

D-3022  
Wladimir A.  
06-03-03

ESCUELA SUPERIOR  
POLITECNICA DEL LITORAL

DEPARTAMENTO DE INGENIERIA MECANICA

CONVECCION FORZADA EN CILINDROS CON FUENTE  
DE CALOR Y ALETA RECTANGULAR AXIAL

TESIS DE GRADO

Previa a la Obtención del Título de

INGENIERO MECANICO

POR:

ARTURO MIRANDA VALLEJO

Guayaquil - Ecuador

1978



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 Exámenes y Títulos Profesionales de la ESPOL).



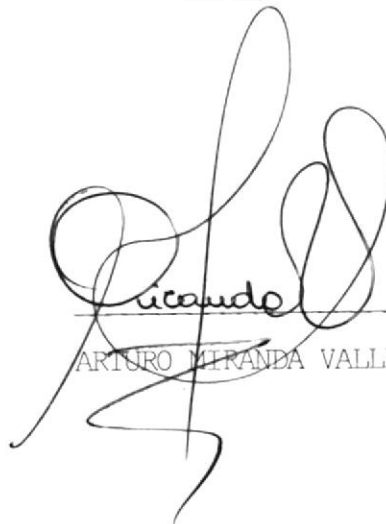
"CONVECCION FORZADA EN CILINDROS CON FUENTE  
DE CALOR Y ALETA RECTANGULAR AXIAL"

DIRECTOR DE TESIS



ING. GALO BETANCOURT S.

AUTOR



ARTURO MIRANDA VALLEJO





CIB-ESPOL

DEDICATORIA

A LA ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA  
DEL LITORAL



CIB-ESPOL

A mis queridos padres, por su siempre  
abnegada ayuda. A mis padres políticos



CIB-ESPOL

A mi esposa y pequeños hijos  
Xavier, Mónica y Mauricio



CIB-ESPOL

## CONTENIDO

CIB-ESPOL  
Pág.

PREFACIO	vi
NOMENCLATURA	vii
1.- INTRODUCCION	1
2.- OBJETO	3
3.- EQUIPO EXPERIMENTAL	4
3.1 Túnel de Viento	4
3.2 Pitómetro	9
3.3 Potenciómetro	11
3.4 Modelos de Prueba	12
4.- DUCTOS CIRCULARES LISOS	15
4.1 Análisis Teórico	15
4.2 Experimentación	21
4.2.1 Fuerza de arrastre	21
4.2.2 Número de Nusselt	24
5.- DUCTOS CIRCULARES CON ALETA RECTANGULAR AXIAL	30
5.1 Experimentación	34
5.1.1 Fuerza de arrastre	34
5.1.2. Número de Nusselt	34
6.- COMPARACION DE RESULTADOS	39
6.1 Cilindro Simple Versus Cilindro con Aleta Rectangular Axial.	39
7.- CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	41
APENDICE	43
A: Tablas	44
B: Gráficos	59
C: Figuras	80
D: Cálculos efectuados	82
REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS	85



CIB-ESPOL



CIB-ESPOL



## PREFACIO

El presente tema de tesis fue sugerido por el Ing. Galo Betancourt, catedrático del Departamento de Ingeniería Mecánica de la Escuela Superior Politécnica del Litoral. Desde entonces debo agradecerle su ayuda prestada desinteresadamente.

Debo agradecer también la valiosa cooperación proporcionada por los asesores ingleses; George Costigan y Alan Slater por todo lo referente a la confección de los modelos experimentales.



## NOMENCLATURA

A	Area de la sección media del cilindro, $m^2$
C	Perímetro de la aleta
$C_D$	Coeficiente de arrastre, adimensional; $C_D = \frac{F_D}{\frac{1}{2} \rho V^2 A}$
$C_{D_c}$	Coeficiente de arrastre del cilindro
$C_{D_{c+p}}$	Coeficiente de arrastre del cilindro más la placa
$^{\circ}C$	Grado centígrado
c	Calor específico
D	Diámetro del cilindro, m
E	Voltaje, volt.
f	Función de
G	Función de
g	Gravedad (constante) $m/s^2$
H	Presión dinámica por el túnel de viento, m de H <sub>2</sub> O
h	Coeficiente de transferencia de calor, $Watt/m^2 \text{ } ^{\circ}K$
I	Intensidad de corriente, amp.
K	Conductividad térmica, $Watt/m \text{ } ^{\circ}K$
$K_f$	Conductividad fílmica, $Watt/m^2 \text{ } ^{\circ}K$
$^{\circ}K$	Grados Kelvin



