flujo óptima, para la mayor eficiencia de cilindros aleteados.

CAPITULO VII

APENDICE

A. TABLAS

TABLA A.- Unidad de conductancia fílmica y eficiencia de las aletas.

TABLA B.- Eficiencia de los cilindros aleteados y lisos.

TABLA C.- Calor disipado y relación entre calor disipado y peso de cada aleta.

TABLA D.- Tabla de conversión de milivoltios a grados centígrados.

TABLA A

$\ell = 25,35 \times 10^{-3}$ $\quad 2\delta = 4,76 \times 10^{-3}$

v	θ	h_f	h_o	e_a
1.254	0	26,966	26,235	98,677
	90	25,264	24,703	98,927
	180	26,151	25,700	99,170
1,543	0	29,475	28,596	98,546
	90	29,400	28,761	98,946
	180	29,246	28,761	99,203
2.150	0	36,041	34,764	98,259
	90	35,722	34,764	98,694
	180	37,653	36,838	98,954

$\ell = 19,00 \times 10^{-3}$ $\quad 2\delta = 4,76 \times 10^{-3}$

1.254	0	26,996	26,564	98,928
	90	26,092	25,794	99,241
	180	26,762	26,545	99,463
1.543	0	30,216	29,631	98,701
	90	28,855	28,434	99,031
	180	30,647	30,343	99,344
2.150	0	38,237	37,418	98,558
	90	36,715	36,111	98,898
	180	35,952	35,495	99,154

$\ell = 15{,}80 \times 10^{-3}$ $\quad 2\delta = 4{,}76 \times 10^{-3}$

v	θ	h_f	h_o	e_a
1.254	0	27,133	26,789	98,966
	90	26,779	26,498	99,144
	180	26,336	26,118	99,329
1.543	0	30,974	30,533	98,844
	90	30,754	30,533	99,422
	180	30,359	30,145	99,425
2.150	0	37,750	37,082	98,553
	90	36,001	35,578	99,049
	180	38,643	38,299	99,276

$\ell = 25{,}35 \times 10^{-3}$ $\quad 2\delta = 3{,}18 \times 10^{-3}$

1.254	0	25,528	24,479	97,807
	90	24,953	24,366	98,763
	180	24,992	24,479	98,926
1.543	0	30,187	28,887	97,691
	90	28,328	27,495	98,444
	180	28,931	28,102	98,486
2.150	0	36,831	34,995	97,310
	90	34,624	33,475	98,240
	180	38,045	36,660	98,061

$\ell = 19{,}00 \times 10^{-3}$ $\quad 2\delta = 3{,}18 \times 10^{-3}$

v	θ	h_f	h_o	e_a
1.254	0	27,206	26,708	98,659
	90	25,234	24,836	98,846
	180	25,596	25,325	99,232
1.543	0	30,495	29,766	98,243
	90	28,526	28,075	98,840
	180	28,691	28,325	99,072
2.150	0	35,647	34,833	98,317
	90	36,381	35,828	98,890
	180	34,946	34,280	98,607

$\ell = 15{,}80 \times 10^{-3}$ $\quad 2\delta = 3{,}18 \times 10^{-3}$

1.254	0	26,376	25,885	98,331
	90	25,358	25,003	98,747
	180	25,237	25,003	99,173
1.543	0	29,990	29,424	98,302
	90	28,920	28,501	98,704
	180	28,720	28,390	98,975
2.150	0	36,240	35,531	98,242
	90	35,668	35,010	98,345
	180	34,928	34,335	98,477

$\ell = 25{,}35 \times 10^{-3}$ $\quad 2\delta = 1{,}59 \times 10^{-3}$

v	θ	h_f	h_o	e_a
1.254	0	26,700	24,732	95,585
	90	25,254	23,835	96,698
	180	24,398	23,308	97,404
1.543	0	31,400	28,861	95,124
	90	28,965	27,191	96,386
	180	27,604	26,229	97,093
2.150	0	36,354	33,159	94,661
	90	34,429	31,921	95,643
	180	36,488	33,820	95,628

$\ell = 19{,}00 \times 10^{-3}$ $\quad 2\delta = 1.59 \times 10^{-3}$

1.254	0	26,973	25,967	96,961
	90	25,350	24,698	97,930
	180	24,963	24,426	98,275
1.543	0	29,751	28,595	96,832
	90	28,825	27,974	97,614
	180	28,258	27,384	97,497
2.150	0	37,632	35,757	95,890
	90	36,729	35,371	96,990
	180	35,529	34,230	97,024

$\ell = 15{,}80 \times 10^{-3}$ $\qquad$ $2\delta = 1{,}59 \times 10^{-3}$

v	θ	h_f	h_o	e_a
1.254	0	26,258	25,662	97,748
	90	25,253	24,806	98,251
	180	24,859	24,486	98,521
1.543	0	29,356	28,642	97,580
	90	28,466	27,880	97,961
	180	26,989	26,580	98,505
2.150	0	36,343	35,137	96,675
	90	35,405	34,470	97,367
	180	35,316	34,470	97,615

TABLA B

v	η_a %	η_L %	% incremento de la eficiencia $\frac{\eta_a - \eta_L}{\eta_L} \times 100$
$\ell = 25{,}35 \times 10^{-3}$	$2\delta = 4{,}76 \times 10^{-3}$		
1,254	99,271	40,972	142,290
1,543	99,252	40,045	147,851
2,150	99,075	38,879	154,829
$\ell = 19{,}00 \times 10^{-3}$	$2\delta = 4{,}76 \times 10^{-3}$		
1,254	99,524	49,092	102,730
1,543	99,412	48,175	106,356
2,150	99,319	46,801	112,216
$\ell = 15{,}80 \times 10^{-3}$	$2\delta = 4{,}76 \times 10^{-3}$		
1,254	99,526	54,717	81,892
1,543	99,573	52,343	90,232
2.150	99,423	51,605	92,662
$= 25{,}35 \times 10^{-3}$	$2\delta = 3{,}18 \times 10^{-3}$		
1,254	99,008	43,231	129,021
1,543	98,815	41,251	139,546
2,150	98,592	39,762	147,955

v	η_a %	η_L %	% incremento de la experiencia $\frac{\eta_a - \eta_L}{\eta_L} \times 100$
$\ell = 19{,}0 \times 10^{-3}$	$2\delta = 3{,}18 \times 10^{-3}$		
1,254	99,367	50,903	95,209
1,543	99,254	49,890	98,946
2,150	99,188	49,070	102,136
$\ell = 15{,}80 \times 10^{-3}$	$2\delta = 3{,}18 \times 10^{-3}$		
1,254	99,336	57,759	71,984
1,543	99,288	55,809	77,907
2,150	99,126	55,036	80,111
$\ell = 25{,}35 \times 10^{-3}$	$2\delta = 1{,}59 \times 10^{-3}$		
1,254	97,788	44,585	119,329
1,543	97,556	42,841	127,716
2,150	96,983	42,668	127,297
$\ell = 19{,}00 \times 10^{-3}$	$2\delta = 1{,}59 \times 10^{-3}$		
1,254	98,723	52,591	87,718
1,543	98,495	51,675	90,605
2,150	98,114	49,343	98,841
$\ell = 15{,}80 \times 10^{-3}$	$2\delta = 1{,}59 \times 10^{-3}$		
1,254	99,073	59,008	67,898
1,543	98,992	58,522	69,153
2,150	98,588	55,937	76,248

TABLA C

v	h_f	Q_a	Q_a/W
$\ell = 25,35 \times 10^{-3}$	$2\delta = 4,76 \times 10^{-3}$		
1,254	26,127	20,125	206,124
1,543	29,374	20,126	206,135
2,150	36,442	20,074	205,610
$\ell = 19,00 \times 10^{-3}$	$2\delta = 4,76 \times 10^{-3}$		
1,254	26,617	17,945	262,731
1,543	29,906	17,906	262,151
2,150	36,968	17,880	261,768
$\ell = 15,80 \times 10^{-3}$	$2\delta = 4,76 \times 10^{-3}$		
1,254	26,749	16,498	301,286
1,543	30,696	16,512	301,551
2,150	37,465	16,456	300,521
$\ell = 25,35 \times 10^{-3}$	$2\delta = 3,18 \times 10^{-3}$		
1,254	25,158	19,534	299,480
1,543	29,149	19,471	298,515
2,150	36,500	19,395	297,346

v	h_f	Q_a	Q_a/W
$\ell = 19,00 \times 10^{-3}$	$2\delta = 3,18 \times 10^{-3}$		
1,254	26,012	17,258	378,210
1,543	29,237	17,227	377,534
2,150	35,658	17,214	377,235
$\ell = 15,80 \times 10^{-3}$	$2\delta = 3,18 \times 10^{-3}$		
1,254	25,657	15,739	430,251
1,543	29,210	15,725	429,869
2,150	35,612	15,678	428,565
$\ell = 25,35 \times 10^{-3}$	$2\delta = 1,59 \times 10^{-3}$		
1,254	25,451	18,626	571,126
1,543	29,323	18,542	568,556
2,150	35,757	18,387	563,803
$\ell = 19,00 \times 10^{-3}$	$2\delta = 1,59 \times 10^{-3}$		
1,254	25,762	16,420	719,670
1,543	28,945	16,357	716,944
2,150	36,630	16,243	711,912
$\ell = 15,80 \times 10^{-3}$	$2\delta = 1,59 \times 10^{-3}$		
1,254	25,457	14,943	816,972
1,543	28,270	14,910	815,179
2,150	35,688	14,805	809,439

TABLA D

COPPER vs. COPPER-NICKEL
(Copper-Constantan)
(Cobre-Constantan)

EMPERATURA EN °C

Punto de Referenci

THERMOELECTRIC VOLTAGE IN ABSOLUTE MILLIVOLTS

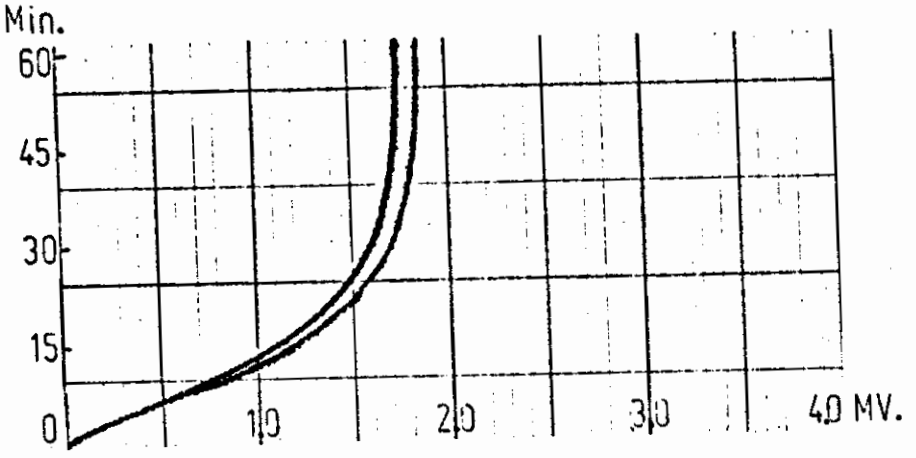
DEG C	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	DEG C
-270	-6.258											-270
-260	-6.232	-6.236	-6.239	-6.242	-6.245	-6.248	-6.251	-6.253	-6.255	-6.256	-6.258	-260
-250	-6.181	-6.187	-6.193	-6.198	-6.203	-6.209	-6.214	-6.219	-6.224	-6.228	-6.232	-250
-240	-6.105	-6.114	-6.122	-6.130	-6.138	-6.146	-6.153	-6.160	-6.167	-6.174	-6.181	-240
-230	-6.007	-6.018	-6.028	-6.039	-6.049	-6.059	-6.068	-6.078	-6.087	-6.096	-6.105	-230
-220	-5.889	-5.901	-5.914	-5.926	-5.938	-5.950	-5.962	-5.973	-5.985	-5.996	-6.007	-220
-210	-5.753	-5.767	-5.782	-5.796	-5.809	-5.823	-5.836	-5.850	-5.863	-5.876	-5.889	-210
-200	-5.603	-5.619	-5.634	-5.650	-5.665	-5.680	-5.695	-5.710	-5.724	-5.739	-5.753	-200
-190	-5.439	-5.456	-5.473	-5.489	-5.506	-5.522	-5.539	-5.555	-5.571	-5.587	-5.603	-190
-180	-5.261	-5.279	-5.297	-5.315	-5.333	-5.351	-5.369	-5.387	-5.405	-5.421	-5.439	-180
-170	-5.069	-5.089	-5.109	-5.128	-5.147	-5.167	-5.186	-5.205	-5.223	-5.242	-5.261	-170
-160	-4.865	-4.886	-4.907	-4.928	-4.948	-4.969	-4.989	-5.010	-5.030	-5.050	-5.069	-160
-150	-4.648	-4.670	-4.691	-4.713	-4.734	-4.756	-4.778	-4.800	-4.822	-4.844	-4.865	-150
-140	-4.419	-4.442	-4.464	-4.487	-4.510	-4.533	-4.556	-4.581	-4.603	-4.626	-4.648	-140
-130	-4.177	-4.202	-4.226	-4.251	-4.275	-4.299	-4.323	-4.347	-4.371	-4.395	-4.419	-130
-120	-3.923	-3.949	-3.974	-4.000	-4.026	-4.051	-4.077	-4.102	-4.127	-4.152	-4.177	-120
-110	-3.656	-3.684	-3.711	-3.737	-3.764	-3.791	-3.818	-3.844	-3.870	-3.897	-3.923	-110
-100	-3.378	-3.407	-3.435	-3.463	-3.491	-3.519	-3.547	-3.575	-3.602	-3.629	-3.656	-100
-90	-3.089	-3.118	-3.147	-3.177	-3.206	-3.235	-3.264	-3.293	-3.321	-3.350	-3.378	-90
-80	-2.788	-2.818	-2.849	-2.879	-2.909	-2.939	-2.970	-2.999	-3.029	-3.059	-3.089	-80
-70	-2.475	-2.507	-2.539	-2.570	-2.602	-2.633	-2.664	-2.695	-2.726	-2.757	-2.788	-70
-60	-2.152	-2.185	-2.219	-2.250	-2.283	-2.315	-2.348	-2.380	-2.412	-2.444	-2.475	-60
-50	-1.819	-1.853	-1.886	-1.920	-1.953	-1.987	-2.020	-2.053	-2.087	-2.120	-2.152	-50
-40	-1.475	-1.510	-1.544	-1.579	-1.614	-1.648	-1.682	-1.717	-1.751	-1.785	-1.819	-40
-30	-1.121	-1.157	-1.192	-1.228	-1.263	-1.299	-1.334	-1.370	-1.405	-1.440	-1.475	-30
-20	-0.757	-0.794	-0.830	-0.867	-0.903	-0.940	-0.976	-1.013	-1.049	-1.085	-1.121	-20
-10	-0.383	-0.421	-0.458	-0.496	-0.534	-0.571	-0.608	-0.646	-0.683	-0.720	-0.757	-10
0	0.000	-0.039	-0.077	-0.116	-0.154	-0.193	-0.231	-0.269	-0.307	-0.345	-0.383	0

DEG C	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	DEG C
0	0.000	0.039	0.078	0.117	0.156	0.195	0.234	0.273	0.312	0.351	0.391	0
10	0.391	0.430	0.470	0.510	0.549	0.589	0.629	0.669	0.709	0.749	0.789	10
20	0.789	0.830	0.870	0.911	0.951	0.992	1.032	1.073	1.114	1.155	1.196	20
30	1.196	1.237	1.279	1.320	1.361	1.403	1.444	1.486	1.528	1.569	1.611	30
40	1.611	1.653	1.695	1.736	1.780	1.822	1.865	1.907	1.950	1.992	2.035	40
50	2.035	2.078	2.121	2.164	2.207	2.250	2.294	2.337	2.380	2.424	2.467	50
60	2.467	2.511	2.554	2.599	2.643	2.687	2.731	2.775	2.819	2.864	2.904	60
70	2.908	2.953	2.997	3.042	3.087	3.131	3.176	3.221	3.266	3.312	3.357	70
80	3.357	3.402	3.447	3.493	3.538	3.584	3.630	3.676	3.721	3.767	3.813	80
90	3.813	3.859	3.906	3.952	3.998	4.044	4.091	4.137	4.184	4.231	4.277	90
100	4.277	4.324	4.371	4.418	4.465	4.512	4.559	4.607	4.654	4.701	4.749	100
110	4.749	4.796	4.844	4.891	4.939	4.987	5.035	5.083	5.131	5.179	5.227	110
120	5.227	5.275	5.324	5.372	5.420	5.469	5.517	5.566	5.615	5.663	5.712	120
130	5.712	5.761	5.810	5.859	5.908	5.957	6.007	6.056	6.105	6.155	6.204	130
140	6.204	6.254	6.303	6.353	6.403	6.452	6.502	6.552	6.602	6.652	6.702	140
150	6.702	6.753	6.803	6.853	6.903	6.954	7.004	7.055	7.106	7.156	7.207	150
160	7.207	7.258	7.309	7.360	7.411	7.462	7.513	7.564	7.615	7.666	7.718	160
170	7.718	7.769	7.821	7.872	7.924	7.975	8.027	8.078	8.131	8.183	8.235	170
180	8.235	8.287	8.339	8.391	8.443	8.495	8.548	8.600	8.652	8.705	8.757	180
190	8.757	8.810	8.863	8.915	8.968	9.021	9.074	9.127	9.180	9.233	9.286	190
200	9.286	9.339	9.392	9.446	9.499	9.553	9.606	9.659	9.713	9.767	9.820	200
210	9.820	9.874	9.928	9.982	10.035	10.089	10.144	10.197	10.252	10.306	10.360	210
220	10.360	10.414	10.469	10.523	10.578	10.632	10.687	10.742	10.796	10.851	10.905	220
230	10.905	10.960	11.015	11.070	11.125	11.180	11.235	11.290	11.345	11.400	11.456	230
240	11.456	11.511	11.566	11.622	11.677	11.733	11.788	11.844	11.900	11.956	12.011	240
250	12.011	12.067	12.123	12.179	12.235	12.291	12.347	12.403	12.459	12.515	12.572	250
260	12.572	12.628	12.684	12.741	12.797	12.854	12.910	12.967	13.024	13.080	13.137	260
270	13.137	13.194	13.251	13.308	13.364	13.421	13.478	13.535	13.592	13.650	13.707	270
280	13.707	13.764	13.821	13.879	13.936	13.993	14.051	14.108	14.166	14.223	14.281	280
290	14.281	14.339	14.396	14.454	14.512	14.570	14.628	14.686	14.744	14.802	14.860	290
300	14.860	14.918	14.976	15.034	15.092	15.151	15.209	15.267	15.326	15.384	15.443	300
310	15.443	15.501	15.560	15.619	15.677	15.736	15.795	15.853	15.912	15.971	16.030	310
320	16.030	16.089	16.149	16.207	16.266	16.325	16.384	16.443	16.503	16.562	16.621	320
330	16.621	16.681	16.740	16.800	16.859	16.919	16.978	17.038	17.097	17.157	17.217	330
340	17.217	17.277	17.336	17.396	17.456	17.516	17.576	17.636	17.696	17.756	17.816	340
350	17.816	17.877	17.937	17.997	18.057	18.118	18.178	18.238	18.299	18.359	18.420	350
360	18.420	18.480	18.541	18.602	18.662	18.723	18.784	18.845	18.905	18.966	19.027	360
370	19.027	19.088	19.149	19.210	19.271	19.332	19.393	19.454	19.515	19.576	19.638	370
380	19.638	19.699	19.760	19.822	19.883	19.945	20.006	20.068	20.129	20.191	20.252	380
390	20.252	20.314	20.376	20.437	20.499	20.560	20.622	20.684	20.746	20.807	20.869	390
400	20.869											400

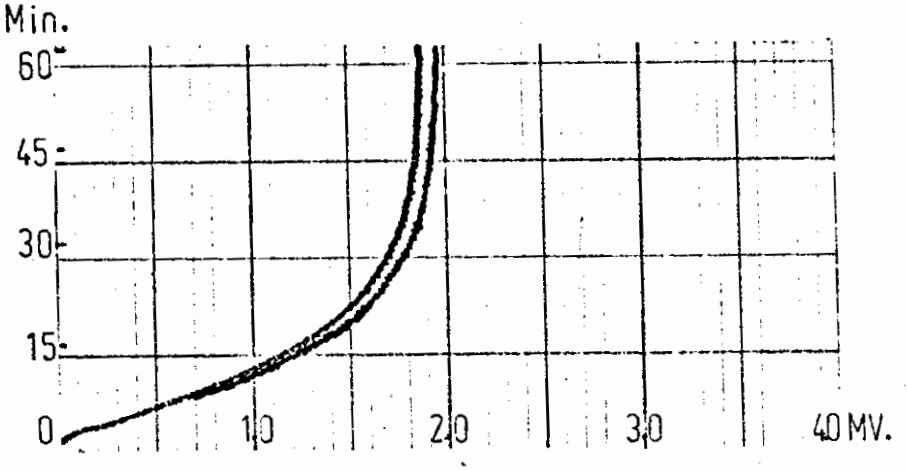
DEG C	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	DEG C

ot be reproduced
n permission of
neering.