CIB-ESPOL



CIB-ESPOL

L	Unidad de longitud
$l$	Longitud de la placa, m
M	Unidad de masa
Nu	Número de Nusselt, basado en el diámetro del cilindro, adimensional; $Nu = hD/K_f$
$Nu_c$	Número de Nusselt del cilindro
$Nu_{c+p}$	Número de Nusselt del cilindro más la placa
$P'$	Potencia eléctrica, Watt
P	Presión
Q	Razón de transferencia de calor
$Q'$	Calor por unidad de volumen
$Q_o$	Flujo de calor en la base de la aleta
Re	Número de Reynolds, adimensional; $Re = \frac{V_\infty D}{\nu_\infty}$
$T'$	Unidad de tiempo
T	Temperatura °C
$T_o$	Temperatura de la superficie del cilindro, °C
$T_\infty$	Temperatura del flujo libre de aire, °C
$T_f$	Temperatura fílmica, °C; $T_f = \frac{T_o + T_\infty}{2}$
$T'_f$	Temperatura en el extremo de la aleta
$\Delta T$	Diferencia de la temperatura de superficie libre del cilindro y la temperatura del flujo de aire, °C.



$V_{\infty}$	Velocidad del flujo libre de aire, m/s
$V$	Velocidad, m/seg
$X$	Longitud relativa de la aleta adimensional; $X = \ell/D$
$x$	Coordenada rectangular
$y$	Coordenada rectangular
$z$	Coordenada rectangular

LETRAS GRIEGAS

$\rho$	Densidad, $\text{Kgm/m}^3$
$\mu$	Viscosidad dinámica
$\nu$	Viscosidad cinemática del flujo libre de aire, $\text{m}^2/\text{s}$
$\theta$	Posición angular en el cilindro, grados
$\pi$	Grupo Pi, análisis dimensional
$\phi$	Función de
$\psi$	Diferencia de temperatura; $T - T'_f$ , grados centígrados
$\gamma$	Peso específico, $\text{grf/m}^3$



CIB-ESPOL



CIB-ESPOL



## 1.- INTRODUCCION

Para el diseño de intercambiadores de calor tipo tubular se requiere un conocimiento claro de la transferencia de calor y fuerza de arrastre que ejerce el paso de un fluido alrededor de cilindros circulares.

Los diferentes análisis y estudios experimentales han sido realizados con el fin de incrementar la transferencia de calor y reducir la fuerza de arrastre.

El estudio del comportamiento fluido y térmico alrededor de cilindros circulares ha sido bastante desarrollado, encontrándose que análisis teóricos para la parte frontal han proporcionado resultados aceptables a la realidad experimental. Sin embargo, para la parte posterior, debido a la complejidad del fenómeno, no ha sido posible establecer relaciones matemáticas que representen el comportamiento fluido y térmico, y más bien todos los datos existentes se deben a tomas experimentales.

La variación de la fuerza de arrastre de un fluido al avanzar alrededor de cuerpos ha sido establecido, gracias al análisis dimensional, como una función del número de Reynolds, es decir  $C_D = f(R_e)$ . Los valores experimentales demuestran una reducción del coeficiente de arrastre a medida que el número de Reynolds incrementa.\*<sup>(1)</sup>

La transferencia de calor, igual que la fuerza de arrastre, puede ser expresada como una función del número de Reynolds y la posición angular, o sea  $Nu = f(Re, \theta)$ .

Los resultados experimentales observados en los datos presentados por Eckert and Soehngen,<sup>(2)</sup> para ductos largos, se encuentra una variación del número de Nusselt, con un mínimo para el punto de sepa

---

\* El número entre paréntesis colocado en la parte superior corresponde a la referencia bibliográfica.

ración.

En este trabajo, agregaremos una placa plana rectangular integrada al cilindro, implicando ésto el incremento de una nueva variable que es la longitud relativa; longitud de la placa dada en diámetros del cilindro, es decir; que la variación del arrastre sería  $C_D = f(Re, X)$ . De igual manera, una nueva variable aumenta en la relación correspondiente a la transferencia de calor, ésto es  $Nu = f(Re, \theta, X)$ .



CIB-ESPOL

El presente trabajo experimental tiene como objetivo primordial la investigación de la transferencia de calor por convección forzada debido al flujo de cilindros con placa rectangular integral; para-  
 tela al flujo y colocada en la parte posterior, con una fuente de calor en su parte central axial.

Para el desarrollo del trabajo anteriormente planteado, se experimentará el comportamiento del cilindro, tanto solo como con la placa rectangular posterior, sumergido en un flujo de aire, a fin de establecer la fuerza de arrastre producida y sus diferentes valores para distintos números de Reynolds y longitudes de placa.

Posterior a la investigación netamente fluidica, se procederá al estudio experimental del fenómeno de transferencia de calor, para lo cual se colocará una fuente de calor axialmente central y se someterá el modelo a varios flujos de aire.

Bajo las condiciones previstas del modelo se espera, de esta forma, reducir la fuerza de arrastre e incrementar la transferencia de calor, logrando con esto un desarrollo importante para el diseño de intercambiadores de calor. Los resultados serán presentados en base a los parámetros adimensionales. Para la investigación fluidica, se presentará la variación del coeficiente de arrastre versus el número de Reynolds, efectuándose una comparación entre el cilindro simple y aquel con la aleta rectangular axial. Los datos experimentales de transferencia de calor se presentará en base a las variaciones del Número de Nusselt local; posiciones angulares y el Número de Reynolds, tanto para el cilindro simple como el con la aleta rectangular axial. Además, se incluirá la variación de los números de Nusselt locales, para un mismo Reynolds, para diferentes longitudes de aletas.

### 3.- EQUIPO EXPERIMENTAL

#### 3.1 Túnel de Viento

El túnel de viento es un aparato utilizado para producir un flujo uniforme de aire en el cual las propiedades aerodinámicas de los cuerpos pueden ser observadas y medidas. Hay tres tipos de túneles; de circuito abierto, de circuito cerrado y de aire comprimido (densidad variable).<sup>(3)</sup>

El túnel de viento de la ESPOL es subsónico tipo circuito abierto, el mismo que consiste esencialmente de un ducto convergente rectangular a través del cual el aire es extraído del medio ambiente, hasta su extremo final, y descargado al mismo medio. La entrada del tubo es ligeramente curvada a fin de reducir las perturbaciones debido a la entrada. Además, se incluye una malla de cartón que hace uniforme al flujo. Este

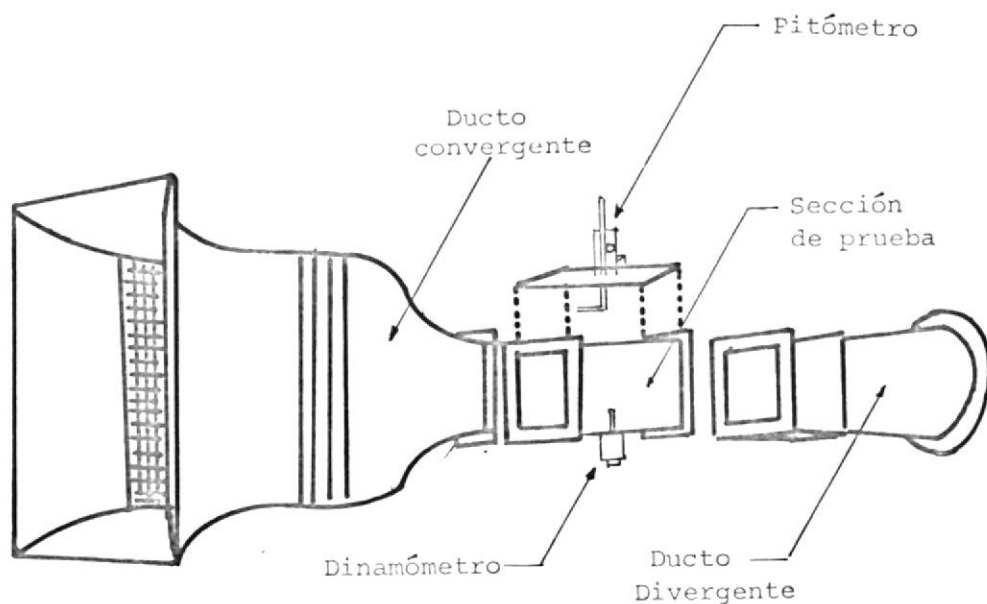


Fig. 1.- TUNEL SUBSONICO DE VIENTO, ESPOL

túnel incluye una sección de prueba con los correspondientes accesorios tales como el dinamómetro, transductor de presión, cabina de control digital y el pitómetro, Fig. 1.