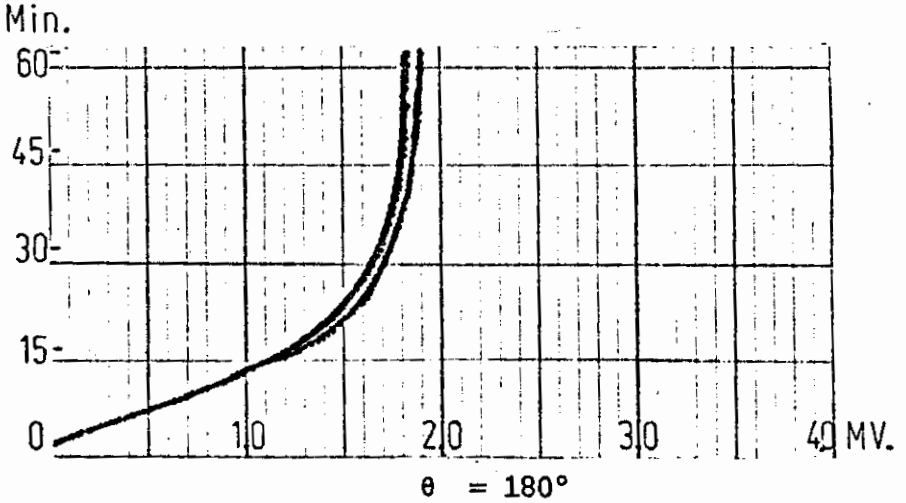
G R A F I C O S



θ = .0°



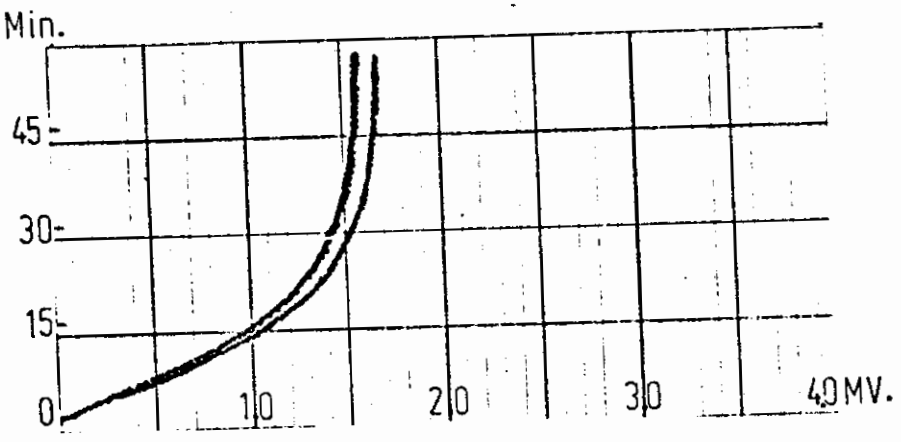
θ = 90°



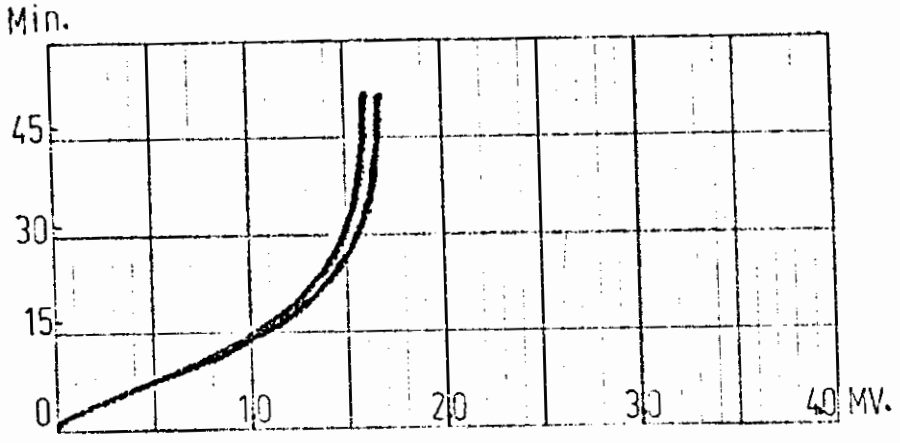
θ = 180°

GRAFICO Nº 1.- COMPORTAMIENTO TERMICO DE CILINDRO ALETEADO

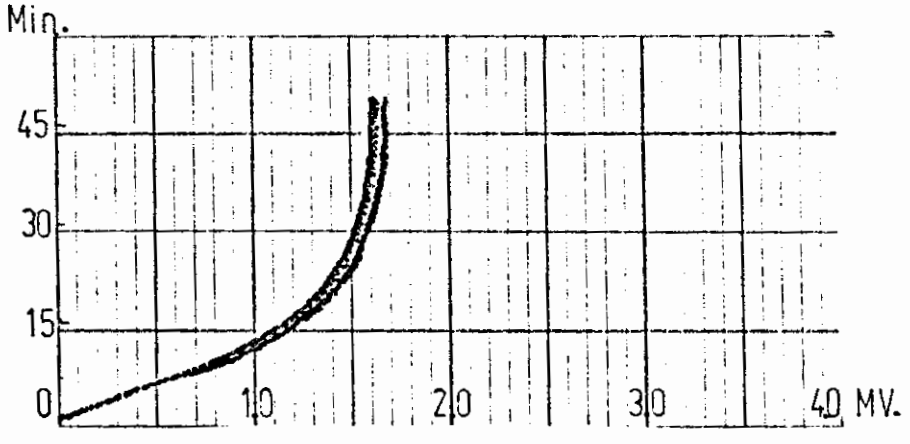
v = 1,254 $\ell = 25{,}35 \times 10^{-3}$ $2\delta = 4{,}76 \times 10^{-3}$



θ = 0°



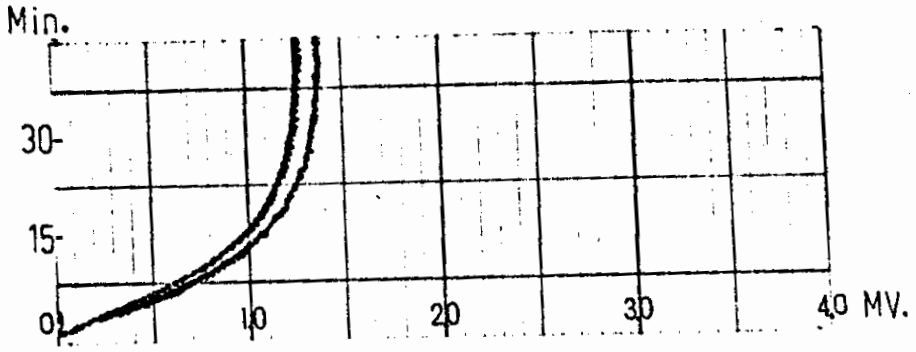
θ = 90°



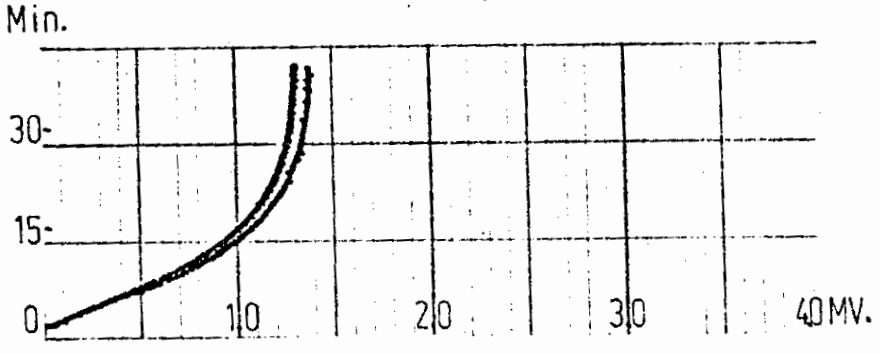
θ = 180°

GRAFICO Nº 2.- COMPORTAMIENTO TERMICO DE CILINDRO ALETEADO

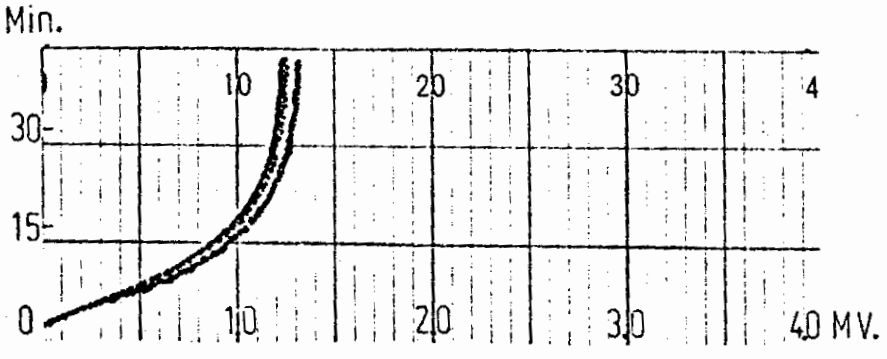
$v = 1.543$ $\quad \ell = 25,35 \times 10^{-3}$ $\quad 2\delta = 4,76 \times 10^{-3}$



$\theta = 0°$



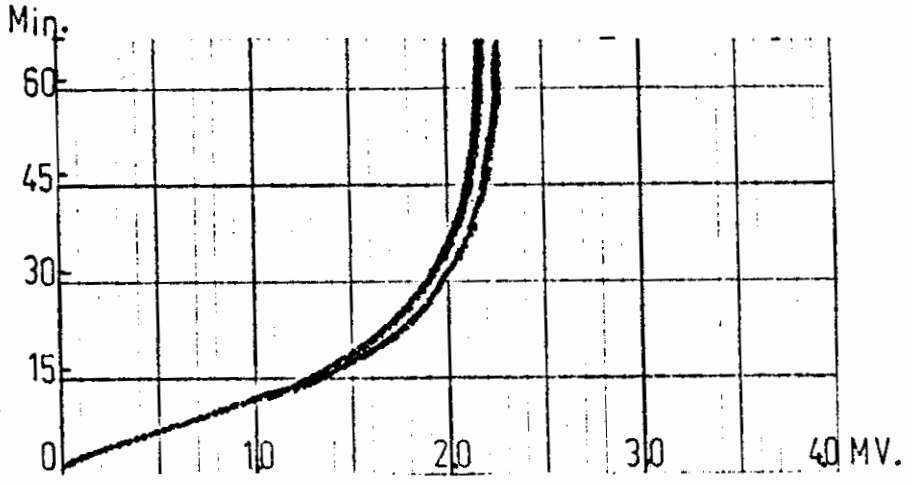
$\theta = 90°$



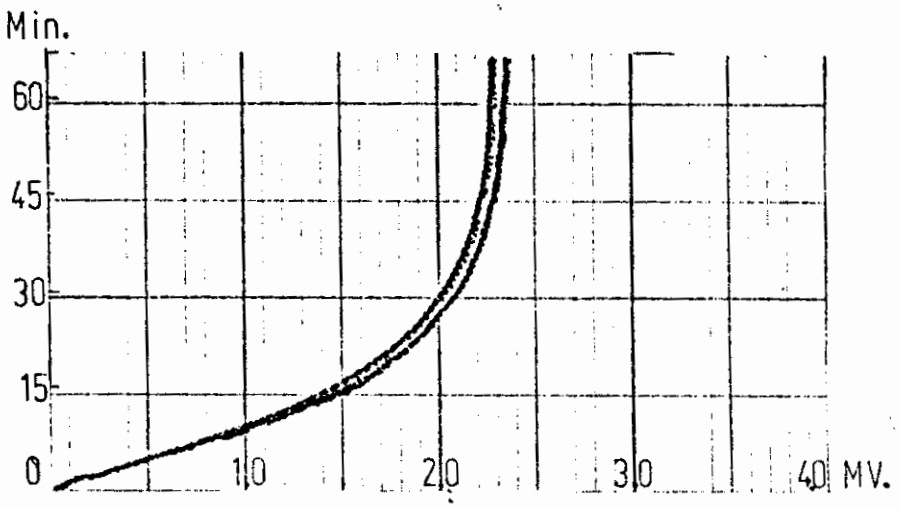
$\theta = 180°$

GRAFICO Nº 3.- COMPORTAMIENTO TERMICO DE CILINDRO ALETEADO

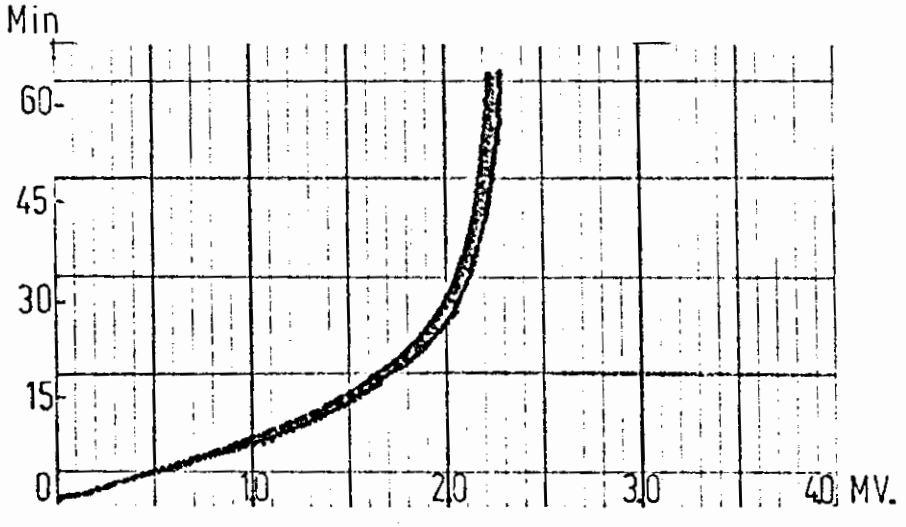
$v = 2.150$ $\quad \ell = 25{,}35 \times 10^{-3}$ $\quad 2\delta = 4{,}76 \times 10^{-3}$



θ = 0°



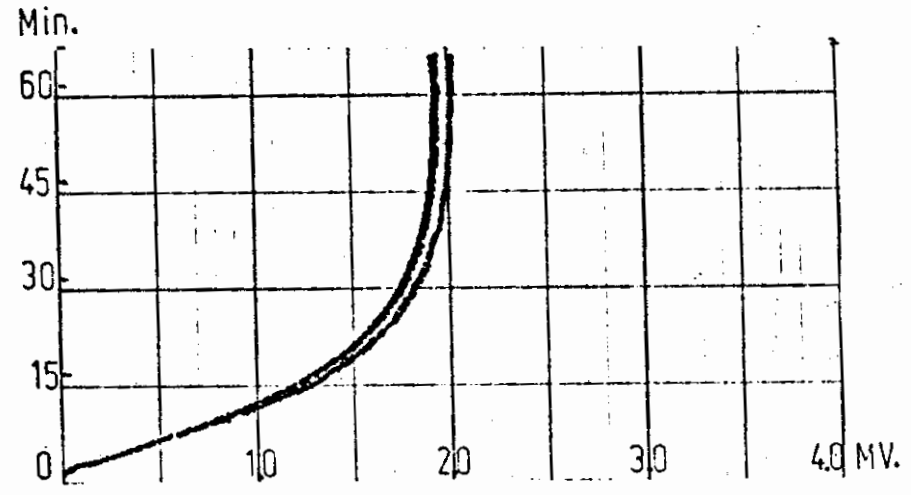
θ = 90°



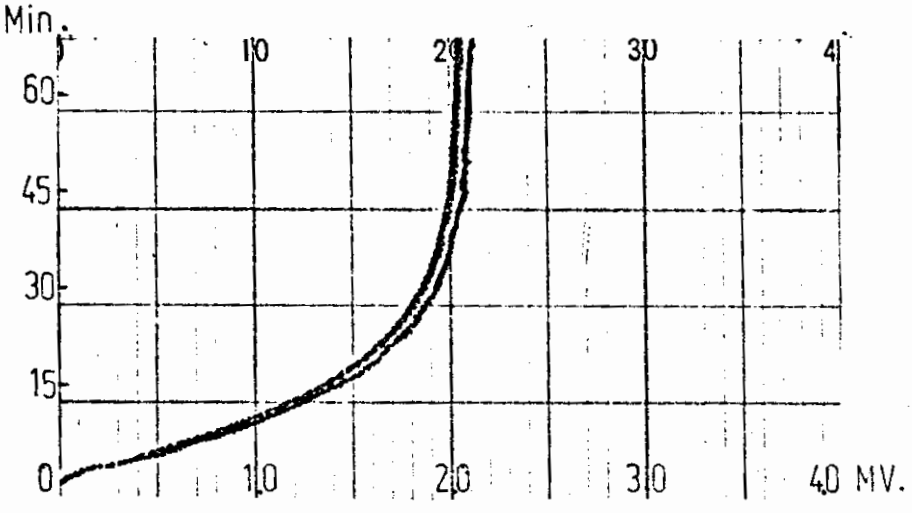
θ = 180°

GRAFICO Nº 4.- COMPORTAMIENTO TERMICO DE CILINDRO ALETEADO

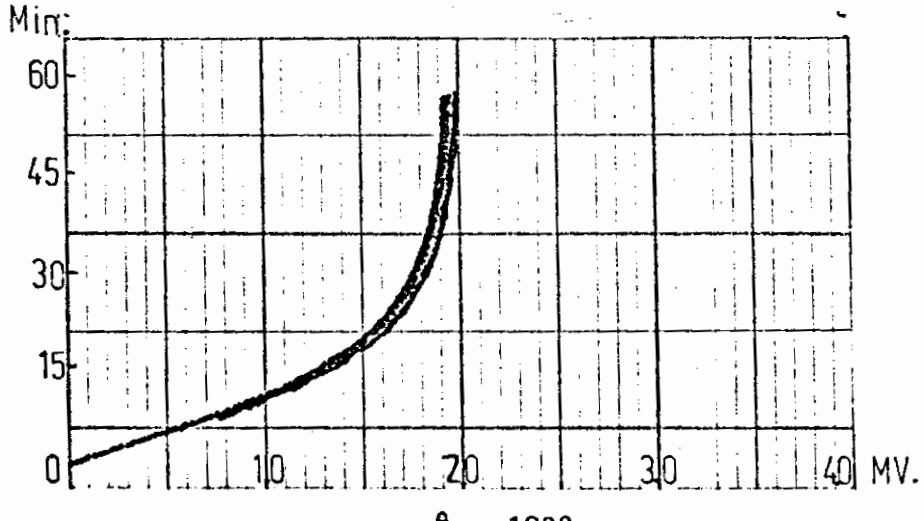
$v = 1.254$ $\ell = 19.00 \times 10^{-3}$ $2\delta = 4{,}76 \times 10^{-3}$



θ = 0°



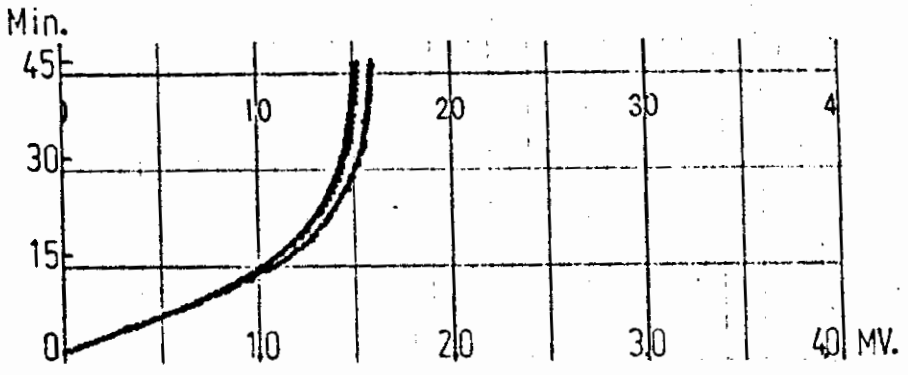
θ = 90°



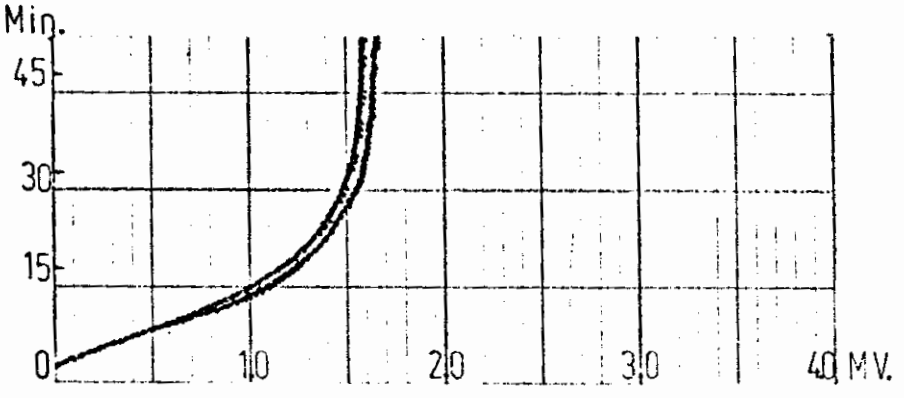
θ = 180°

GRAFICO Nº 5.- COMPORTAMIENTO TERMICO DE CILINDRO ALETEADO

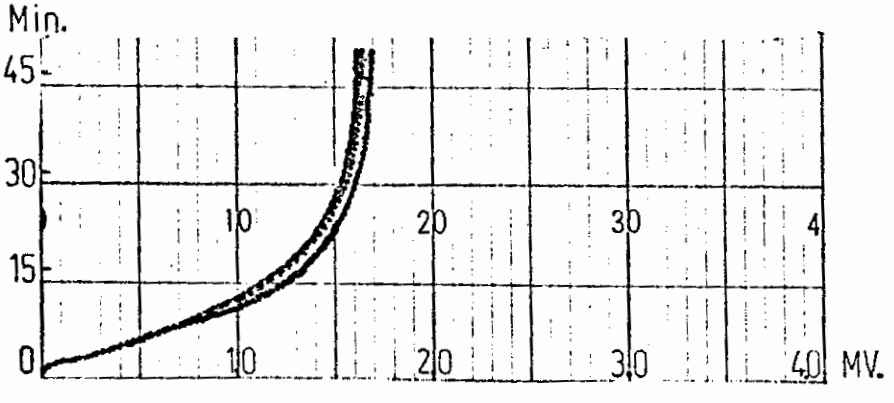
v = 1.543 $\ell = 19.00 \times 10^{-3}$ $2\delta = 4{,}76 \times 10^{-3}$



θ = 0°



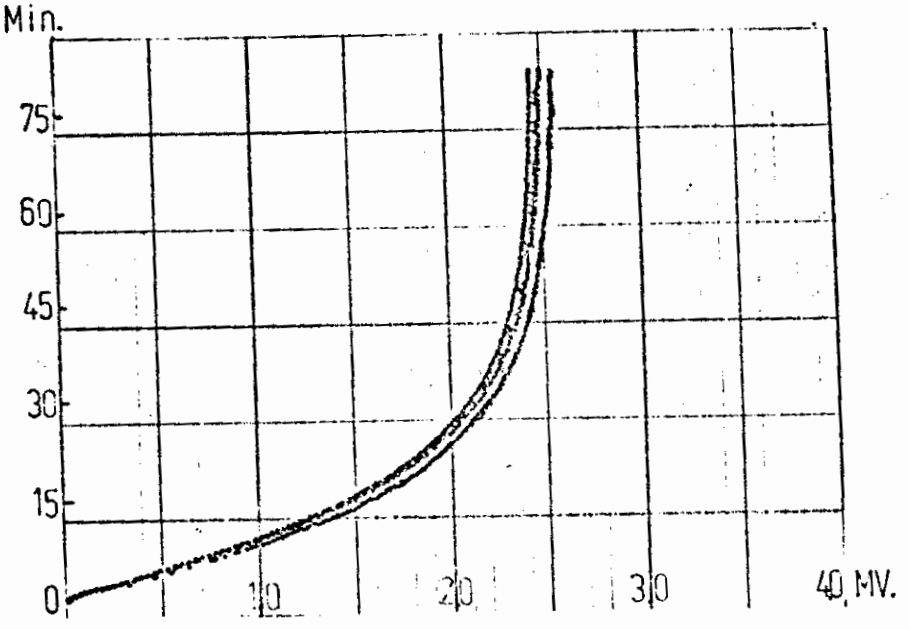
θ = 90°



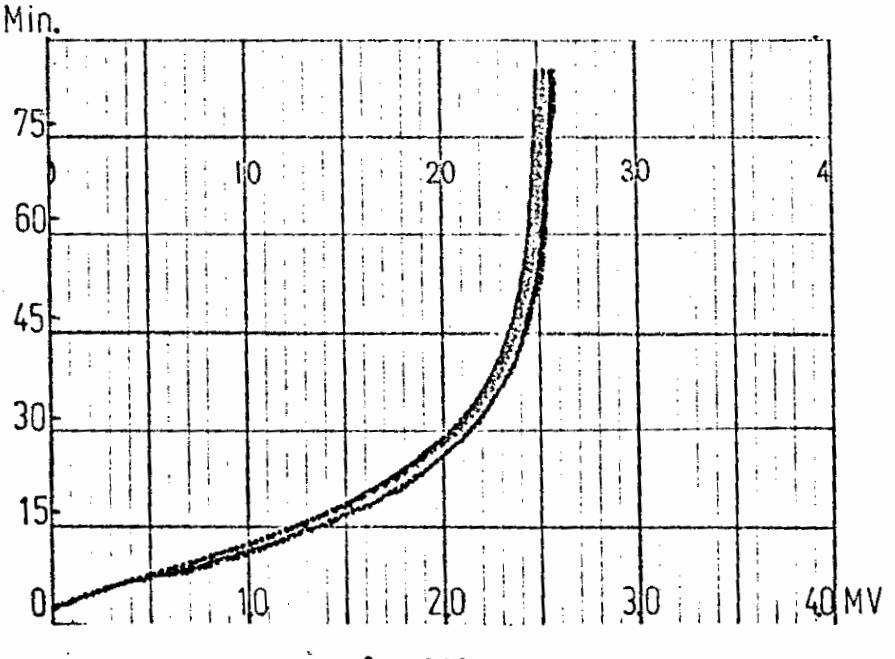
θ = 180°

GRAFICO Nº 6.- COMPORTAMIENTO TERMICO DE CILINDRO ALETEADO

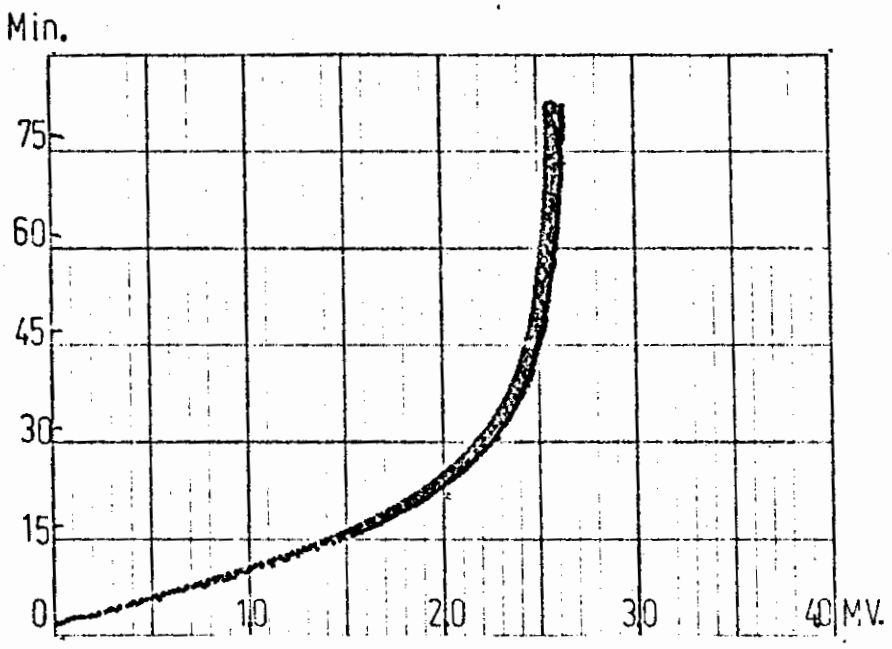
v = 2.150 $\quad \ell = 19{,}00 \times 10^{-3} \quad 2\delta = 4{,}76 \times 10^{-3}$