La máxima velocidad del túnel de viento es 40 m/s.

### 3.1.1 Conjunto de dinamómetros <sup>(4)</sup>

El conjunto mide las fuerzas de sustentación y arrastre por medio de dos dinamómetros programados para responder a fuerzas que actúan en ángulo recto; una con respecto al otro.

Los dinamómetros son similares en construcción y operación, utilizando dos vigas de aluminio colocadas paralelamente, como se muestra en la figura 2. Las vigas son diseñadas para responder con gran sensibilidad a la fuerza que actúa con rangos de cargas.

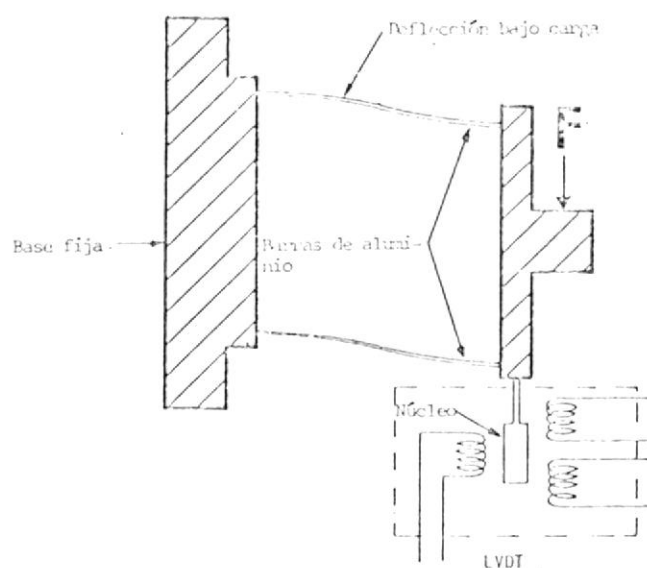


FIGURA 2.- DINAMÓMETRO

La fuerza de sustentación o arrastre aplicados a los di namómetros produce una deflección de las vigas en forma directamente proporcional a la magnitud de la fuerza. Esta deflección es detectada por un control automático (transformador de variable diferencial lineal), que tiene un núcleo móvil que se encuentra unido a una armadura. La señal de salida de cada embobinado (se - cundario, primario) del control automático son determi nados por el puente con un núcleo en el extremo. El resultado lo determina la señal de corriente que repre senta la dirección y magnitud de la fuerza aplicada.

El voltaje de entrada al transformador es obtenido de otro transformador que cambia el voltaje de 95-130 volt a 6 volt  $\pm$  1%.

### 3.1.2 Transductor de presión <sup>(4)</sup>

El transductor de presión es de tipo diferencial y uti

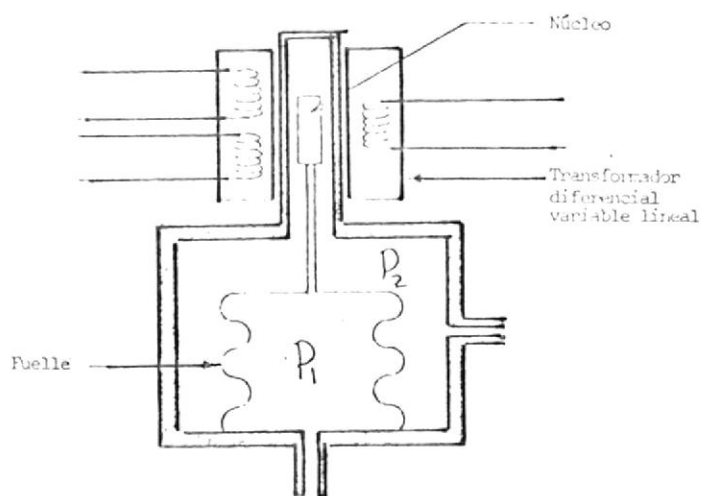


FIGURA 3.- DIAGRAMA DEL TRANSDUCTOR DE PRESION

liza un fuelle metálico con un control automático similar al anteriormente mencionado, figura 3. La presión total es aplicada al fuelle y la presión estática ocupa la cámara que rodea al fuelle.