θ = 0°



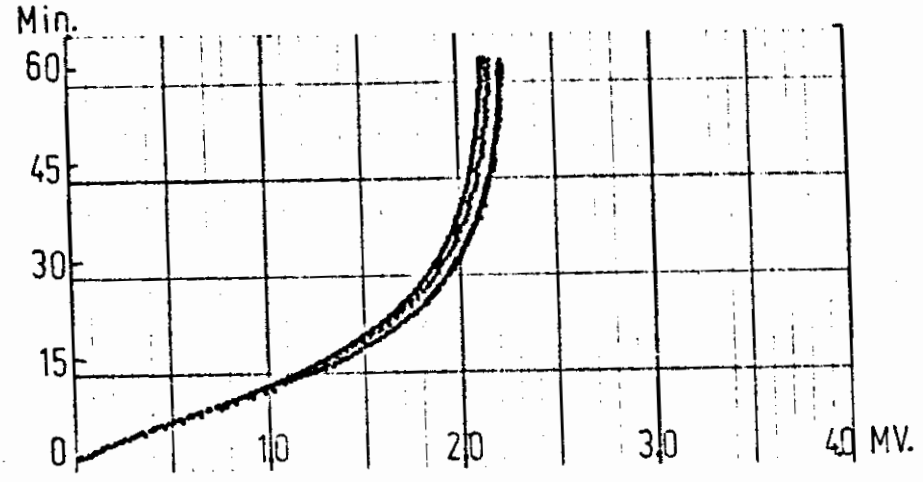
θ = 90°



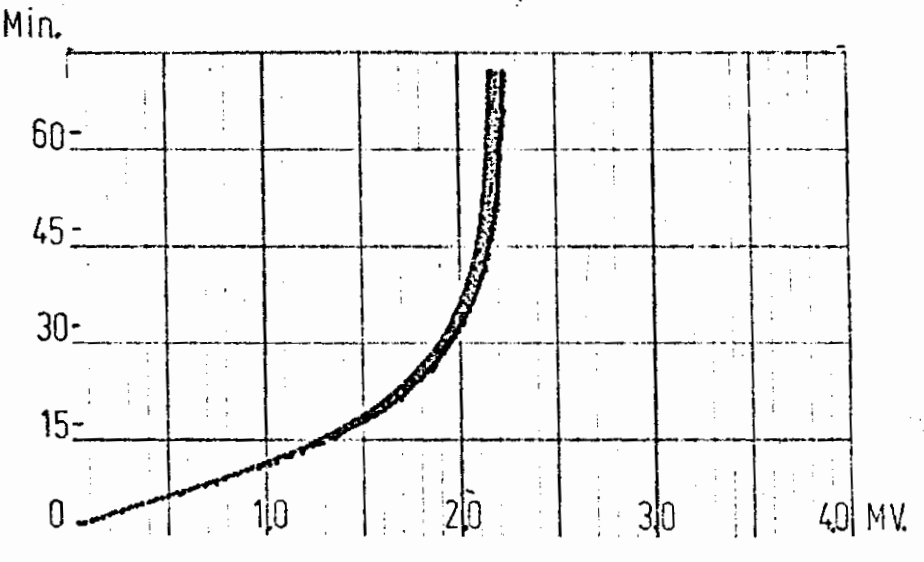
$\theta = 180°$

GRAFICO Nº 7.- COMPORTAMIENTO TERMICO DE CILINDRO ALETEADO

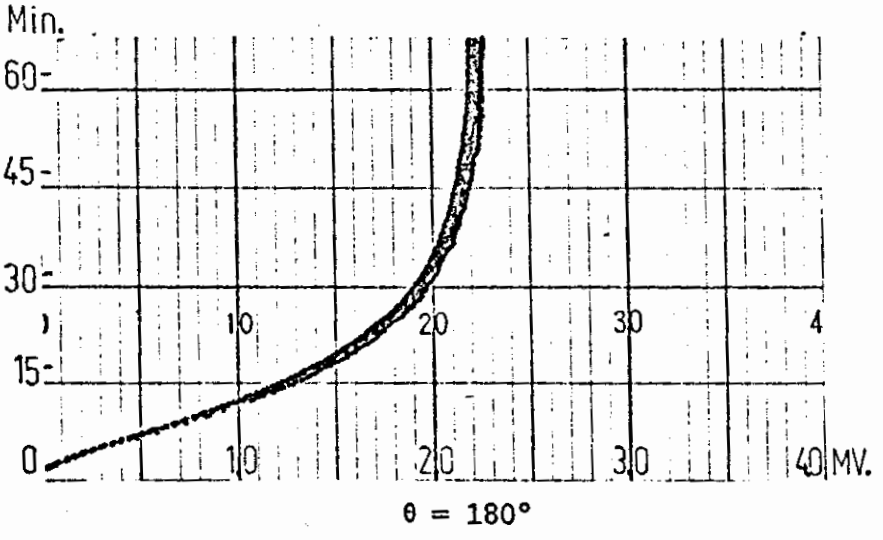
$v = 1.254$ $\quad \ell = 15.80 \times 10^{-3}$ $\quad 2\delta = 4{,}76 \times 10^{-3}$



θ = 0°



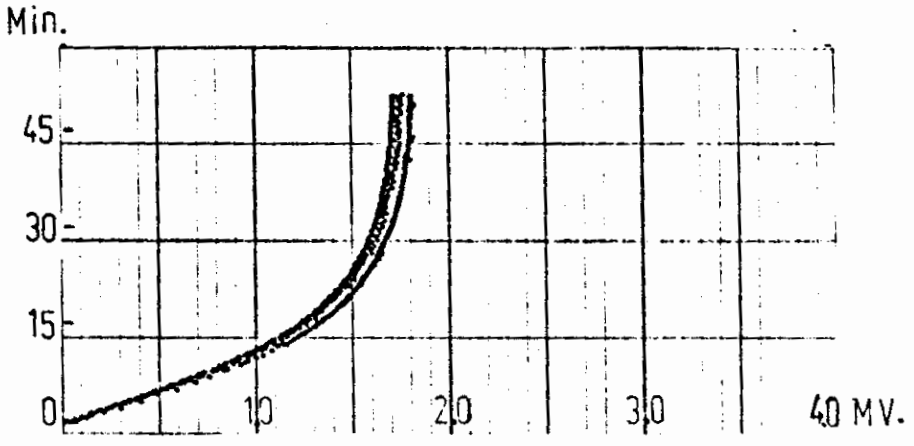
θ = 90°



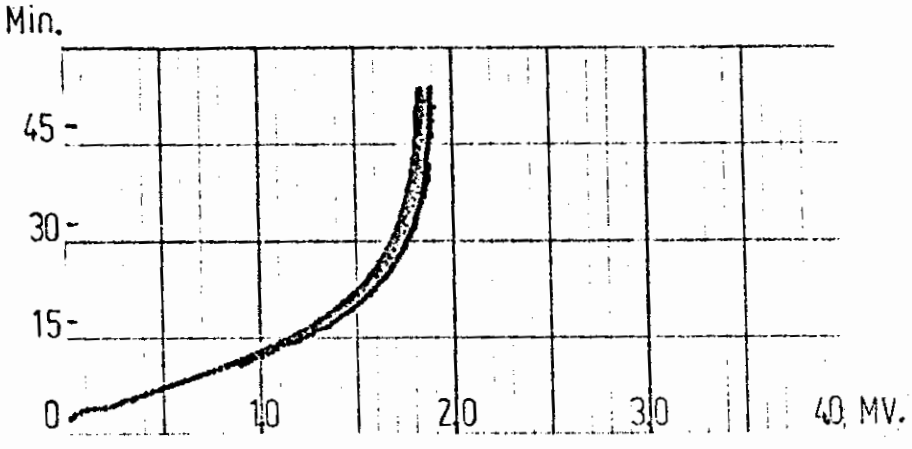
θ = 180°

GRAFICO Nº 8.- COMPORTAMIENTO TERMICO DE CILINDRO ALETEADO

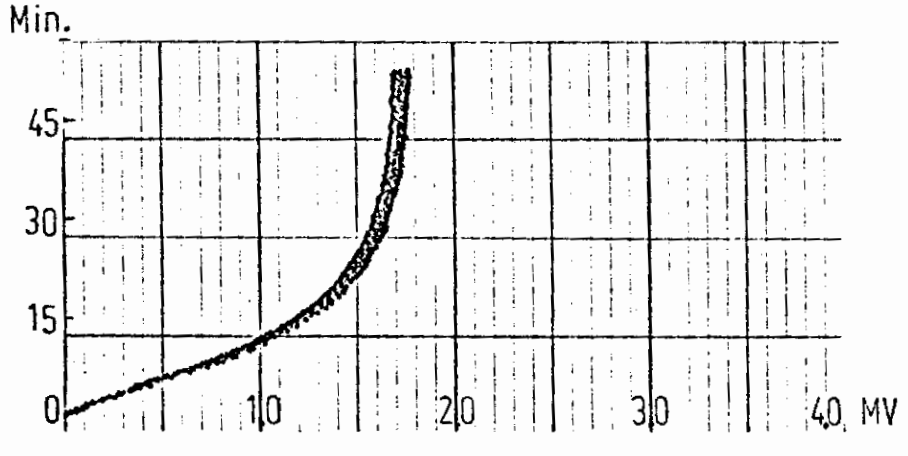
v = 1.543 $\ell = 15.80 \times 10^{-3}$ $2\delta = 4{,}76 \times 10^{-3}$



θ = 0°



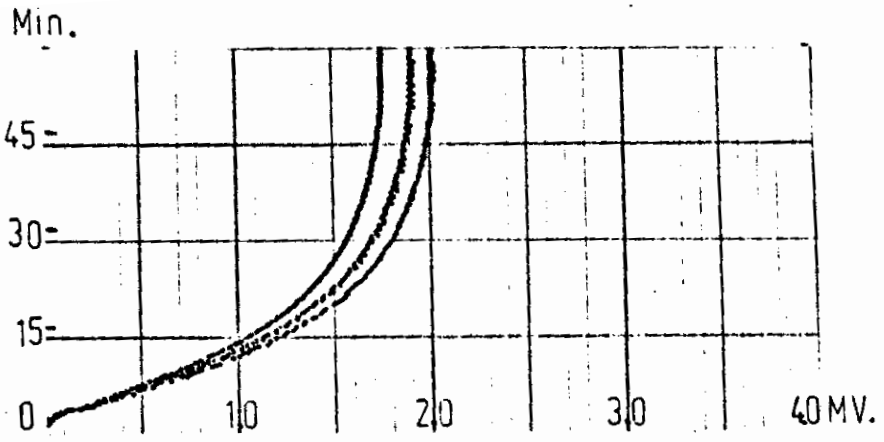
θ = 90°



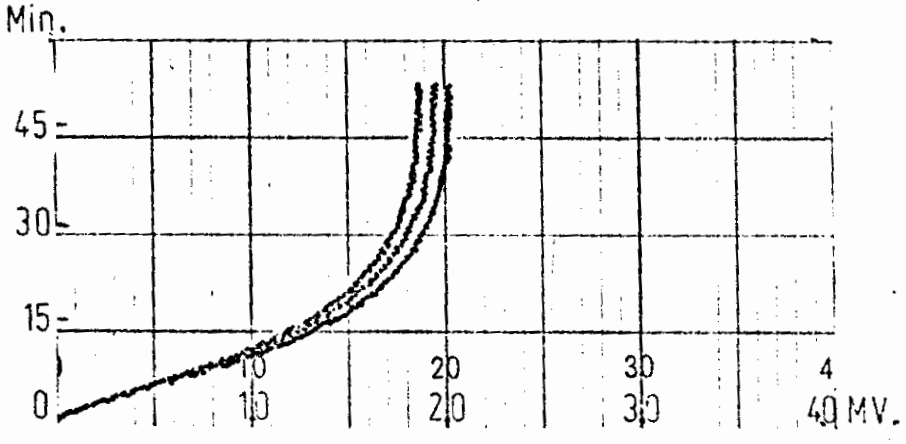
θ = 180°

GRAFICO Nº 9.- COMPORTAMIENTO TERMICO DE CILINDRO ALETEADO

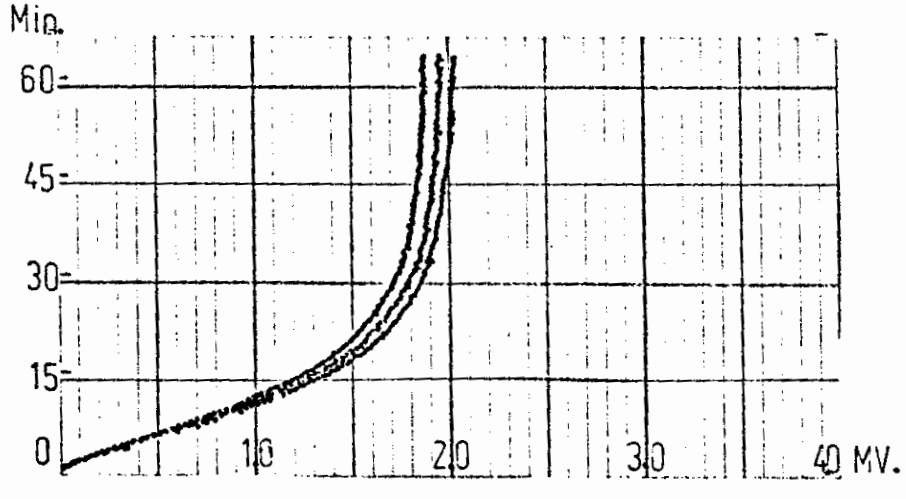
v = 2.150 $\quad \ell = 15.80 \times 10^{-3} \quad 2\delta = 4{,}76 \times 10^{-3}$



θ = 0°



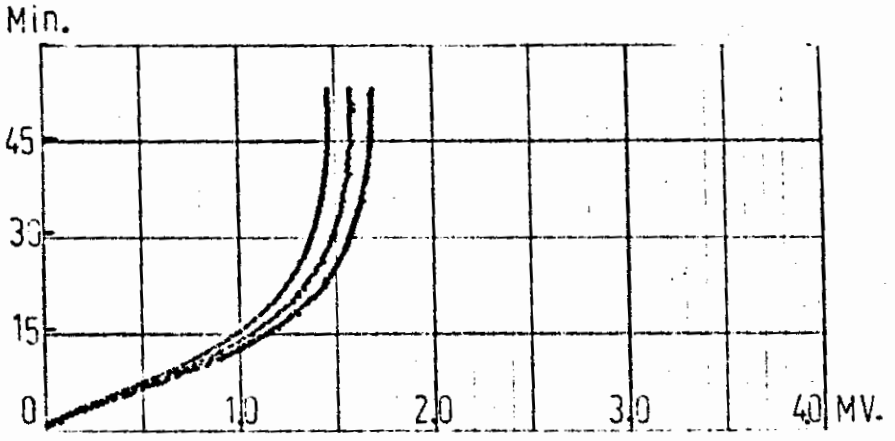
θ = 90°



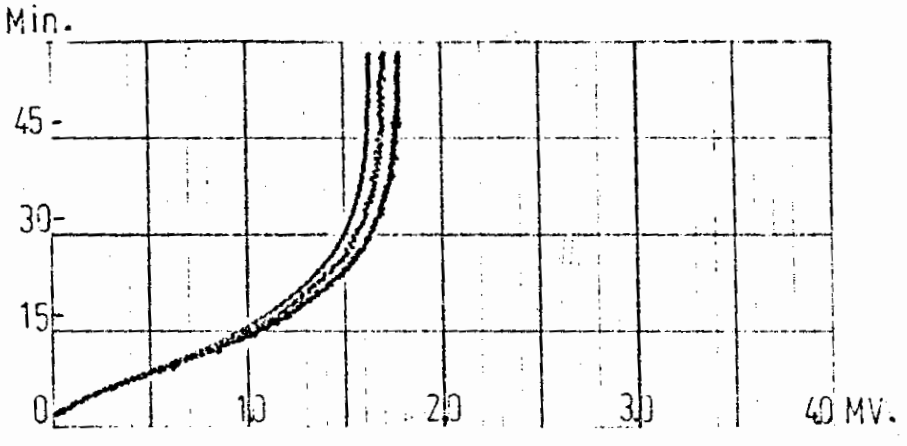
θ = 180°

GRAFICO Nº 10.- COMPORTAMIENTO TERMICO DE CILINDRO ALETEADO

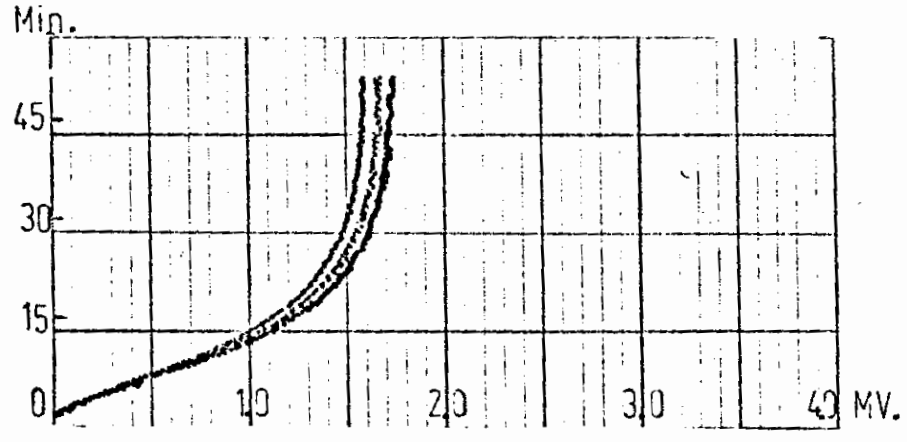
v = 1.254 $\ell = 25{,}35 \times 10^{-3}$ $2\delta = 3{,}18 \times 10^{-3}$



θ = 0°



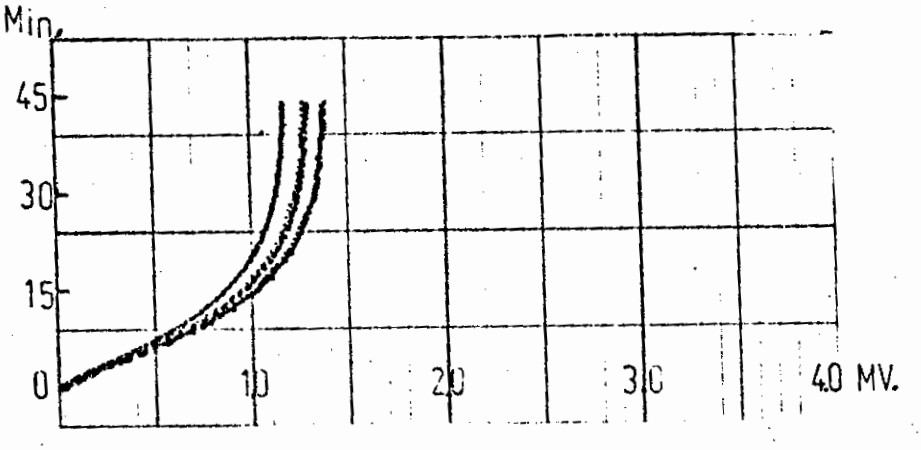
θ = 90°



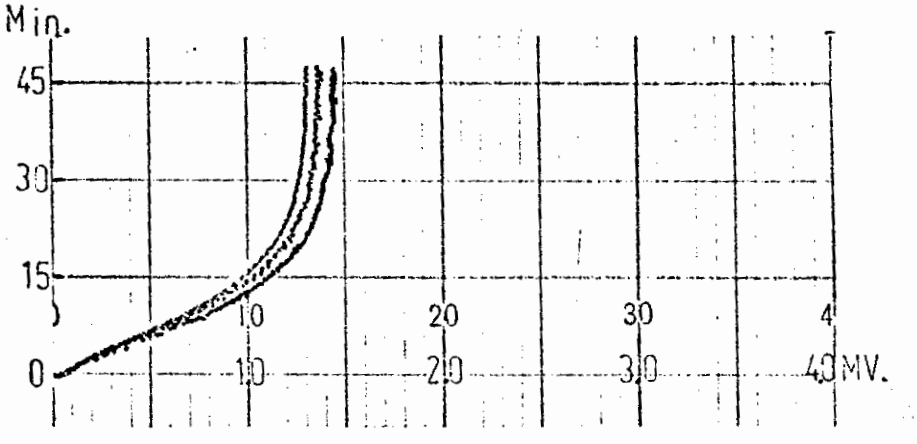
θ = 180°

GRAFICO Nº 11.- COMPORTAMIENTO TERMICO DE CILINDRO ALETEADO

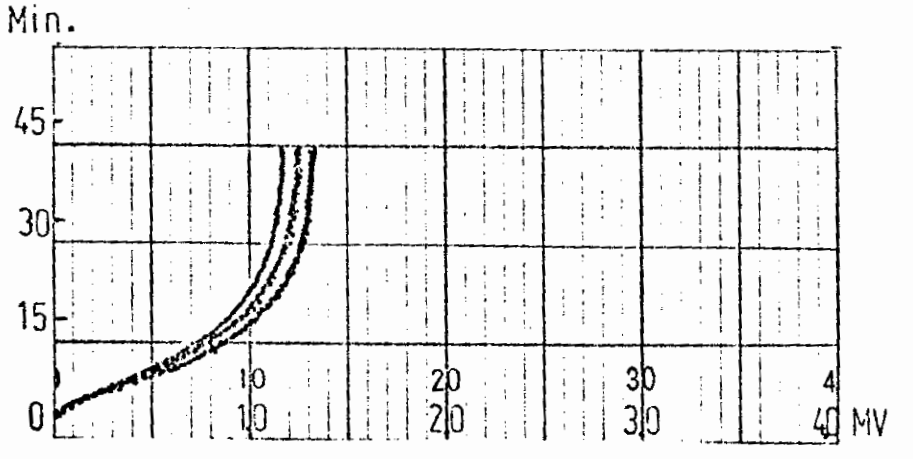
v = 1.543 $\ell = 25{,}35 \times 10^{-3}$ $2\delta = 3{,}18 \times 10^{-3}$



θ = 0°



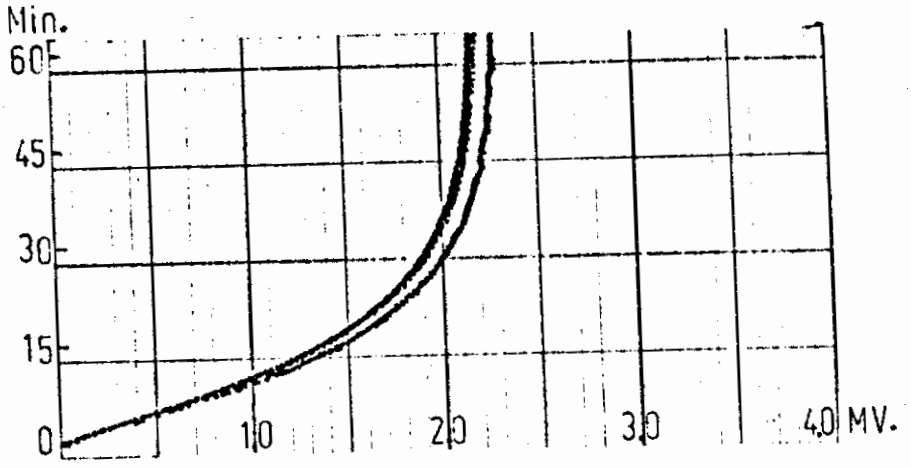
θ = 90°



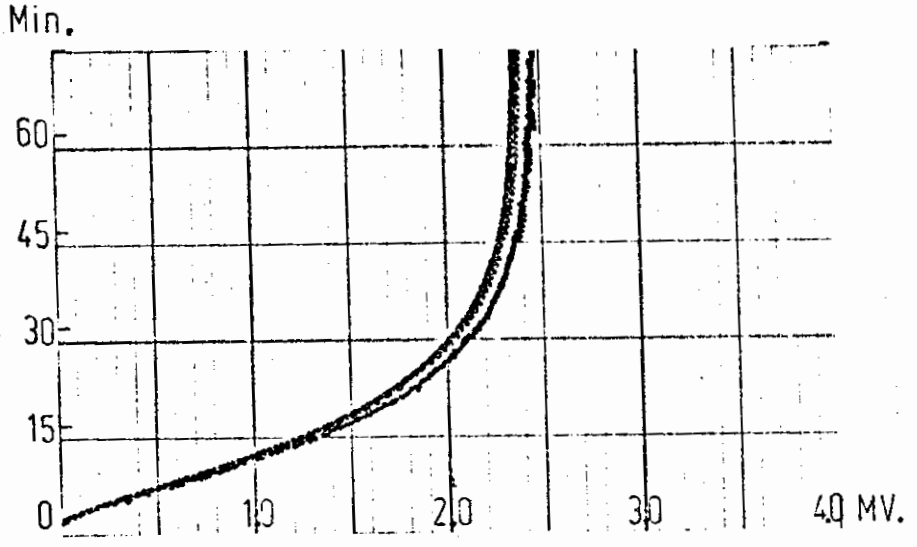
θ = 180°

GRAFICO Nº 12.- COMPORTAMIENTO TERMICO DE CILINDRO ALETEADO

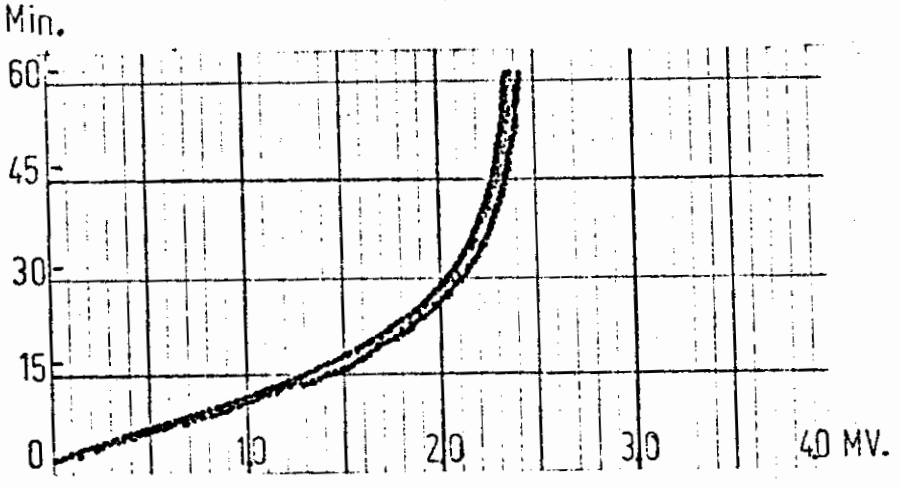
v = 2.150 $\ell = 25{,}35 \times 10^{-3}$ $2\delta = 3{,}18 \times 10^{-3}$



θ = 0°



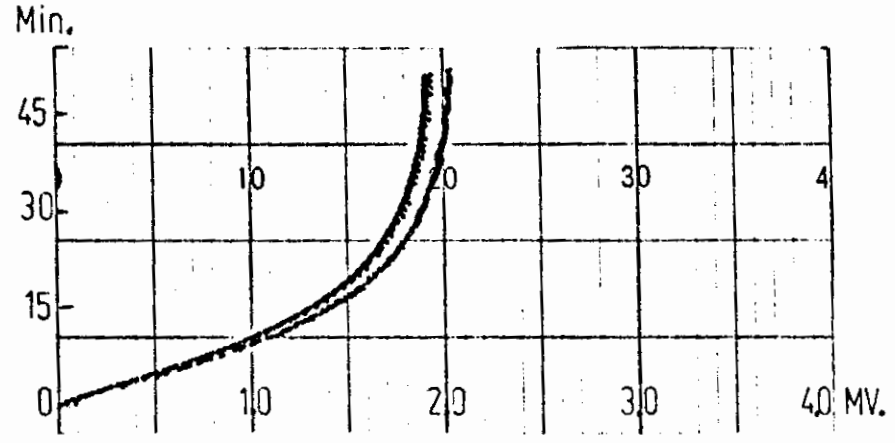
θ = 90°



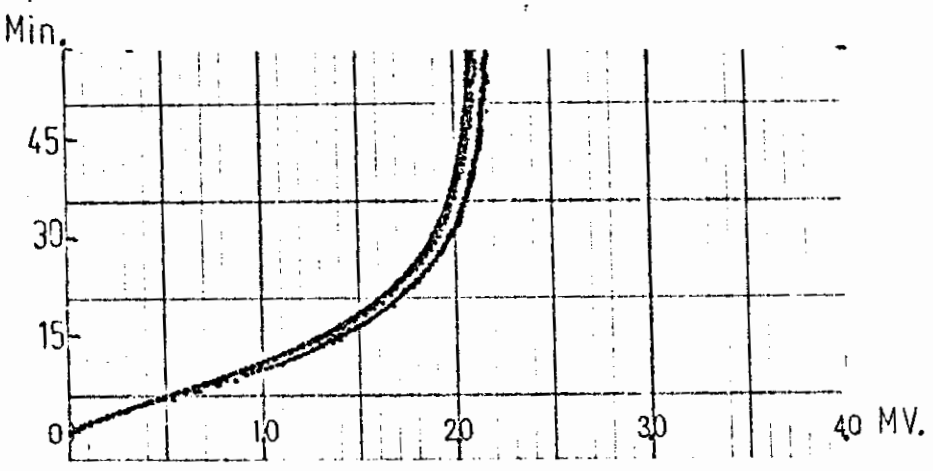
θ = 180°

GRAFICO Nº 13.- COMPORTAMIENTO TERMICO DE CILINDRO ALETEADO

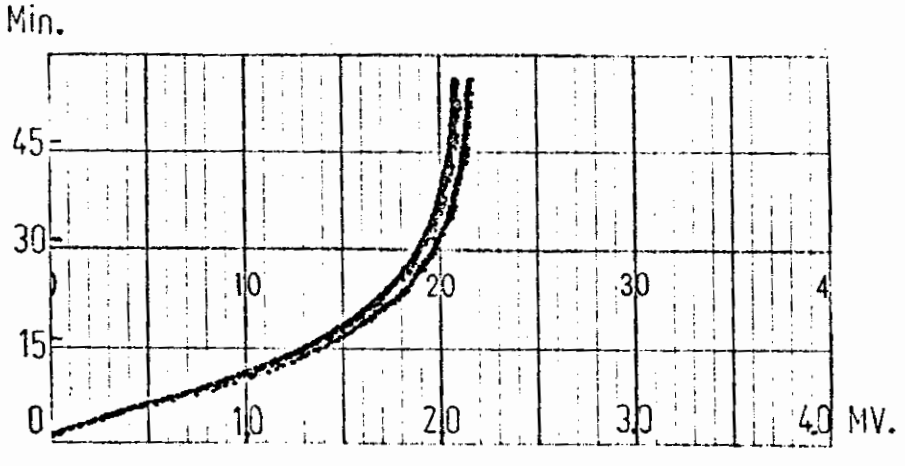
$v = 1.254$ $\ell = 19.00 \times 10^{-3}$ $2\delta = 3{,}18 \times 10^{-3}$



$\theta = 0°$



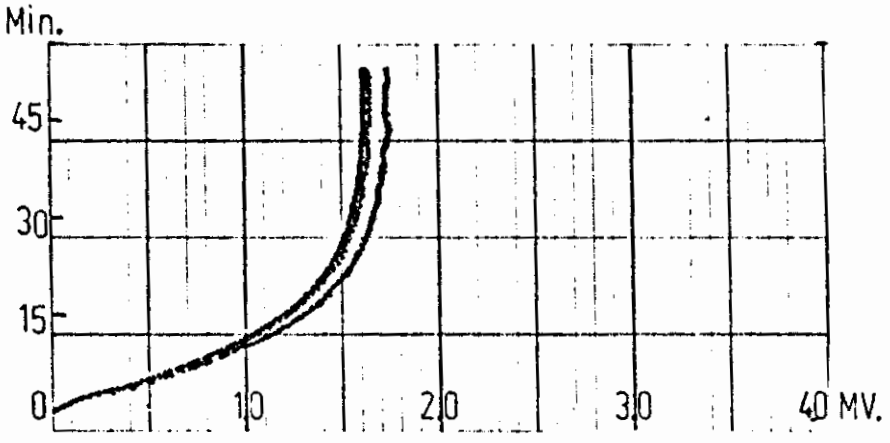
$\theta = 90°$



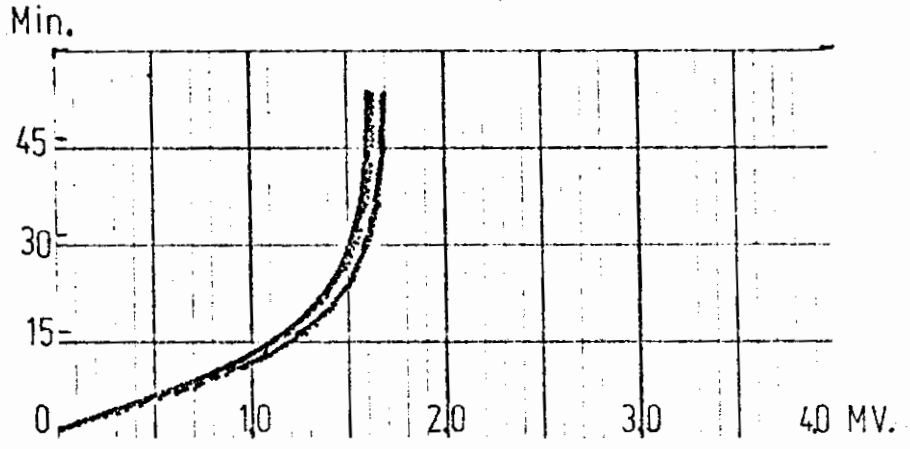
$\theta = 180°$

GRAFICO Nº 14.- COMPORTAMIENTO TERMICO DE CILINDRO ALETEADO

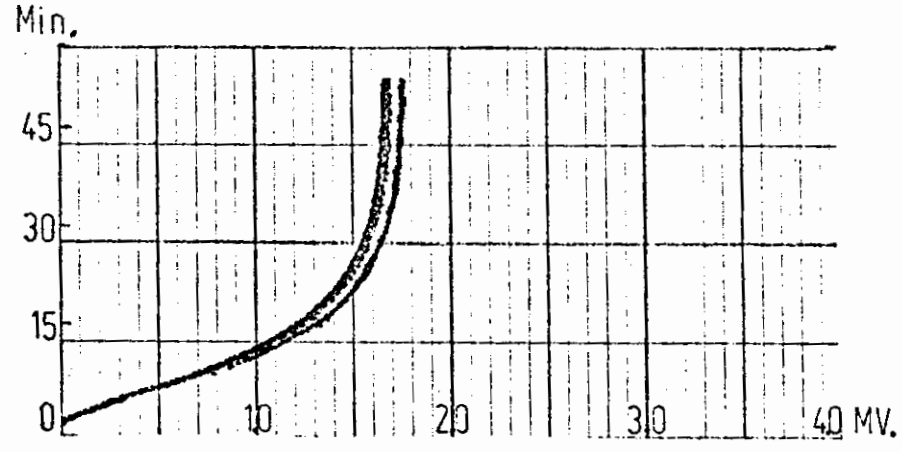
$v = 1.543$ $\quad \ell = 19.00 \times 10^{-3}$ $\quad 2\delta = 3{,}18 \times 10^{-3}$



θ = 0°



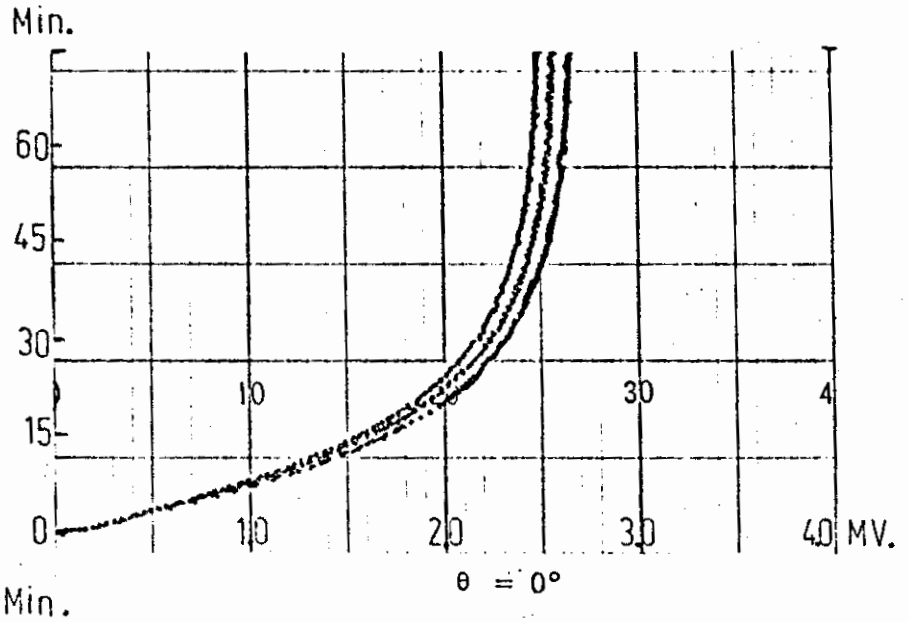
θ = 90°



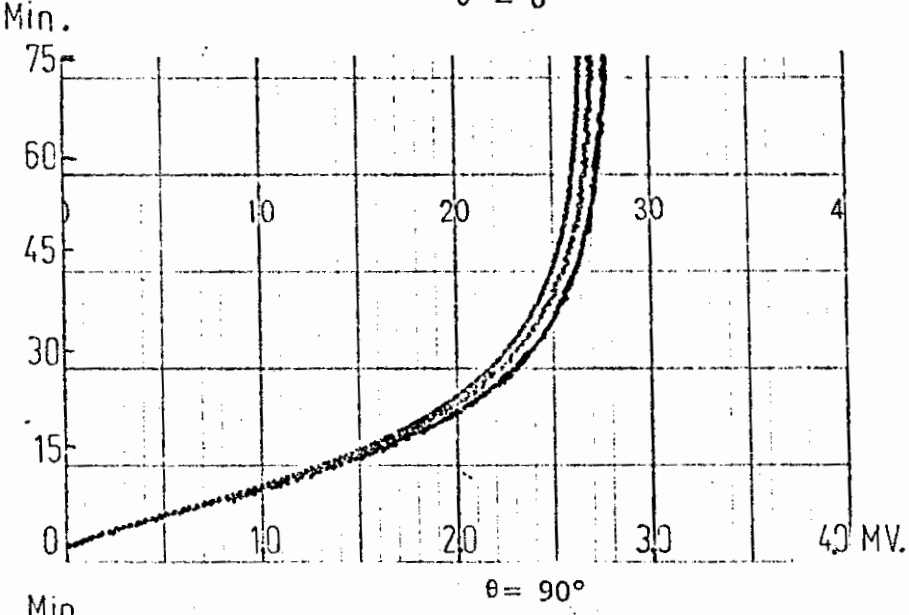
θ = 180°

GRAFICO Nº 15.- COMPORTAMIENTO TERMICO DE CILINDRO ALETEADO

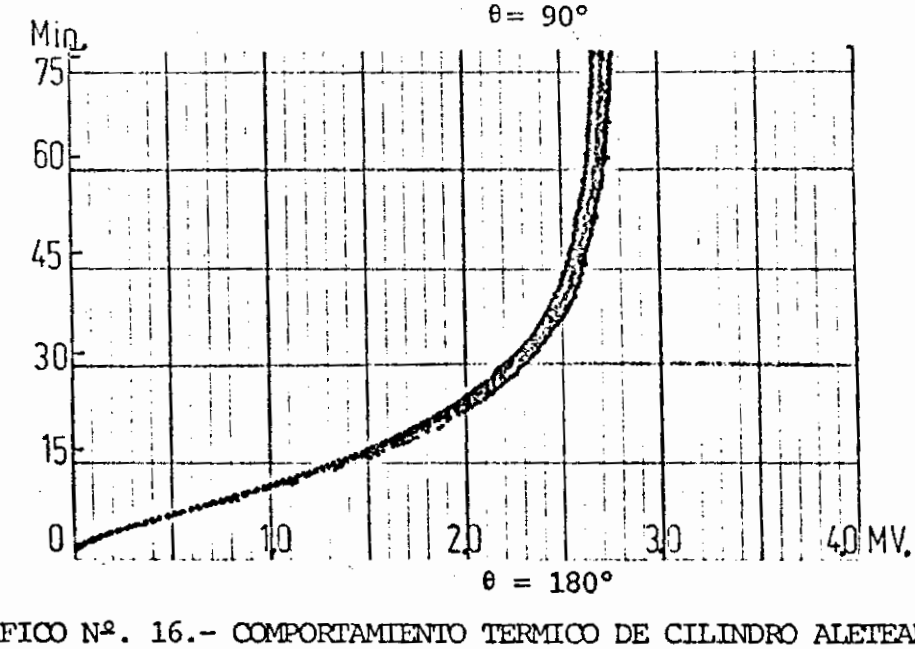
v = 2.150 $\quad \ell = 19.00 \times 10^{-3} \quad 2\delta = 3{,}18 \times 10^{-3}$



θ = 0°



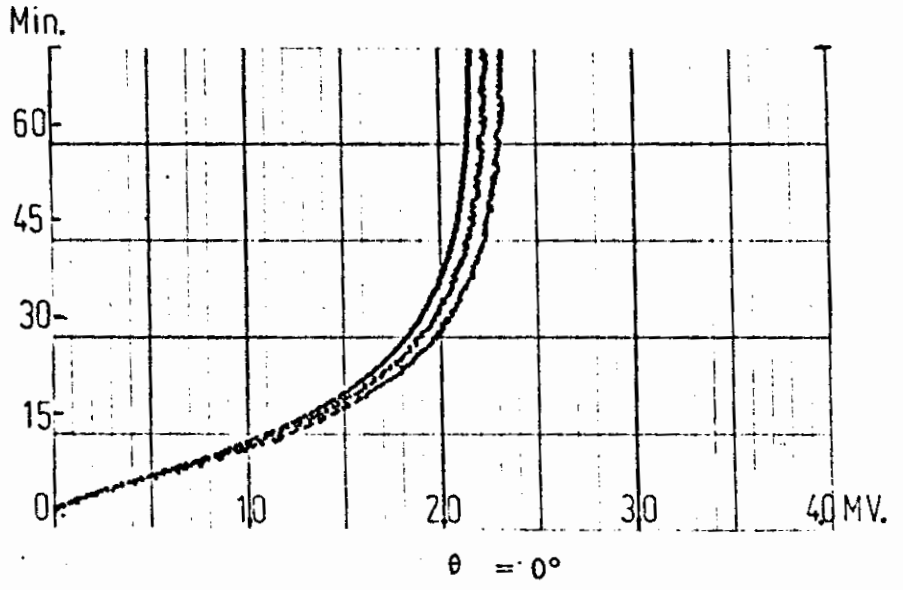
θ = 90°



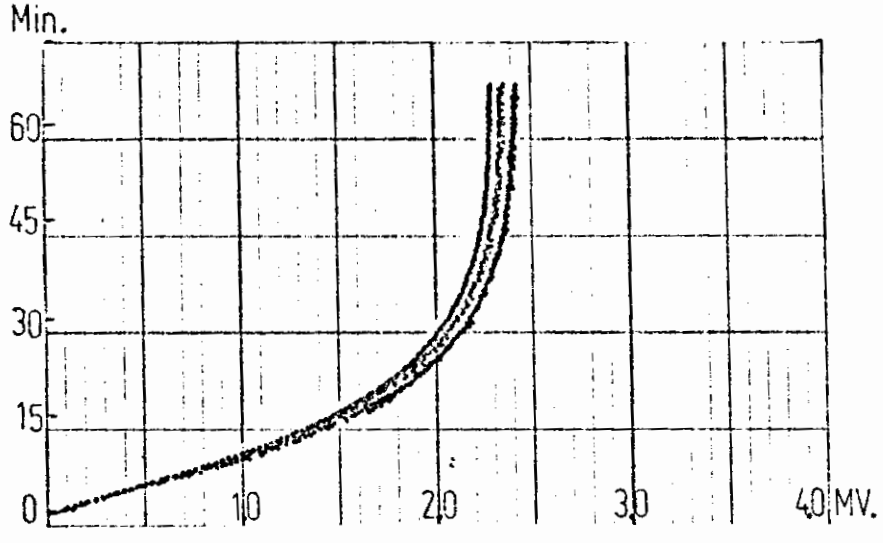
θ = 180°

GRAFICO Nº. 16.- COMPORTAMIENTO TERMICO DE CILINDRO ALETEADO

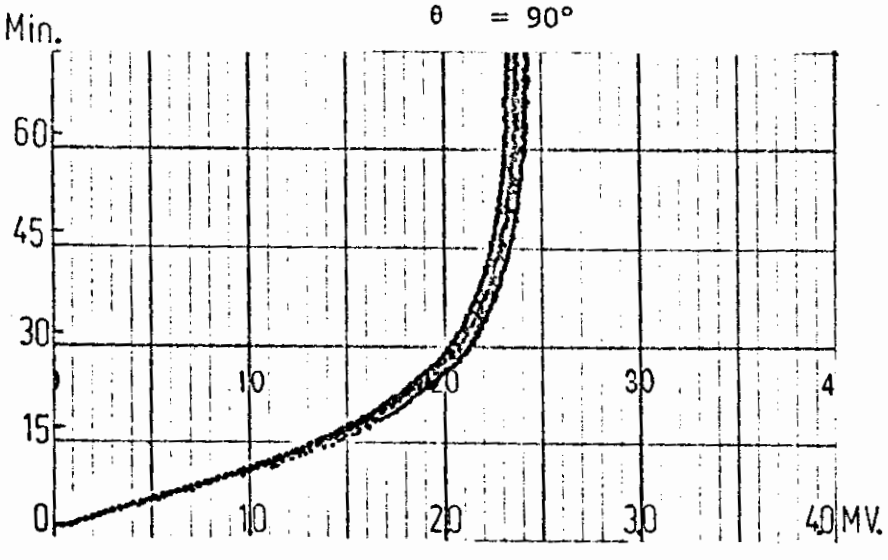
$Y = 1.254$ $\ell = 15.80 \times 10^{-3}$ $2\delta = 3.10 \times 10^{-3}$