Cualquier cambio en la presión da como resultado un desplazamiento del fuelle con el consiguiente movimiento del núcleo (diodo) del control automático.

Este desplazamiento, que es función lineal del cambio de presión, es detectado por el control automático (en bobinados primario-secundario). La señal eléctrica de salida representa la diferencia de presión, o sea la presión dinámica.

### 3.1.3 Sección de prueba <sup>(4)</sup>

Esta sección tiene un área de 12" x 12". La velocidad puede ser medida en un plano normal de la sección de prueba ya que en la mitad de la parte superior hay un canal que permite el movimiento del pitómetro en sentido longitudinal. Así mismo, existe una cremallera que permite el desplazamiento vertical del tubo de pitot para la medición de la antes mencionada velocidad.

La posición exacta de la medición de la velocidad de prueba puede ser detectada por un botón giratorio del potenciómetro. La señal eléctrica de salida del potenciómetro representa los ejes de abscisa y ordenada de la prueba.

### 3.1.4 Cabina de control <sup>(4)</sup>

Las señales eléctricas en la cabina representan cinco variables; sustentación, arrastre, presión, eje de abscisas y eje de ordenadas, siendo transmitidas en un mo

mento dado por el cable conectado. El Potenciómetro está provisto de un circuito que regula el voltaje de entrada al visor digital. El visor digital puede ser calibrado para que de la lectura en la unidad deseada.

El Sistema está calibrado para dar la lectura en la forma siguiente:

Sustentación y arrastre ..... Kg.  
 Presión ..... metros  
 Coordenadas rectangulares ..... centímetros

Las lecturas de las fuerzas, la presión o las coordenadas pueden ser observadas por medio de un selector colocado en la parte superior derecha de la cabina, Fig. 4.

Todos los componentes eléctricos del circuito son pro-

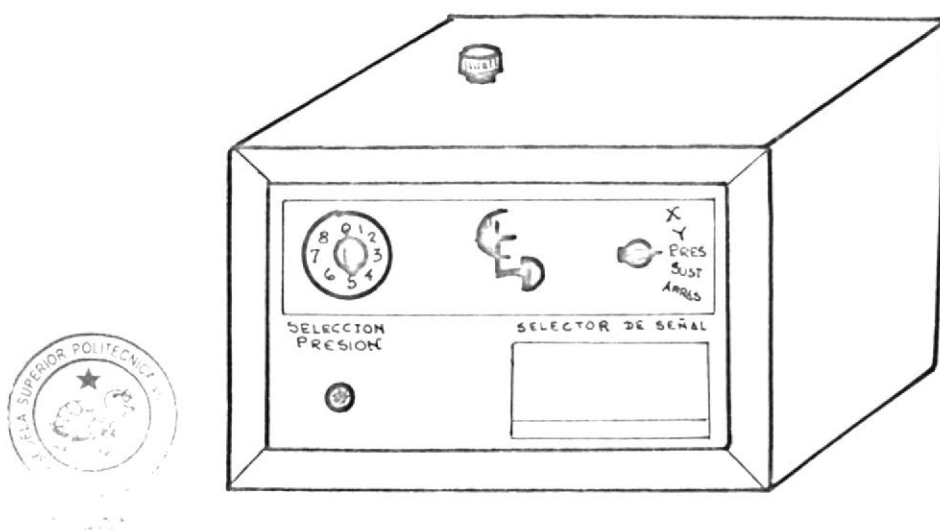


FIGURA 4.- CABINA DE CONTROL



CIB-ESPO1

tegidos por fusibles de 2 amperios. Existe un interruptor de botón para administrar corriente eléctrica a la cabina y lograr el encendido de la misma, Fig. 5.