θ = 0°



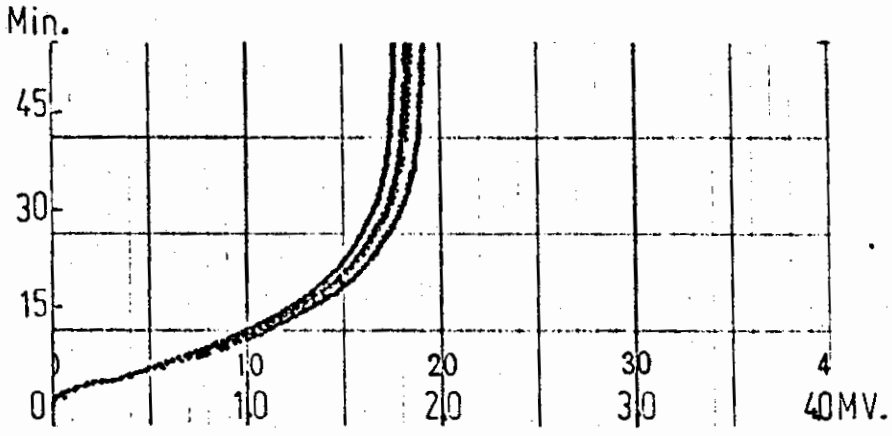
θ = 90°



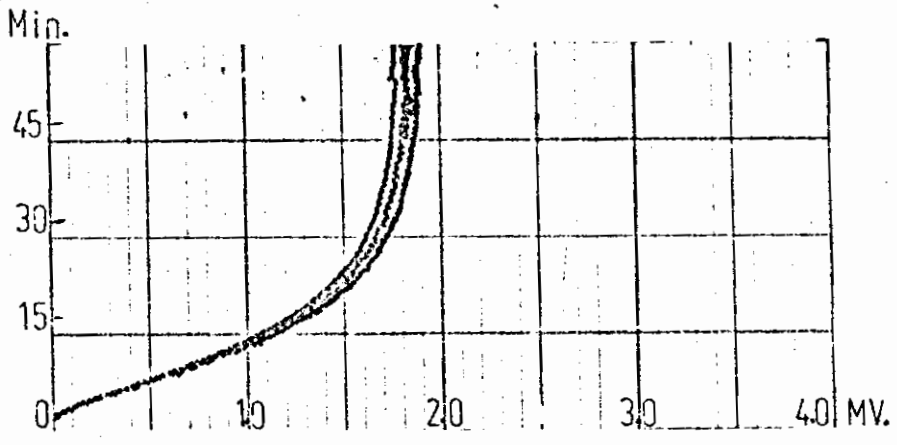
θ = 180°

GRAFICO Nº 17.- COMPORTAMIENTO TERMICO DE CILINDRO ALETEADO

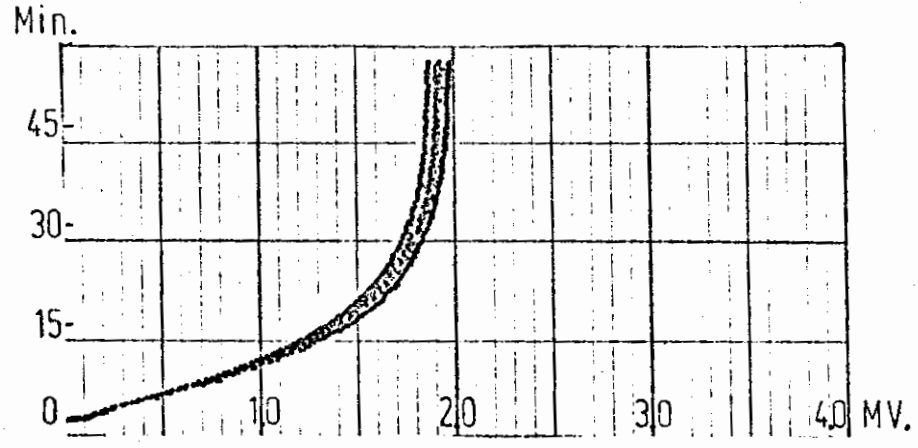
$\chi = 1.543$ $\quad \ell = 15.80 \times 10^{-3}$ $\quad 2\delta = 3.18 \times 10^{-3}$



θ = 0°



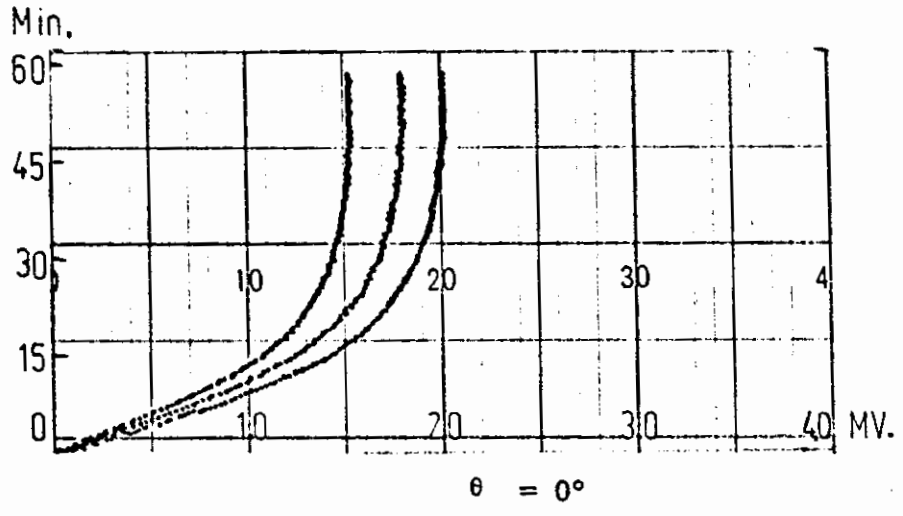
θ = 90°



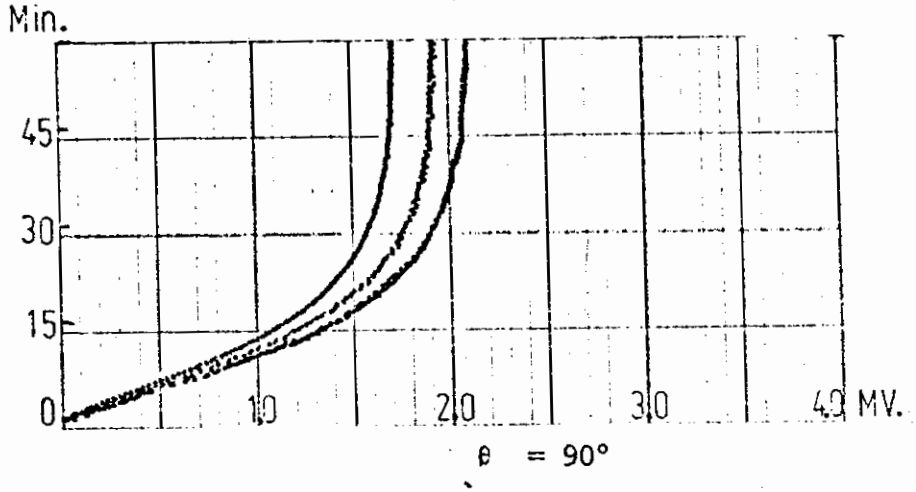
θ = 180°

GRAFICO Nº 18.- COMPORTAMIENTO TERMICO DE CILINDRO ALETEADO

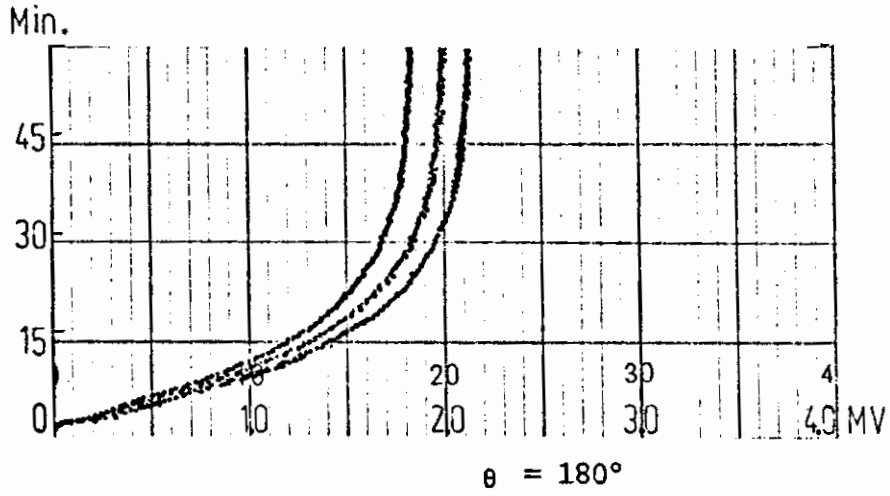
v = 2.150 $\ell = 15.80 \times 10^{-3}$ $2\delta = 3{,}18 \times 10^{-3}$



θ = 0°



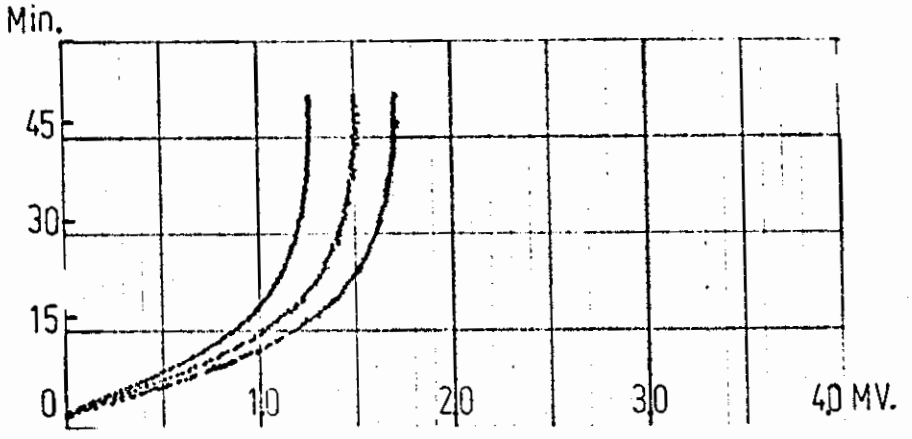
θ = 90°



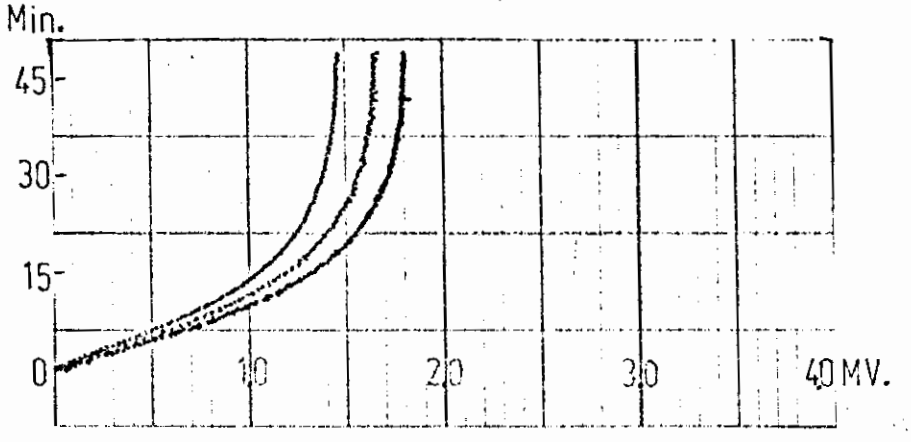
θ = 180°

GRAFICO Nº 19.- COMPORTAMIENTO TERMICO DE CILINDRO ALETEADO

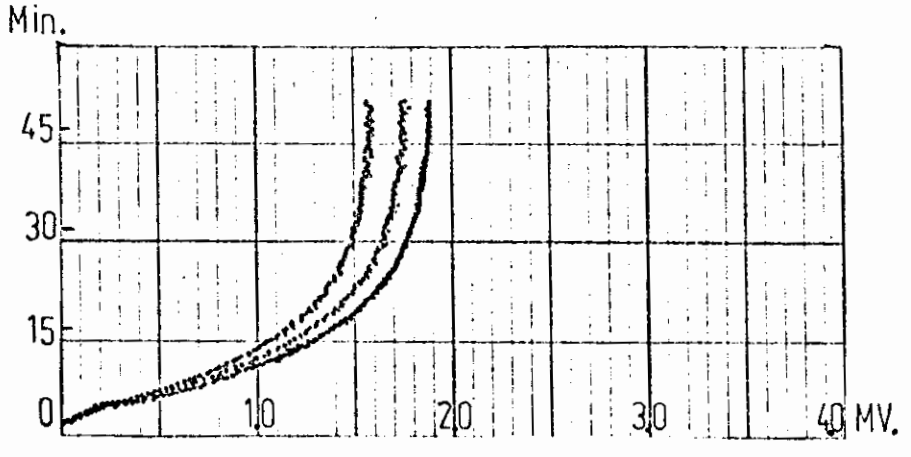
v = 1.254 $\ell = 25{,}35 \times 10^{-3}$ $2\delta = 1{,}59 \times 10^{-3}$



$\theta = 0°$



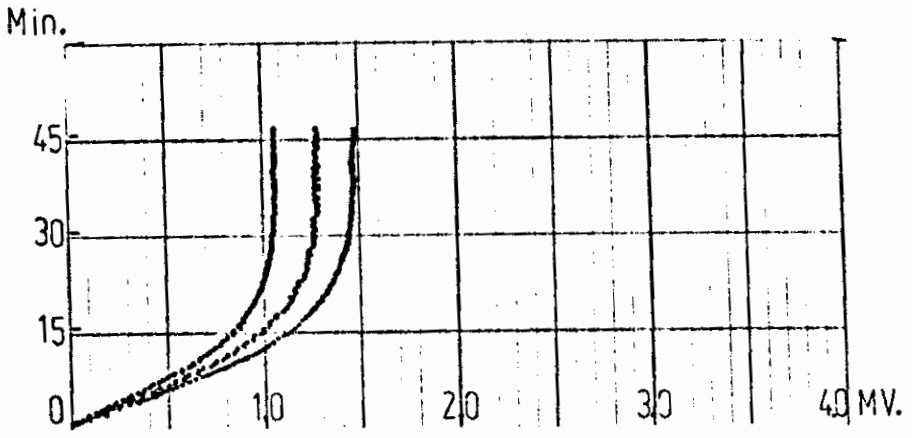
$\theta = 90°$



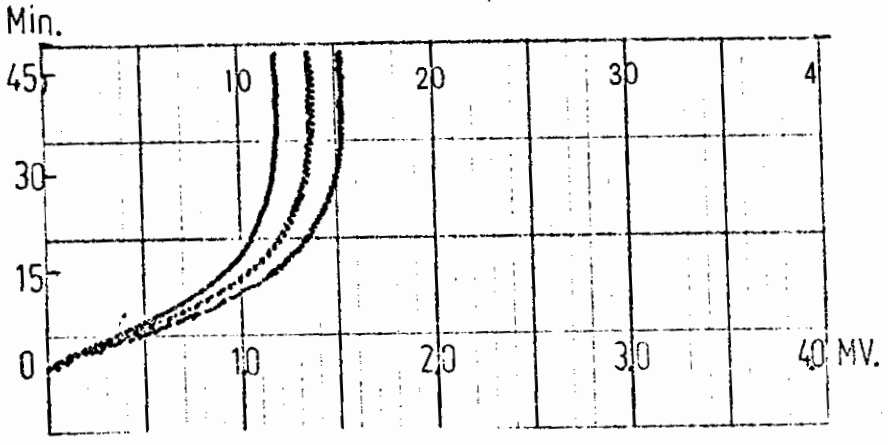
$\theta = 180°$

GRAFICO Nº 20.- COMPORTAMIENTO TERMICO DE CILINDRO ALETEADO

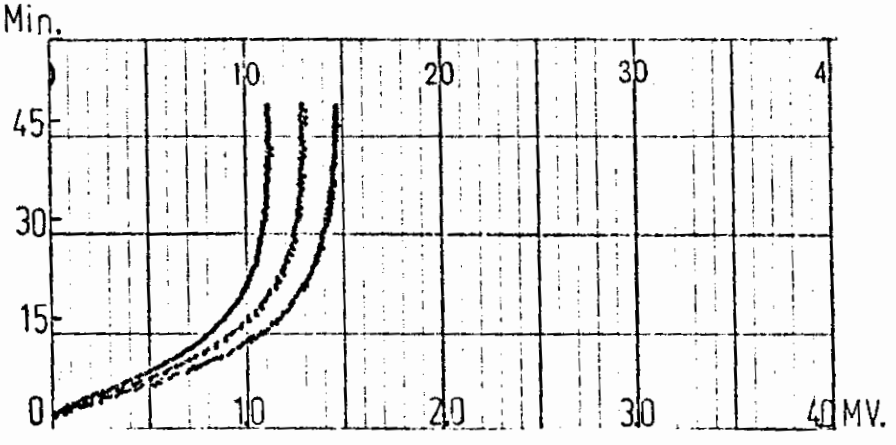
$v = 1.543$ $\quad \ell = 25{,}35 \times 10^{-3}$ $\quad 2\delta = 1{,}59 \times 10^{-3}$



θ = 0°



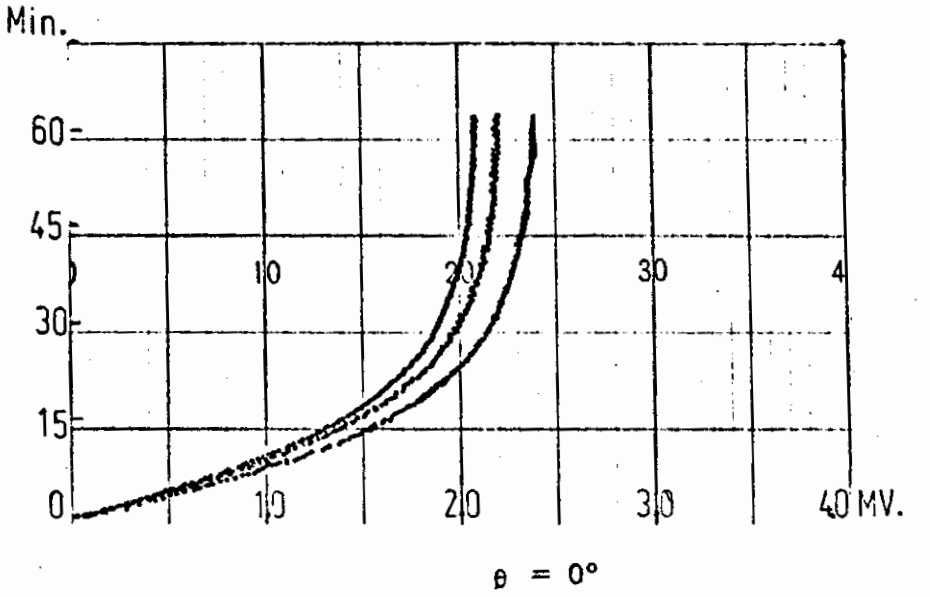
θ = 90°



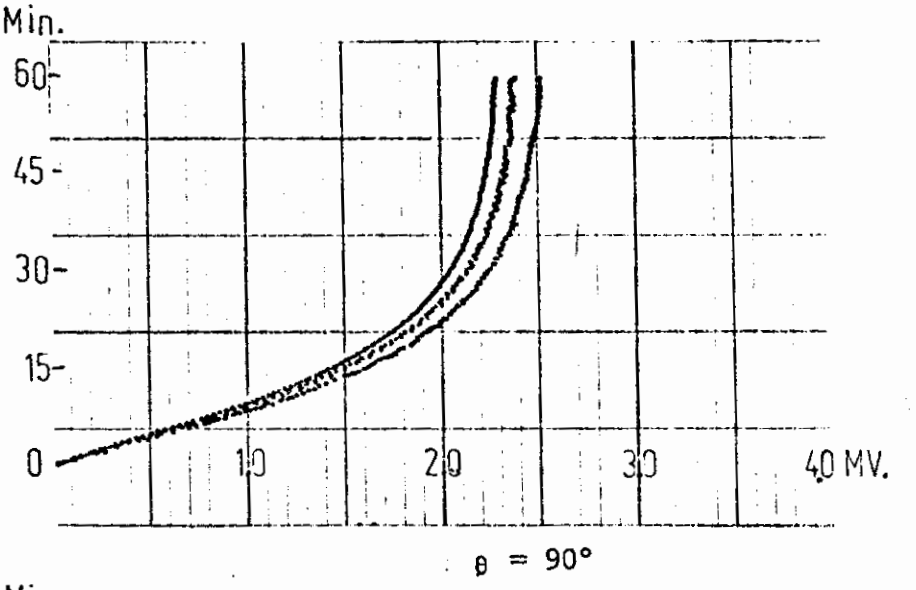
θ = 180°

GRAFICO Nº 21.- COMPORTAMIENTO TERMICO DE CILINDRO ALETEADO

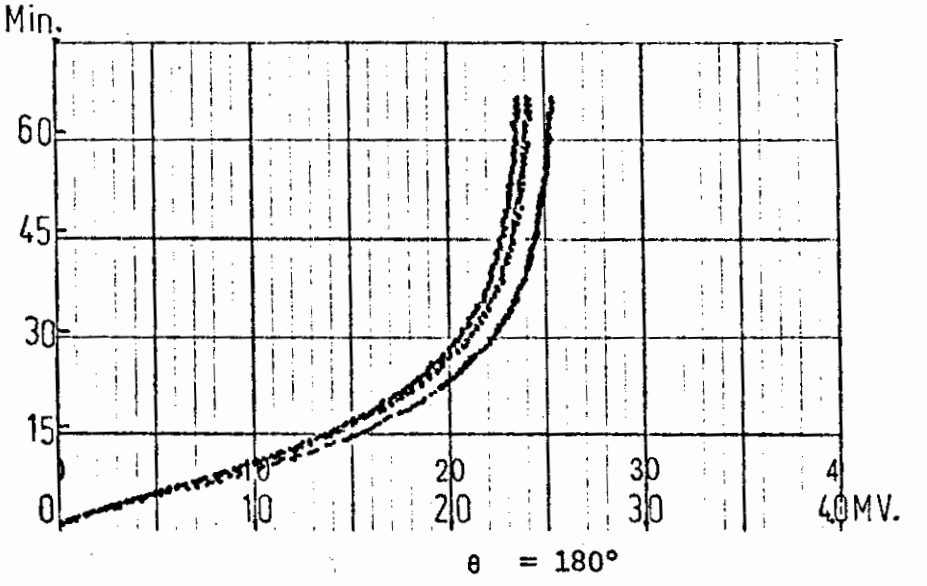
v = 2.150 $\ell = 25{,}35 \times 10^{-3}$ $2\delta = 1{,}59 \times 10^{-3}$



$\theta = 0°$



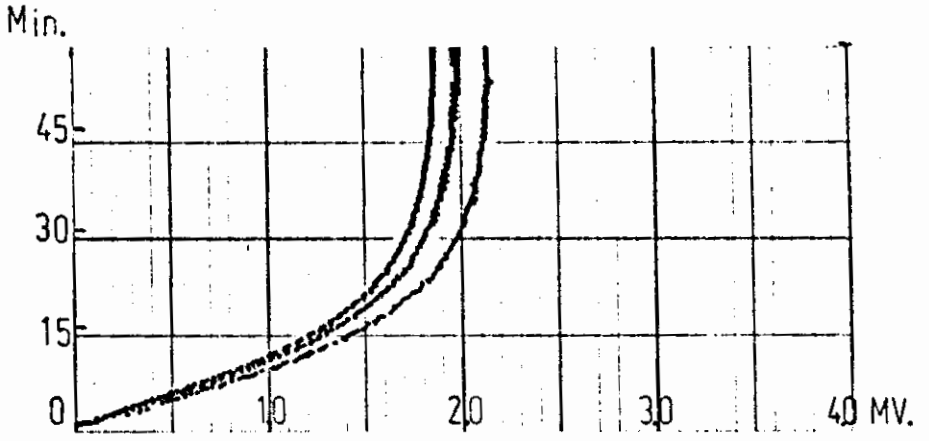
$\theta = 90°$



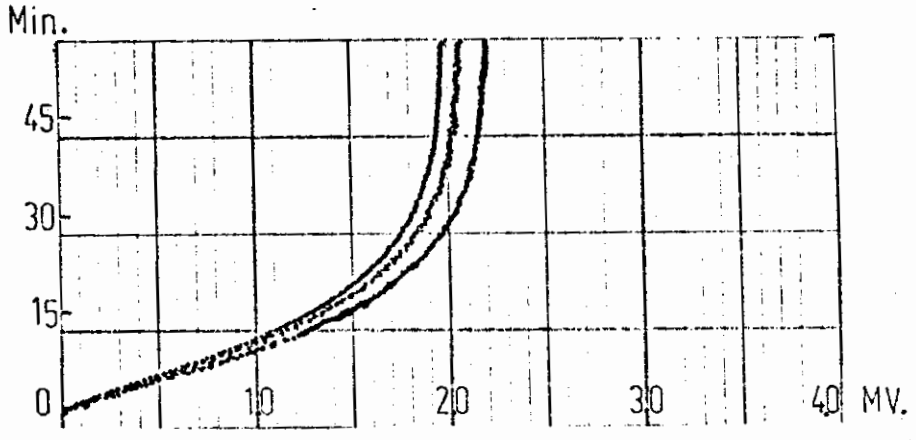
$\theta = 180°$

GRAFICO Nº 22.- COMPORTAMIENTO TERMICO DE CILINDRO ALETEADO

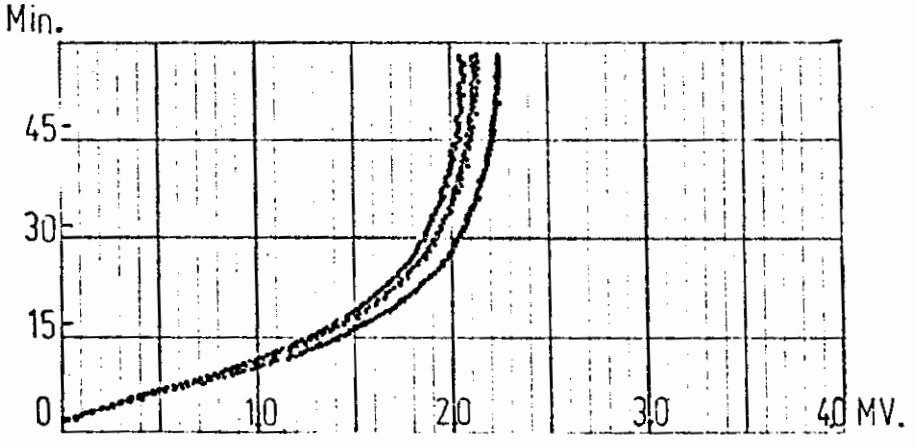
$v = 1.254$ $\quad \ell = 19.00 \times 10^{-3}$ $\quad 2\delta = 1.59 \times 10^{-3}$



$\theta = 0°$



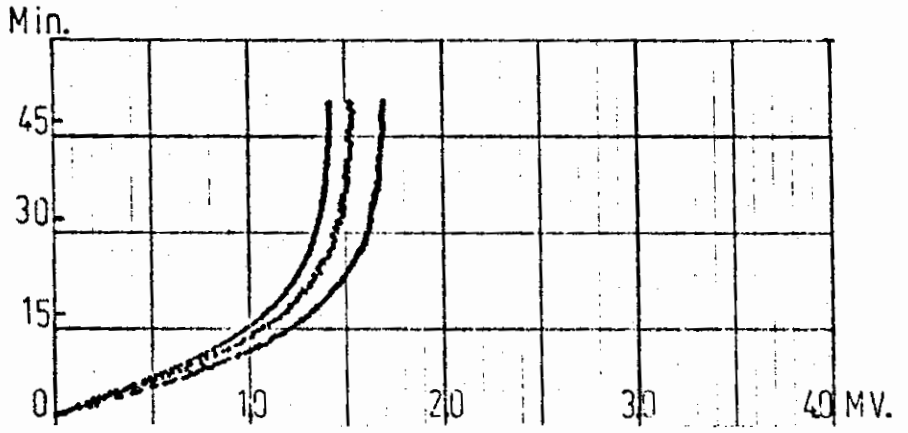
$\theta = 90°$



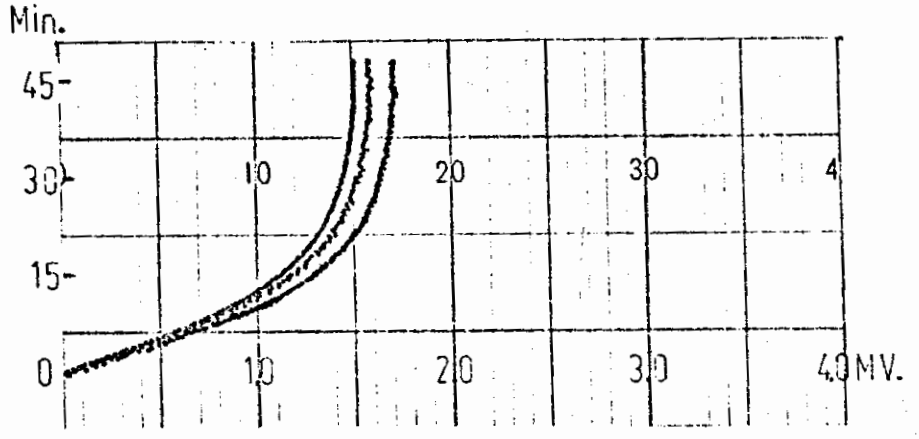
$\theta = 180°$

GRAFICO Nº 23.- COMPORTAMIENTO TERMICO DE CILINDRO ALETEADO

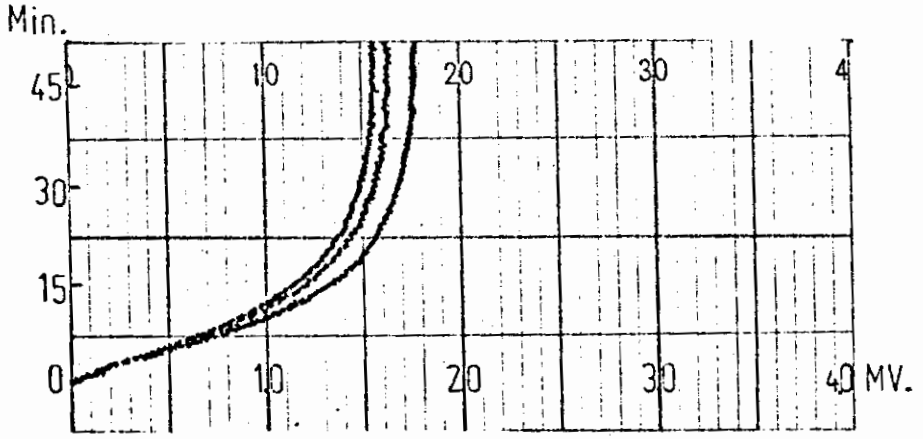
$v = 1.543$ $\quad \ell = 19{,}00 \times 10^{-3}$ $\quad 2\delta = 1{,}59 \times 10^{-3}$



θ = 0°



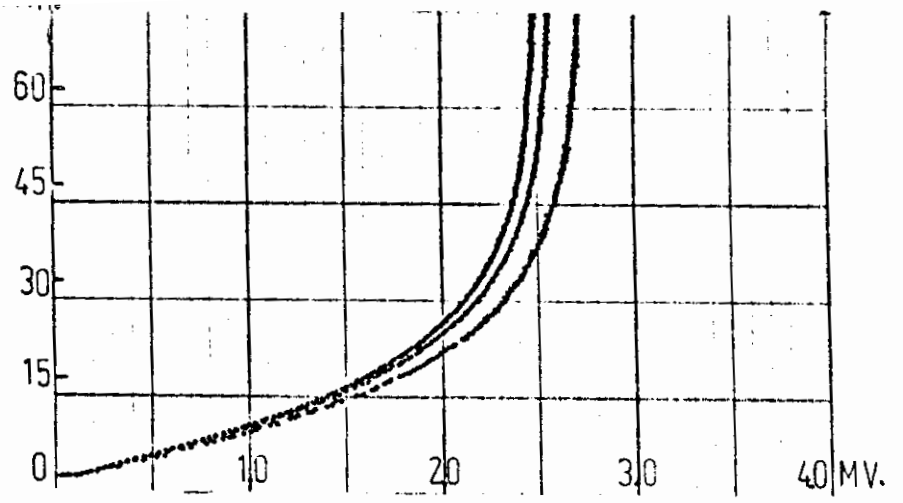
θ = 90°



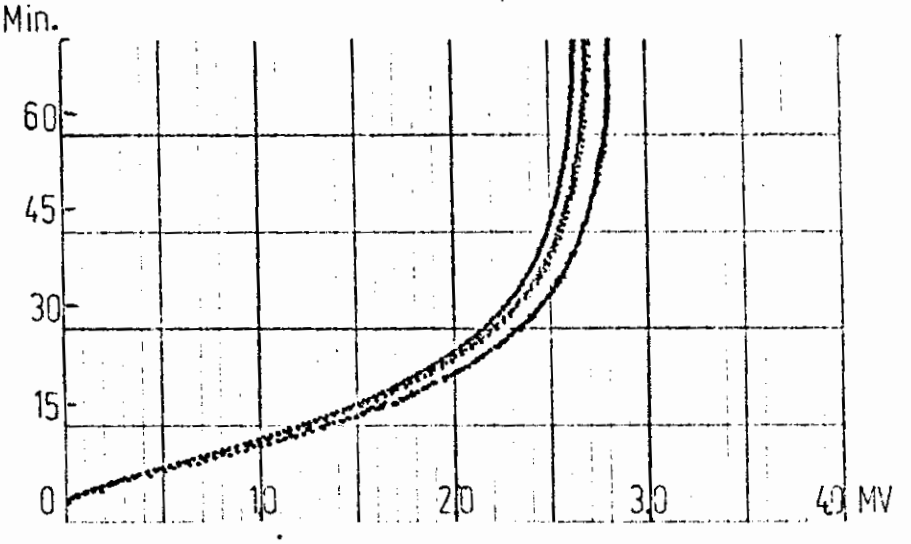
θ = 180°

GRAFICO Nº 24.- COMPORTAMIENTO TERMICO DE CILINDRO ALETEADO

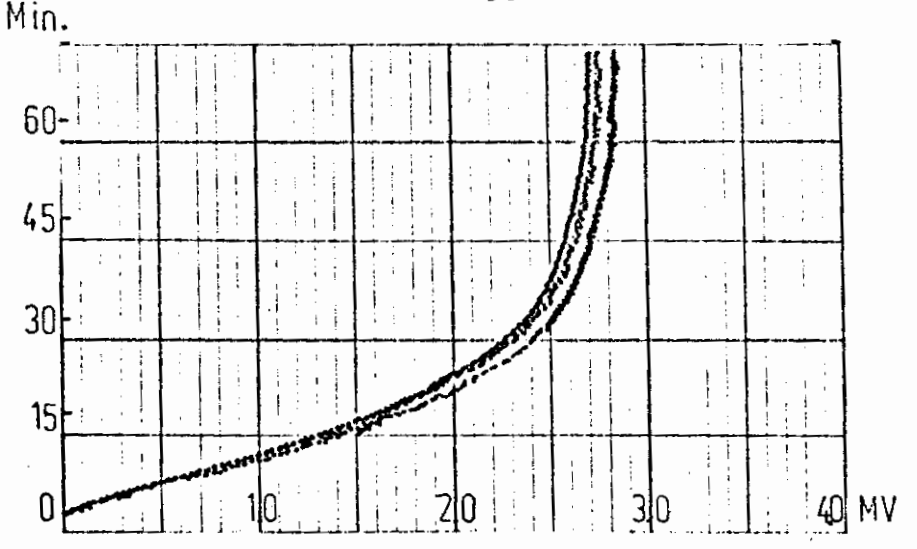
v = 2.150 $\quad \ell = 19.00 \times 10^{-3} \quad 2\delta = 1{,}59 \times 10^{-3}$



$\theta = 0°$



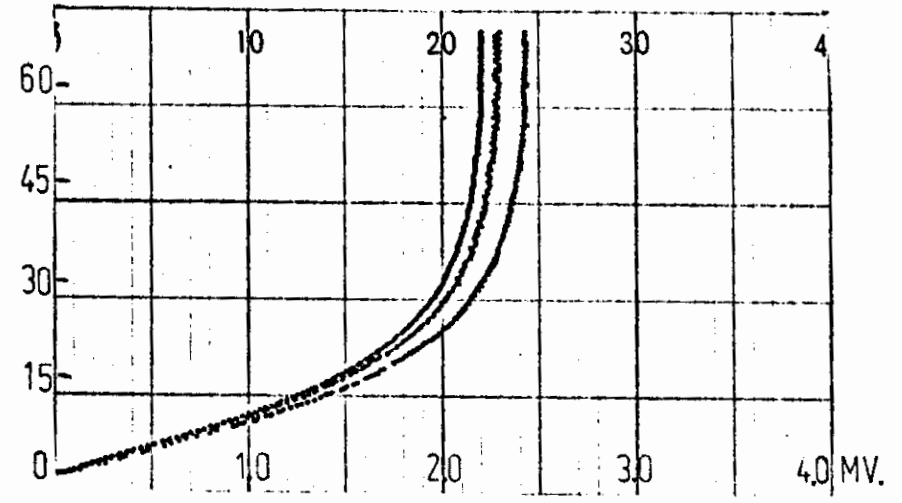
$\theta = 90°$



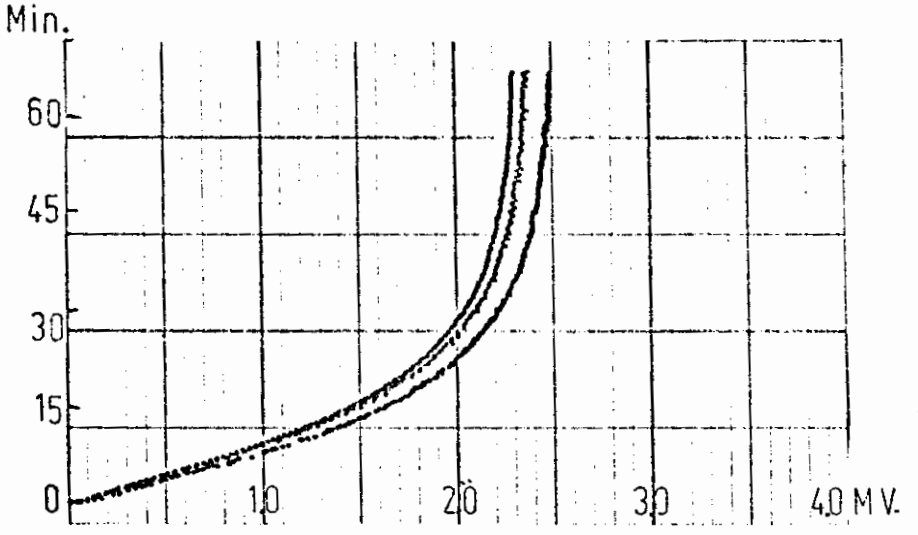
$\theta = 180°$

GRAFICO Nº 25.- COMPORTAMIENTO TERMICO DE CILINDRO ALETEADO

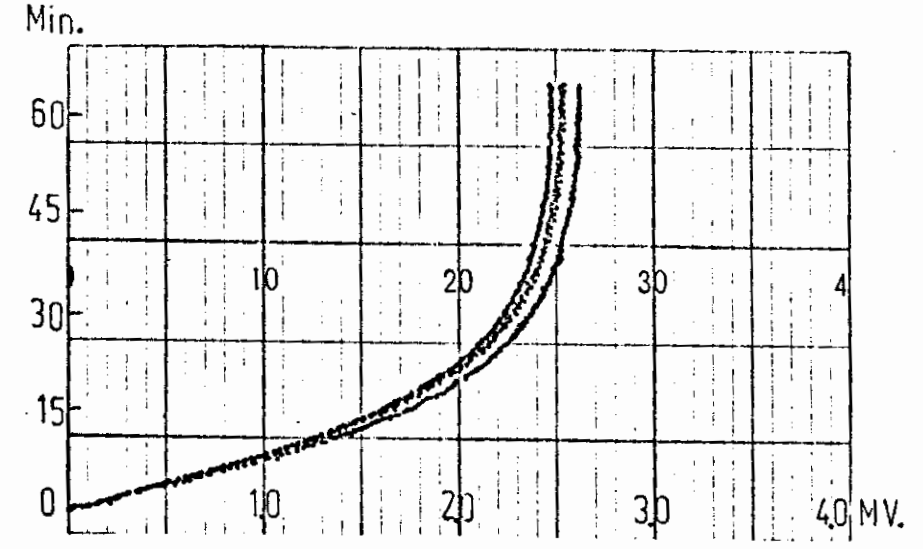
$v = 1.254$ $\quad \ell = 15.80 \times 10^{-3}$ $\quad 2\delta = 1,59 \times 10^{-3}$



θ = 0°



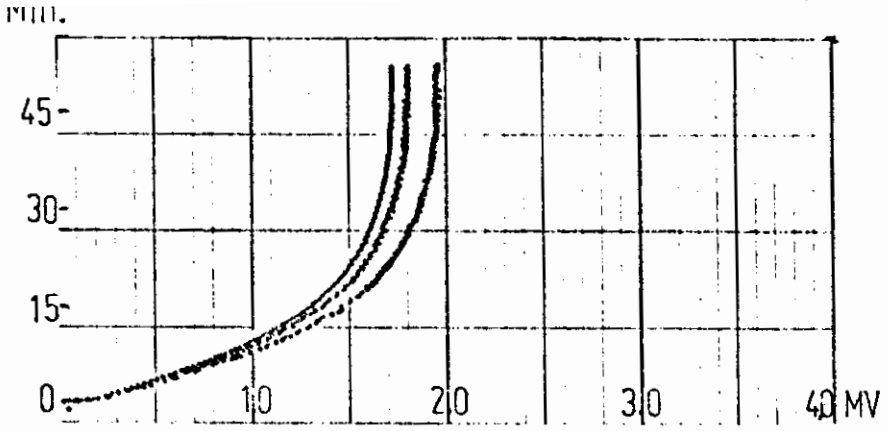
θ = 90°



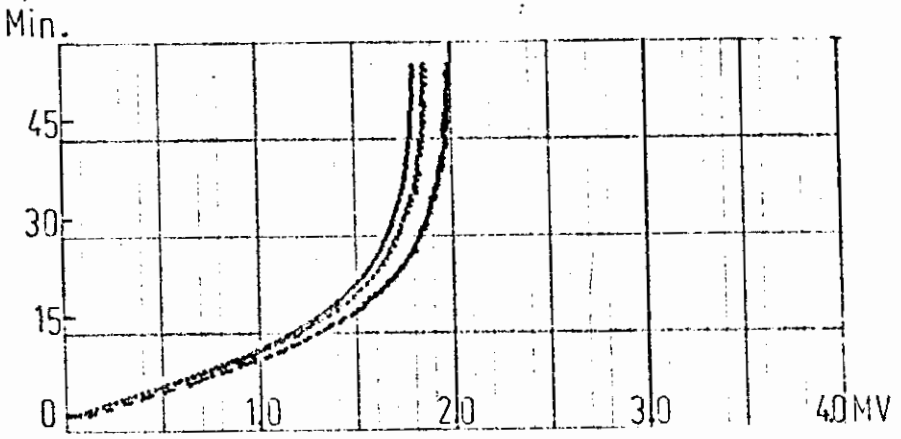
θ = 180°

GRAFICO Nº 26.- COMPORTAMIENTO TERMICO DE CILINDRO ALETEADO

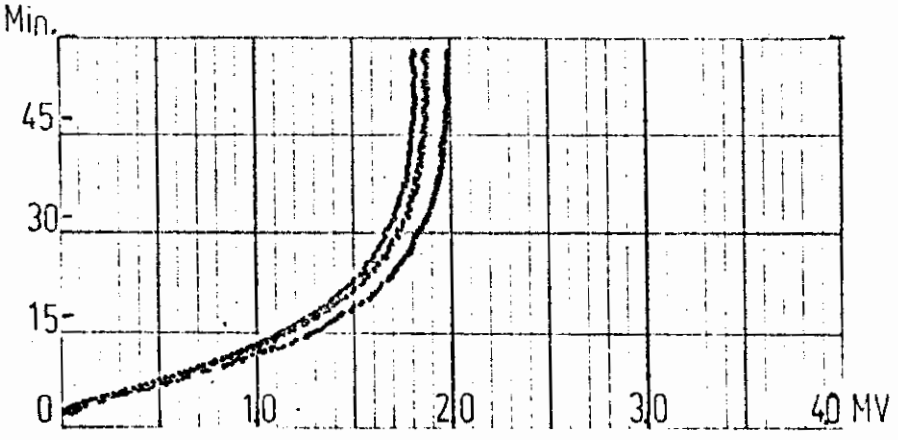
v = 1.543 $\ell = 15.80 \times 10^{-3}$ $2\delta = 1,59 \times 10^{-3}$



θ = 0°



θ = 90°



θ = 180°

GRAFICO Nº 27.- COMPORTAMIENTO TERMICO DE CILINDRO ALETEADO

v = 2.150 $\ell = 15{,}80 \times 10^{-3}$ $2\delta = 1{,}59 \times 10^{-3}$

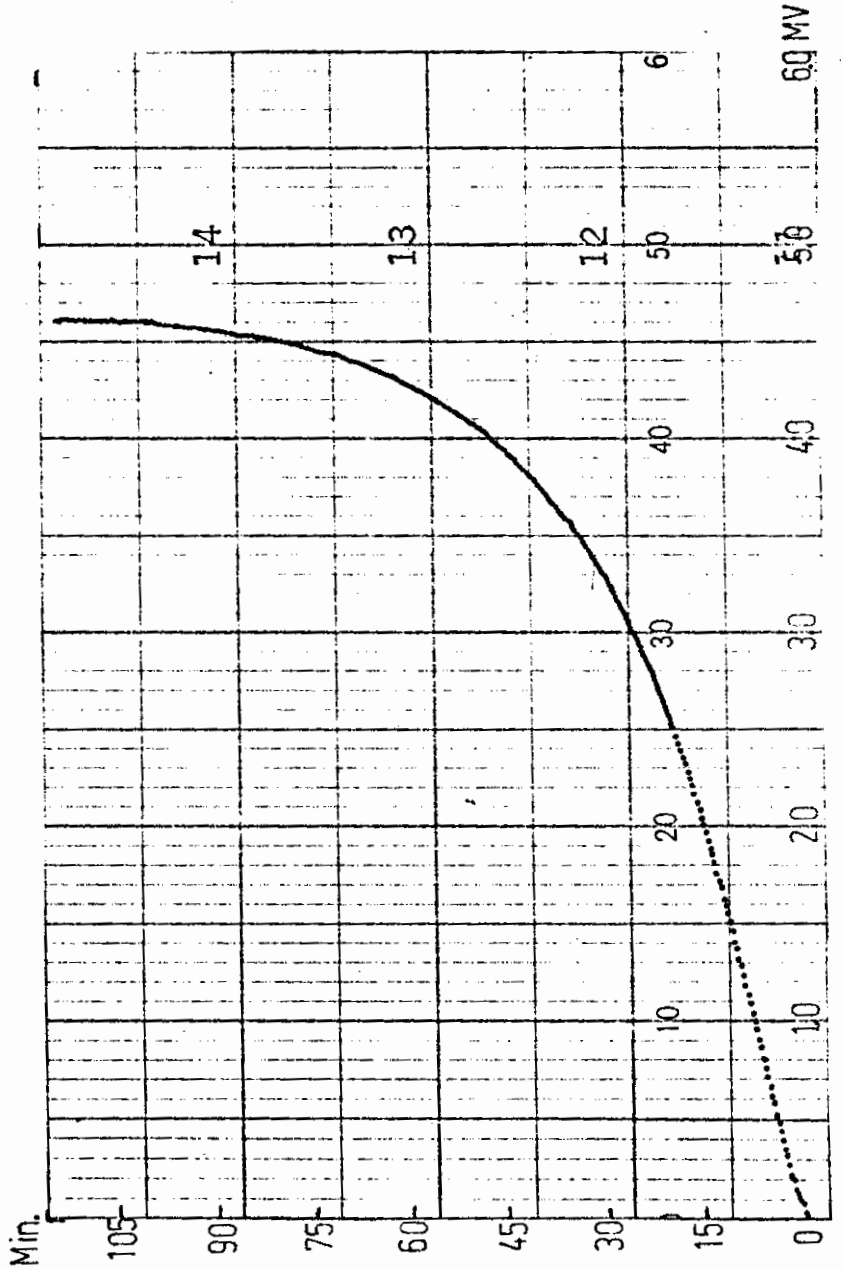
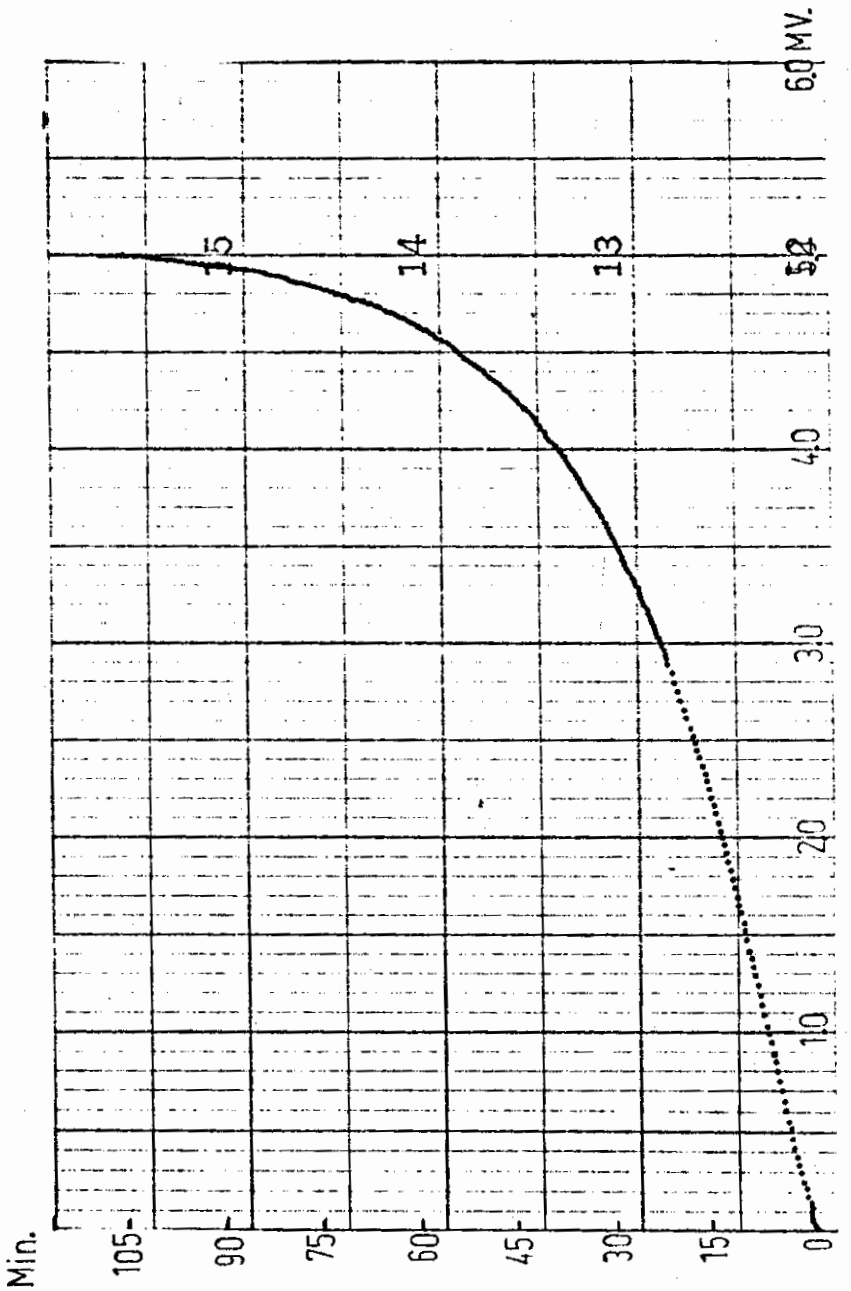


GRAFICO Nº 28.- COMPORTAMIENTO TERMICO DE CILINDRO LISO

$\theta = 0°$

$v = 1.254$



$\theta = 90°$

GRAFICO Nº 29.- COMPORTAMIENTO TERMICO DE CILINDRO LISO

$v = 1.254$

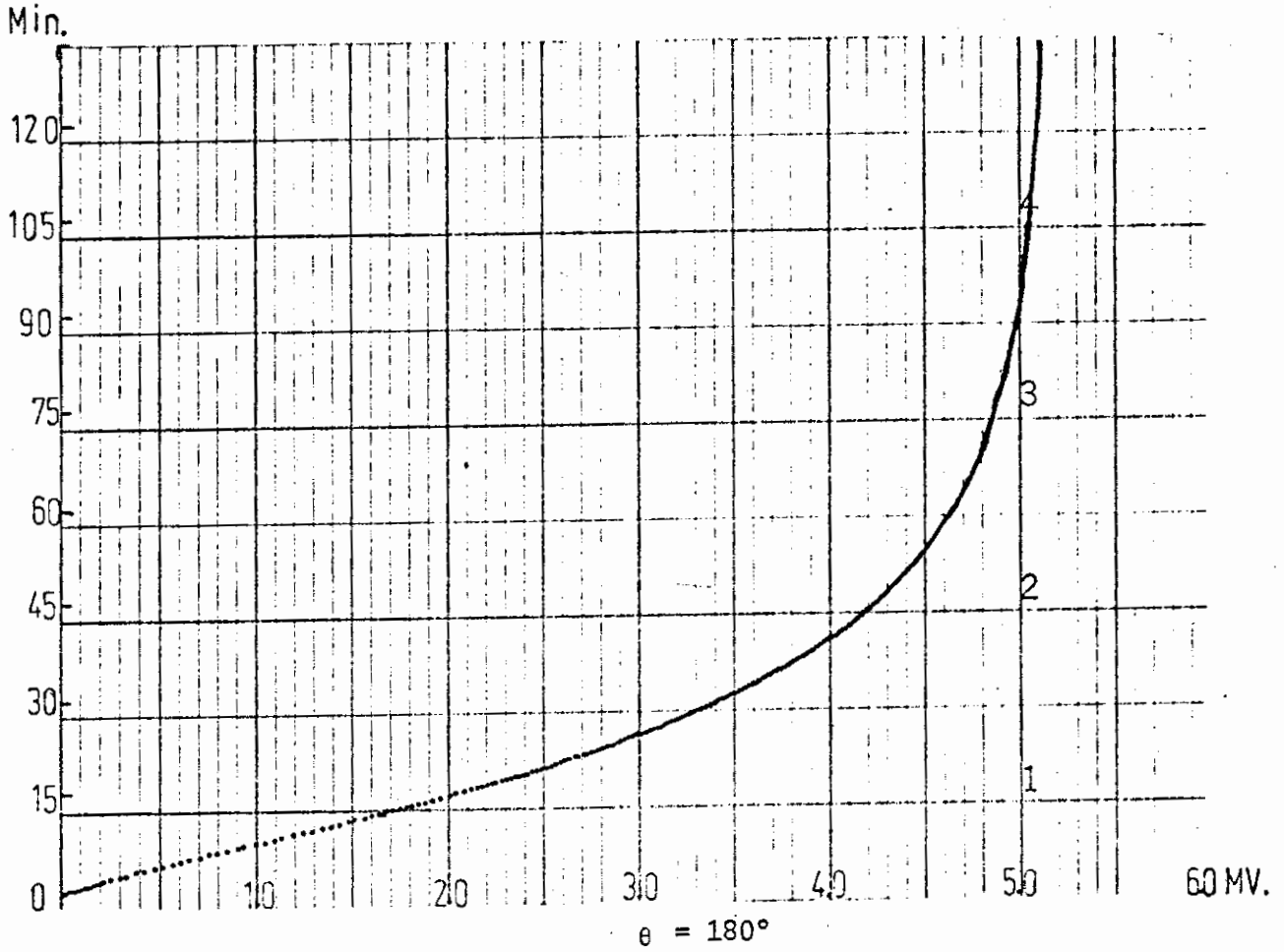


GRAFICO Nº 30.- COMPORTAMIENTO TERMICO DE CILINDRO LISO

v = 1.254

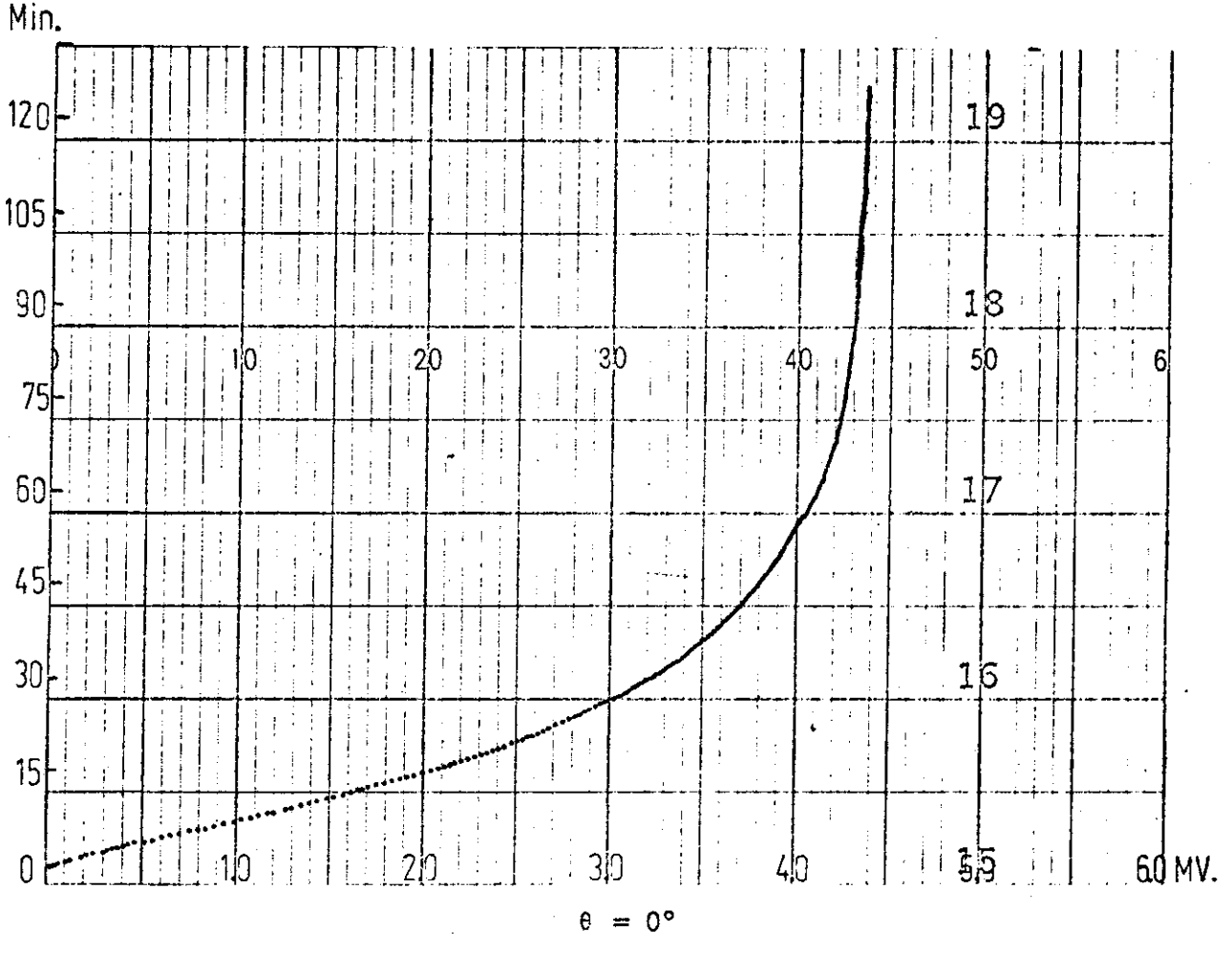


GRAFICO Nº 31.- COMPORTAMIENTO TERMICO DE CILINDRO LISO

v = 1.543

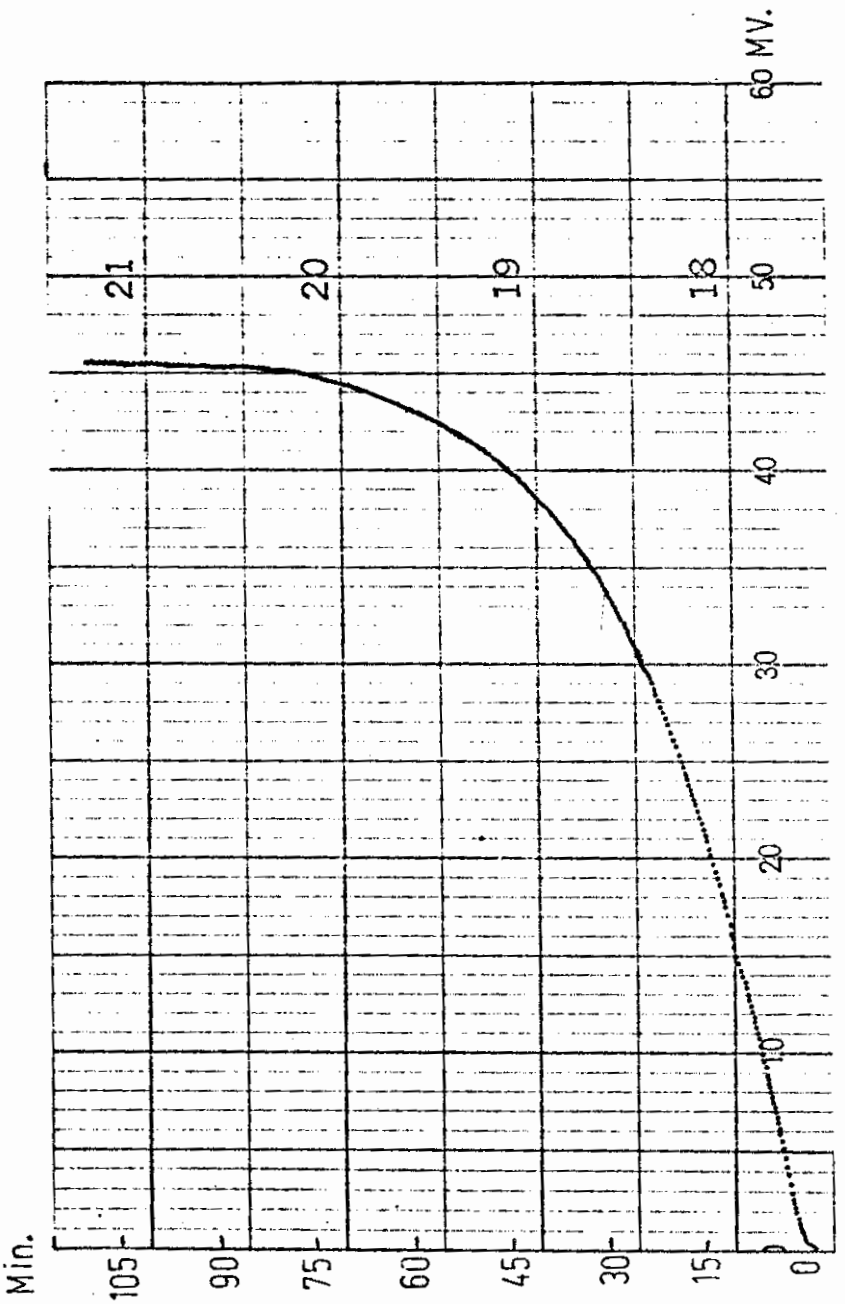


GRAFICO Nº 32.- COMPORTAMIENTO TERMICO DE CILINDRO LISO

$\theta = 90°$

$v = 1.543$

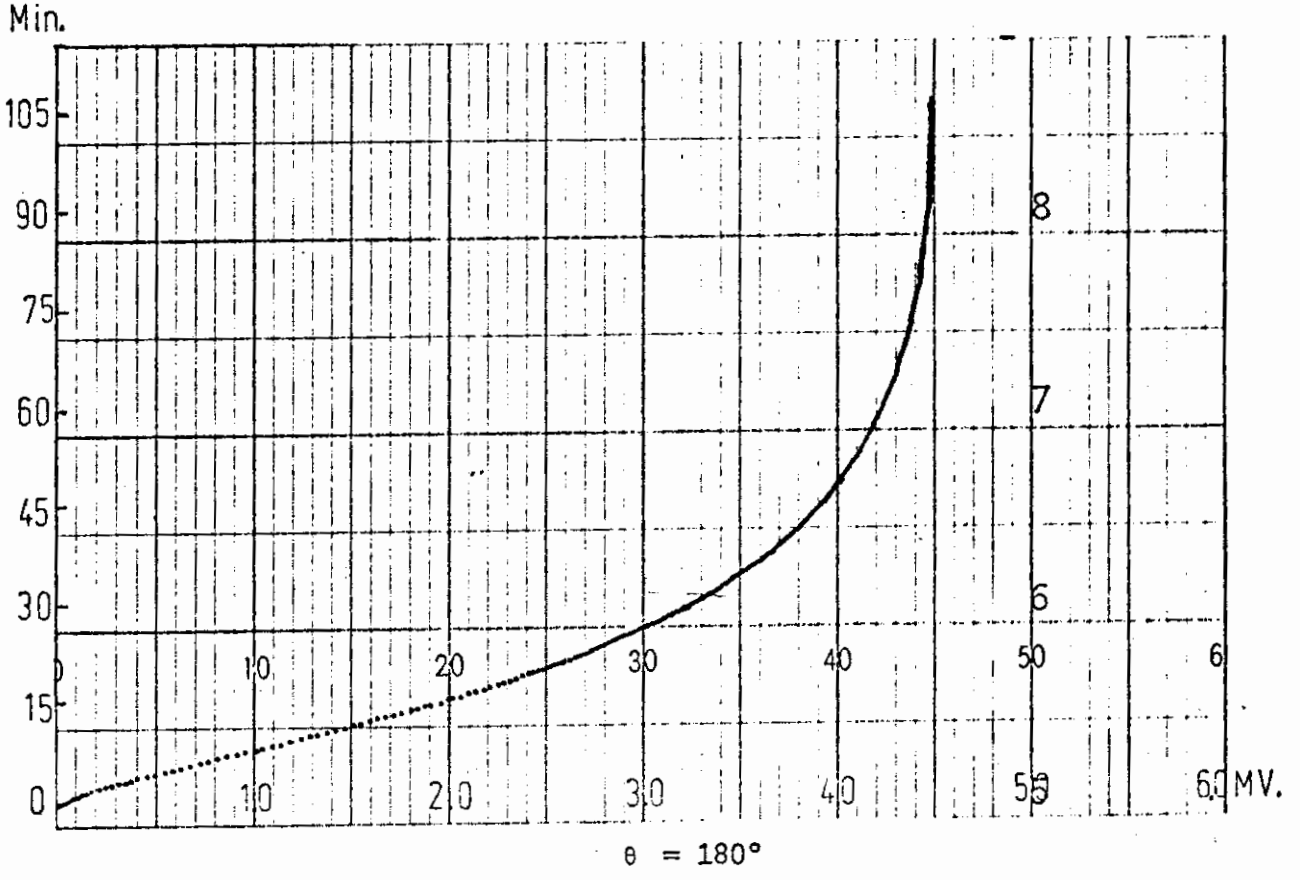


GRAFICO Nº 33.- COMPORTAMIENTO TERMICO DE CILINDRO LISO

v = 1.543

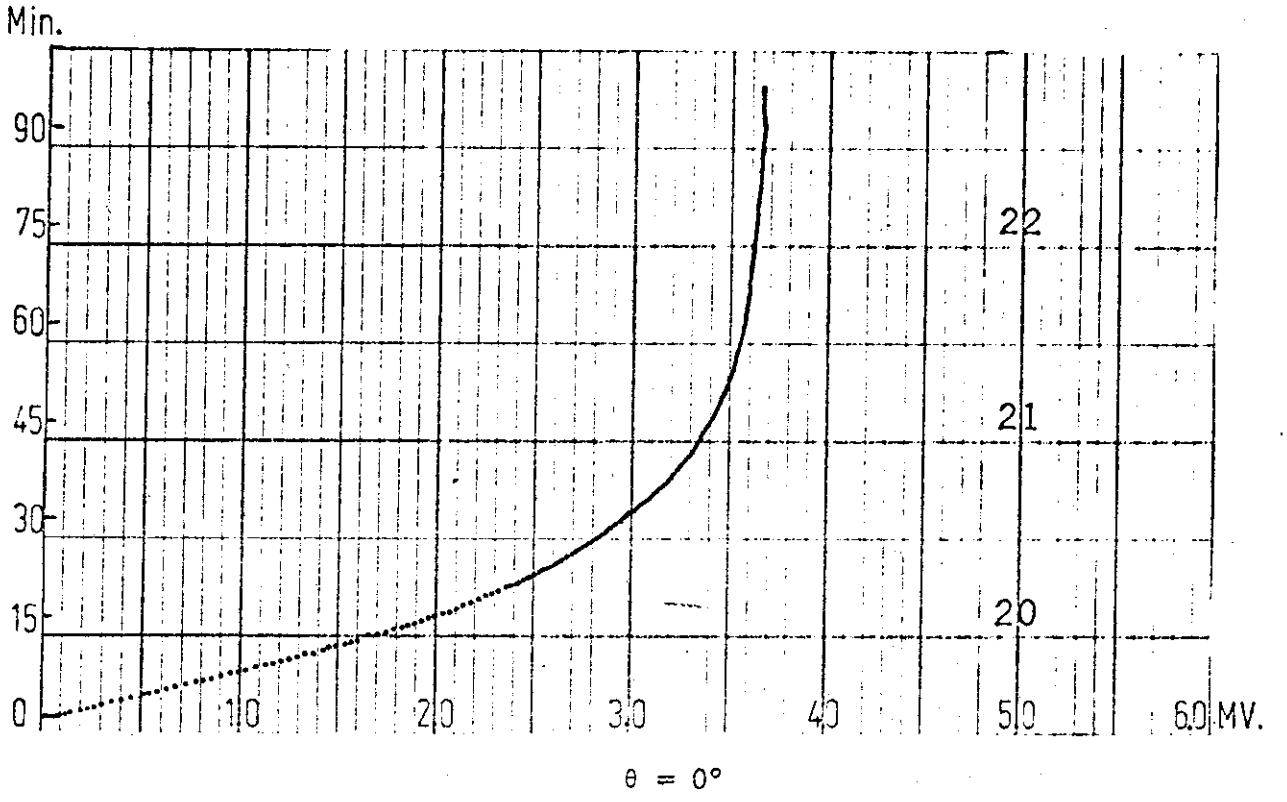
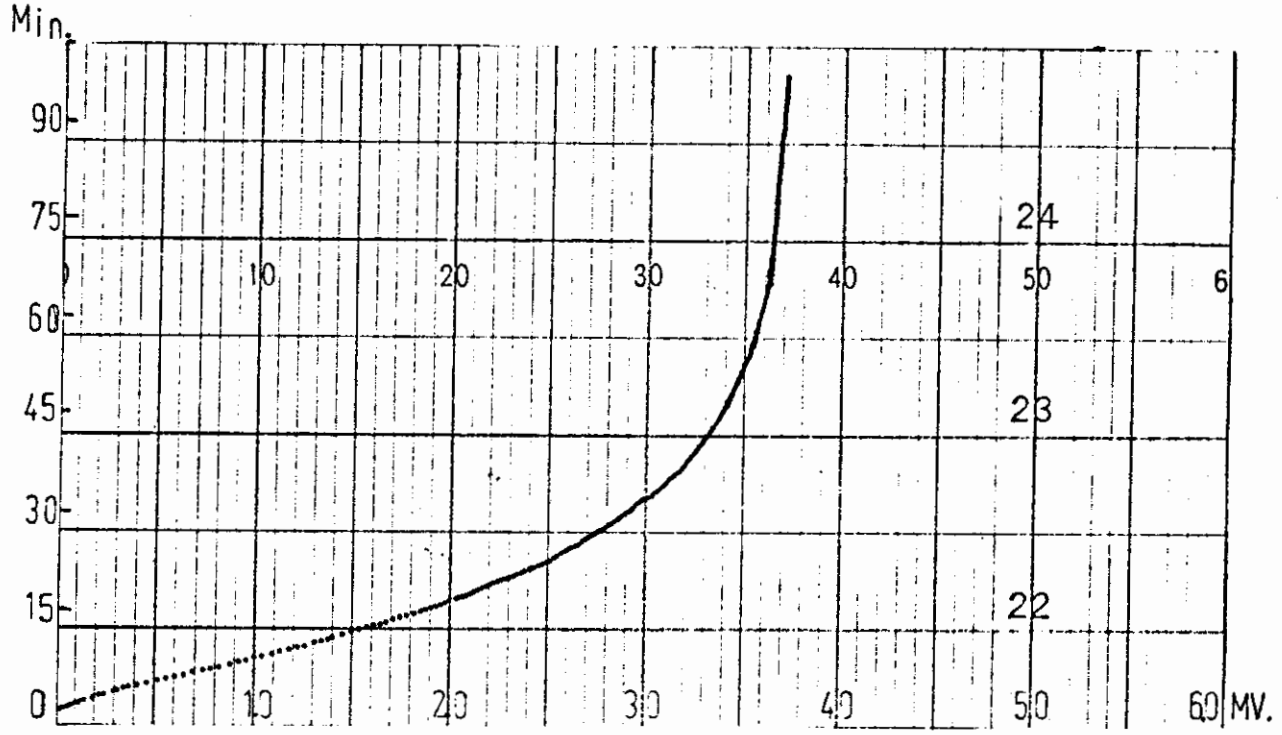


GRAFICO Nº 34.- COMPORTAMIENTO TERMICO DE CILINDRO LISO

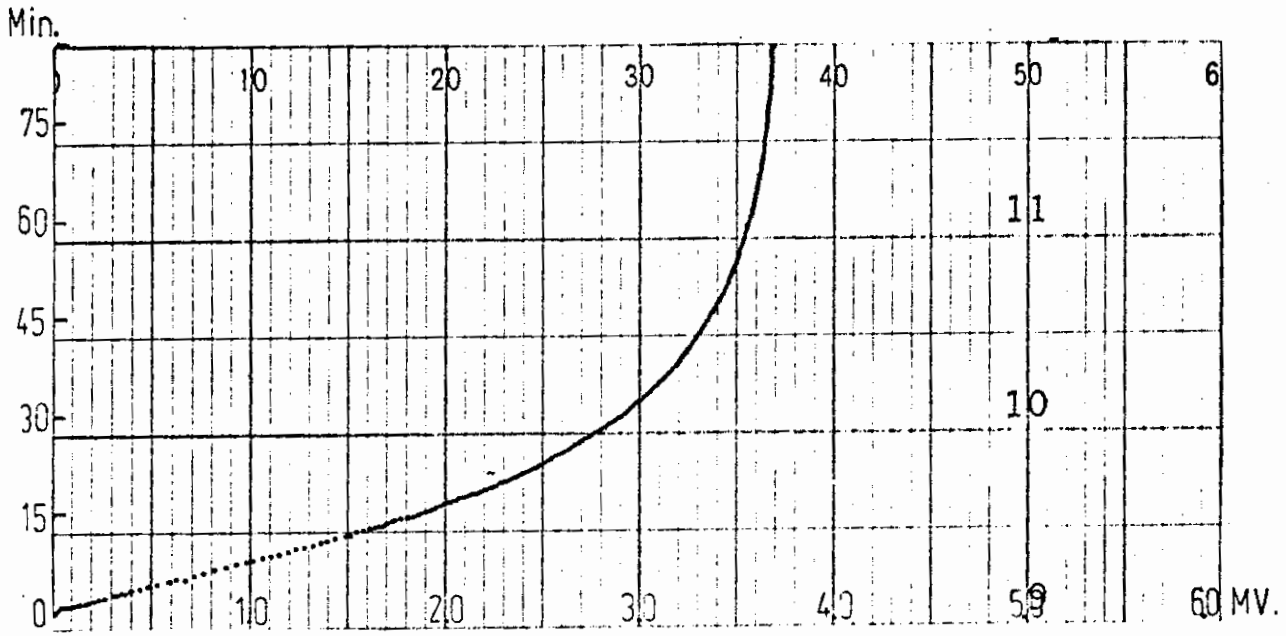
v = 2.150



θ = 90°

GRAFICO Nº 35.- COMPORTAMIENTO TERMICO DE CILINDRO LISO

v = 2.150



e = 180°

GRAFICO Nº 36.- COMPORTAMIENTO TERMICO DE CILINDRO LISO

v = 2.150

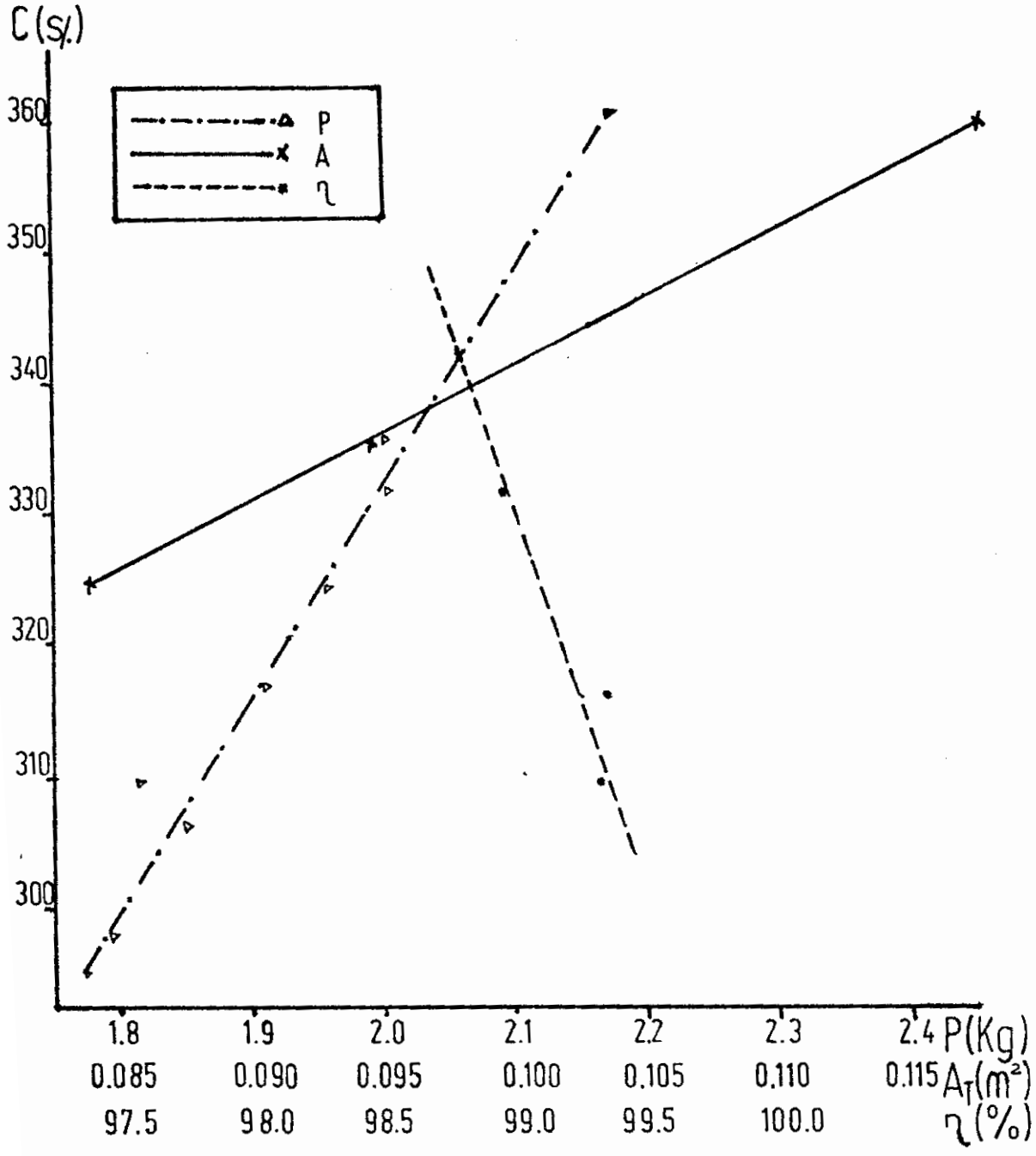


GRAFICO Nº 37.- EVALUACION DEL CILINDRO ALETEADO OPTIMO

C. CALCULOS EFECTUADOS

1. Medición de la velocidad del aire

La velocidad del flujo de aire, se la mide usando un pitómetro, el cual hace que en el manómetro, el líquido señale la presión dinámica en cms. de agua.

Aplicando la ecuación de Bernoulli entre la entrada del túnel de viento, punto 1, y el pitómetro, punto 2, tenemos que:

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + z_1 = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + z_2$$

En el túnel $z_1 = z_2$ y en el punto 2, tenemos condiciones de estancamiento, por lo tanto la velocidad en ese punto es cero.

Con estas condiciones escribimos:

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} = \frac{P_2}{\gamma} \; ; \; \frac{V_1^2}{2g} = \frac{P_2}{\gamma} - \frac{P_1}{\gamma}$$

$$V_1 = \sqrt{\frac{2g}{\gamma}(P_2 - P_1)_{aire}} \qquad 4.a.1.$$

Antes de seguir adelante, se harán dos consideraciones; la primera es que a la expresión 4.a.1, se la debe multiplicar por un factor de corrección, debido al obstáculo que presenta la boca del pitómetro al flujo de aire, siendo el

perfil de la punta del pitómetro de tipo elipsoidal, el factor de corrección es igual a 0.997, el mismo que para efectos prácticos y por acercarse a la unidad, se lo toma igual a ella.

La segunda consideración es que la velocidad V_1, no es constante a través de toda el área transversal del túnel, por lo tanto, para evitar tener complicaciones, se toma el valor medio de la velocidad, y este valor viene dado por la Fig. 17.

Así, la expresión 4.a.1 quedará

$$V_1 = K\sqrt{\frac{2g}{\gamma}\,(P_2-P_1)_{aire}}$$

Ahora:

$$P_2 - P_1 = H_{aire}\,\gamma_{aire}$$

$$H_{aire}\,\gamma_{aire} = H_{agua}\,\gamma_{agua}$$

$$H_{agua} = \frac{(H\gamma)_{aire}}{\gamma_{agua}}$$

donde: $\gamma_{agua} = 101.53 \quad \frac{UTM}{m^3}$

$$\gamma_{aire} = 0.1188 \quad \frac{UTM}{m^3}$$

entonces:

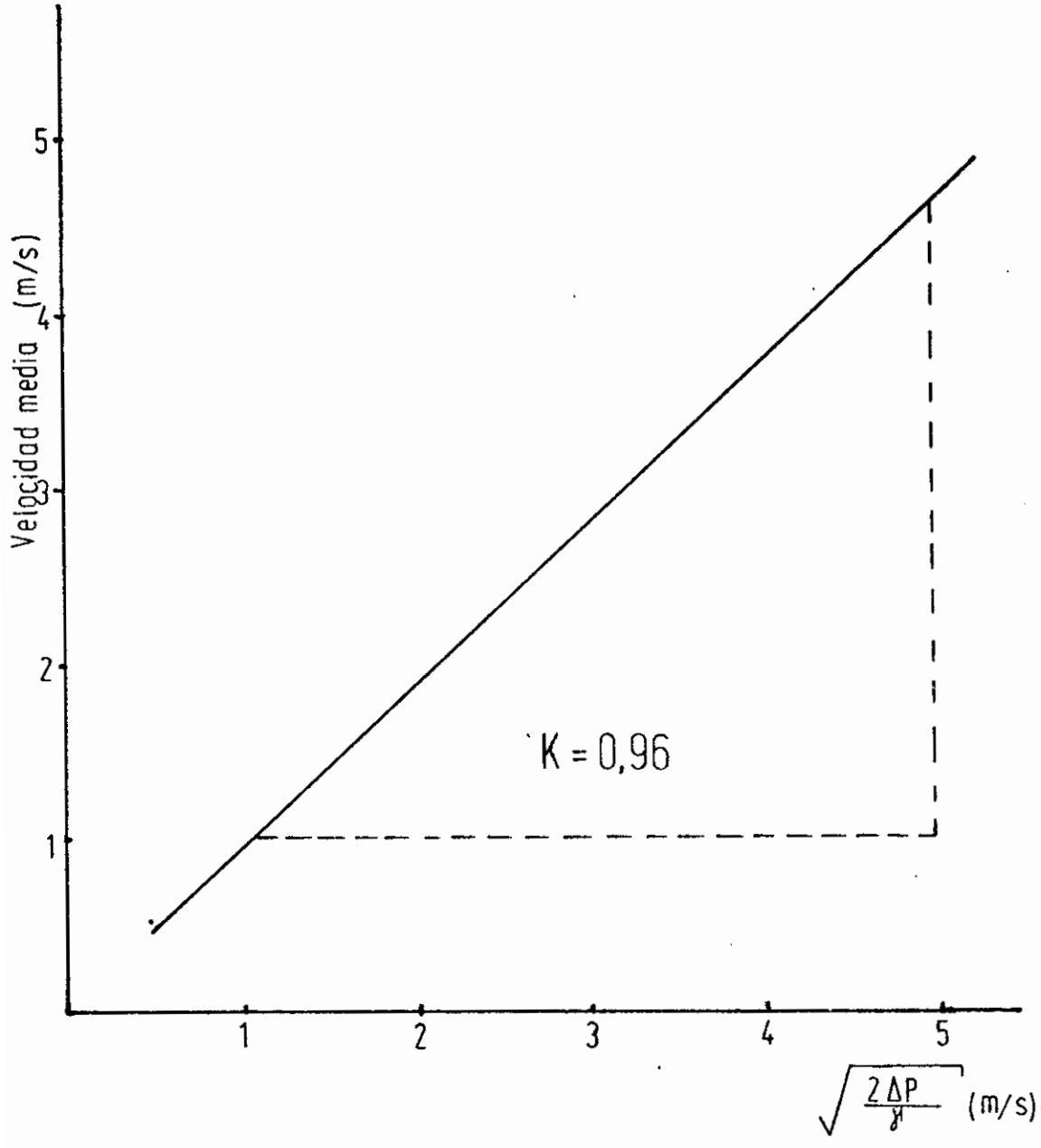


FIG. 17.- FACTOR DE CORRECCION DE ENTRADA DEL TUNEL DE VIENTO

$$V_{aire} = K \sqrt{\frac{(2)(9.81)}{0.1188}} \times (101.53)\ H_{agua}$$

$$V_a = 129.49\ K \sqrt{H_{agua}}$$

2. Diseño de modelos

Modelo liso

Se sabe por el análisis hecho en el capítulo 3, sección A, que la ley que rige la transferencia de calor en cilindros lisos, está dada por:

$$q = -k(2\pi rL)\frac{dT}{dr}$$

Separando variables, e integrando entre límites:

$$dT = -\frac{q\,dr}{k\ 2\pi\ rL}$$

$$\int_{T_a}^{T_o} dT = -\frac{q}{2\pi\ kL}\int_{r_a}^{r_o}\frac{dr}{r}$$

$$(T_o - T_a) = -\frac{q}{2\pi\ kL}\ (\text{Ln}\ r_o - \text{Ln}\ r_a)$$

$$(T_o - T_a) \times \frac{2\pi\ kL}{q} = -\text{Ln}\frac{r_o}{r_a}$$

$$\frac{r_o}{r_a} = e^{\frac{2\pi kL(T_a - T_o)}{q}}$$

$$r_o = r_a\ e^{\frac{2\pi\ kL(T_a - T_o)}{q}}$$

De esta última relación, todos los valores son conocidos,

a excepción de T_o y r_o. Si seleccionamos un T_o conveniente, habremos encontrado el r_o.

3. Cilindros aleteados

Para estos modelos, las medidas seleccionadas fueron arbitrarias, ya que la relación 3.B.17, depende de algunos parámetros desconocidos, cuyos valores los estableceremos mediante los experimentos que se realizaron. Sin embargo, se tomó en cuenta las medidas y dimensiones que se obtuvieron en el diseño de los cilindros lisos. Para la selección de los radios de las aletas y de los espesores, así como del número de aletas, se estableció como límites, las medidas interiores de la sección de pruebas, cuidando de que no sea demasiado grande el radio exterior para evitar la formación de turbulencias de mucha magnitud; así también la distancia entre aletas, debió ser lo suficientemente espacioso, para que se pueda colocar las termocuplas con alguna facilidad.

4. Cálculo de eficiencia

Para el cálculo de la eficiencia del cilindro aleteado, nos referiremos a las ecuaciones 3.B.18 y 3.B.19.

Con la ecuación 3.B.18, calculamos las eficiencias de las

aletas, para cada toma de temperaturas y para cada condición establecida en el procedimiento experimental.

$$e_a = \frac{h_f \left[Aa\ \Delta\bar{T} + Ab\ \Delta Ti \right]}{h_o\ \Delta To\ (Aa + Ab)} \qquad 3.B.18$$

$$e_a = \frac{h_f \left[(2)\ \pi\ (r_i^2 - r_o^2)\ \Delta\bar{T} + 2\pi\ r_i (2\delta) Ti \right]}{h_o\ \Delta T_o\ \left[(r_i^2 - r_o^2) 2\pi + 2\pi\ r_i (2\delta) \right]}$$

$$e_a = \frac{h_f \left[(r_i^2 - r_o^2)\ \Delta\bar{T} + r_i\ (2\delta)\ T_i \right]}{h_o\ \Delta To\ \left[(r_i^2 - r_o^2) + r_i (2\delta) \right]}$$

Como observamos, todos los elementos de la ecuación son conocidos, a excepción de h_f y h_o, así que para obtener el valor de la eficiencia, debemos establecer primero - los valores de h_f y h_o.

Sabemos que para todos los experimentos, se mantuvo constante el flujo de calor, el cual se estableció en 150 wtts. Por lo tanto, plantearemos un balance de energía:

$$150 = Q_c + 5Q_a$$

$$150 = Ac\ h_f\ \Delta To + 5 \left[Aa\ h_f\ \Delta\bar{T} + Ab\ h_f\ \Delta Ti \right]$$

$$150 = h_f \left[Ac\ \Delta To + 5\ (Aa\ \Delta\bar{T} + Ab\ \Delta Ti) \right]$$

$$h_f = \frac{150}{Ac\ \Delta To + 5\ (Aa\ \Delta\bar{T} + Ab\ \Delta Ti)}$$

$$h_f = \frac{23,8732}{r_o\,[L-5(2\,\delta)]\Delta T_o + 5\,[(r_i^2 - r_o^2)\,\Delta\bar{T} + r_i\,(2\delta)\,\Delta T_i]}$$

Para la obtención de h_o, recordaremos que éste valor, es un valor supuesto, en el caso de que todo el cilindro aleteado estuviese a la temperatura de la superficie cilíndrica, es decir, a la temperatura de la base de la aleta, haciendo un balance de energía, con las condiciones establecidas anteriormente, tenemos:

$$150 = h_o\,A_c\,\Delta T_o + 5\,[A_a\,h_o\,\Delta T_o + A_b\,h_o\,\Delta T_o]$$

$$150 = h_o\,[A_c\,\Delta T_o + 5\,(A_a\,\Delta T_o + A_b\,\Delta T_o)]$$

$$h_o = \frac{150}{\Delta T_o\,[A_c + 5\,(A_a + A_b)]}$$

$$h_o = \frac{150}{\Delta T_o\,\{2\,\pi r_o[\,L-5(2\delta)] + 5\,[2\,\pi\,(r_i^2 - r_o^2) + 2\,\pi\,r_i(2\delta)]\}}$$

$$h_o = \frac{23,8732}{\{r_o\,[L - 5\,(2\delta)] + 5\,[\,(r_i^2 - r_o^2) + r_i(2\delta)]\}\Delta T_o}$$

Con el dato de la eficiencia de la aleta, pasamos a encontrar la eficiencia del cilindro aleteado, para el efecto, citaremos la ecuación 3.B.19:

$$\eta_a = 1 - \frac{A_c + A_b}{A_T}\,(1 - \bar{e}) \qquad 3.B.19$$

$$\eta_a = 1 - \frac{5(2)\ \pi(r_i^2 - r_o^2) + 2\pi r_i(2\delta)\ (5)}{2\pi r_o\left[L-5(2\delta)\right] + 5(2\pi)(r_i^2 - r_o^2) + 5(2\pi)\ r_i(2\delta)}\ (1-\bar{e})$$

$$\eta_a = 1 - \frac{5\left[(r_i^2 - r_o^2) + r_i\ (2\ \delta)\right]}{r_o\left[L - 5(2\delta)\right] + 5\left[(r_i^2 - r_o^2) + r_i\ (2\delta)\right]}\ (1 - \bar{e}\ )$$

Con esta última relación, obtenemos la eficiencia de todo el cilindro donde $\bar{e}$, es la eficiencia promedio de la aleta. Se toma el valor medio, ya que hacer referencia a una eficiencia del cilindro aleteado que varíe con la toma de posición de temperaturas, no tiene sentido, además la eficiencia del cilindro aleteado, no depende de la temperatura directamente.

Para el cálculo de la eficiencia del cilindro liso, utilizamos la ecuación 3.B.20.

$$\eta_L = \frac{\Delta T_o}{\Delta T_{oL}}$$

$$\eta_L = \frac{T_o - T_\infty}{T_{oL} - T_\infty}$$

Una vez, habiendo obtenido η_a y η_L, podremos establecer el incremento que sufre la eficiencia de un cilindro liso, cuando a éste cilindro se le colocan aletas para aumentar la rapidez de transferencia de calor. El incremento se lo determinó mediante la siguiente ecuación:

$$\text{Incremento} = \frac{\eta_a - \eta_L}{\eta_L}$$

5. Cálculo de la transferencia de calor por unidad de peso de la aleta.

Para hallar la cantidad de calor que transfiere una aleta por unidad de peso, recurrimos primero al balance de energía:

$$150 = Q_c + 5Q_a$$

$$Q_a = \frac{150 - Q_c}{5}$$

$$Q_a = \frac{150 - h_f A_c T_o}{5}$$

$$Q_a = \frac{150 - h_f 2 \pi r_o [L - 5(2\delta)] T_o}{5}$$

$$Q_a = 30 - h_f T_o [L - 5(2\delta)] r_o (1,2566)$$

El peso de la aleta viene dado por:

$$W = A_a (2\delta) x \gamma'$$

$$W = \pi(r_i^2 - r_o^2) (2\delta) \gamma'$$

Luego:

$$Q_a/W = \frac{30 - h_f T_o [L - 5(2\delta)] r_o (1,2566)}{\pi (r_i^2 - r_o^2) (2\delta) \gamma'}$$

$$Q_a/W = \frac{9,5493 - 0.4000 r_o h_f T_o [L - 5(2\delta)]}{\gamma' (r_i^2 - r_o^2) (2\delta)}$$

REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

1. S. GOLDSTEIN, Modern Developments in Fluid Dynamics, (New York: Dover Publications, Inc. 1965) Vol. 1, P. 234.

2. TECQUIPMENT LTD., The Multi-Purpose Air Duct and Associated Equipment. (Londres: Research and Development Engineers) p. 7.

3. J.R. WELTY, Fundamentals of Momentum heat and Mass - Transfer. (New York: John Wiley and Sons, 2ª Edition, 1976) p. 734.

4. F. KREITH, Principios de Transferencia de Calor. (México, D.F.: Herrero Hermanos Sucesores, S.A.) pp.7-10, p. 13, p. 60, p. 64.

5. J.R. WELTY, Engineering Heat Transfer. (New York : John Wiley and Sons, 1974) pp. 79-82.

6. G.E. MYERS, Analitical Methods in conduction Heat - Transfer. (New York: Mc Graw Hill, Inc, 1971) pp. 61-63, pp. 206-209.

7. DONALD Q. KERN, Procesos de transferencia de calor (México, D.F., Compañía Editorial Continental, 1974) p. 546, p. 597.

*8. P.J. SCHNEIDER, Conduction Heat Transfer. (Cambridge, Mass, Addison-Wesley Publishing Company, 1955). pp. 82-85.

*9. M. JAKOB, Heat Transfer. (New York, John Wiley and Sons, Inc. Vol. 1, 1949) pp. 232-234.

*10. WILLIAM H. Mc ADAMS, Transmision de Calor. (Madrid, Ediciones del Castillo, S.A. 1964) pp. 231-236.

*11. E.R.G. ECKERT-R. DRAKE, Heat and Mass Transfer. (New York, N.Y.: Mc Graw Hill Book Company, 1959) pp. 43-58.

*12. WARREN ROHSENOW - JAMES HARTNETT, Handbook of Heat - Transfer (New York, Mc Graw Hill, Inc, 1973) pp. 3 - 113 - 3 - 115.

(*) Bibliografía no citada en la tesis.