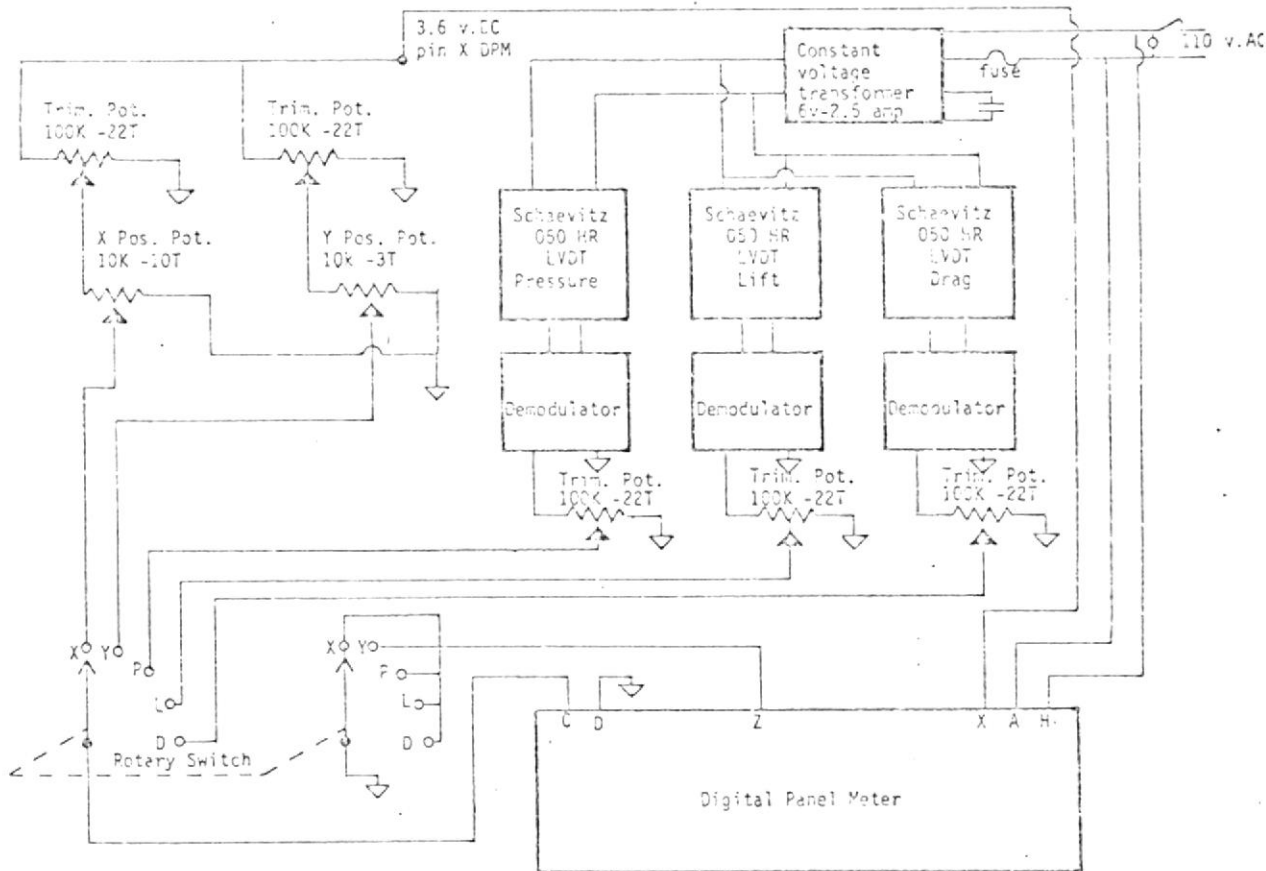


FIGURA 5.- CIRCUITO ELECTRICO DE CABINA DE CONTROL

### 3.2 Pitómetro<sup>(3)</sup>

La medida de la velocidad del aire se efectúa por medio de un instrumento llamado tubo de Pitot-Estático. Este consta de dos tubos uno de los cuales forma un ángulo recto y es colocado en la mitad superior de la sección de prueba del túnel de viento, asegurado su extremo a un eje cremallera que permite

que tenga dos movimientos; uno longitudinal en dirección del flujo (eje X) y el otro transversal (eje Y). Cabe mencionar, además, que del extremo del tubo que se agarra a la cremallera sale una manguera que se conecta a un transductor de presión. El otro extremo del tubo es abierto y colocado en dirección del viento, lo que permite leer la presión de estancamiento o sea la presión total, que es la suma de la presión dinámica (energía cinética) y la presión estática. El otro tubo es un poco más delicado de colocar, pues para ésto se debe hacer un orificio pequeño en la parte inferior de la pared de la sección de prueba, normal al eje de las abscisas, orificio cuyo diámetro para piezas sólidas debe ser de 0.01 a 0.02 pulgadas de diámetro (particularmente si es colocado donde

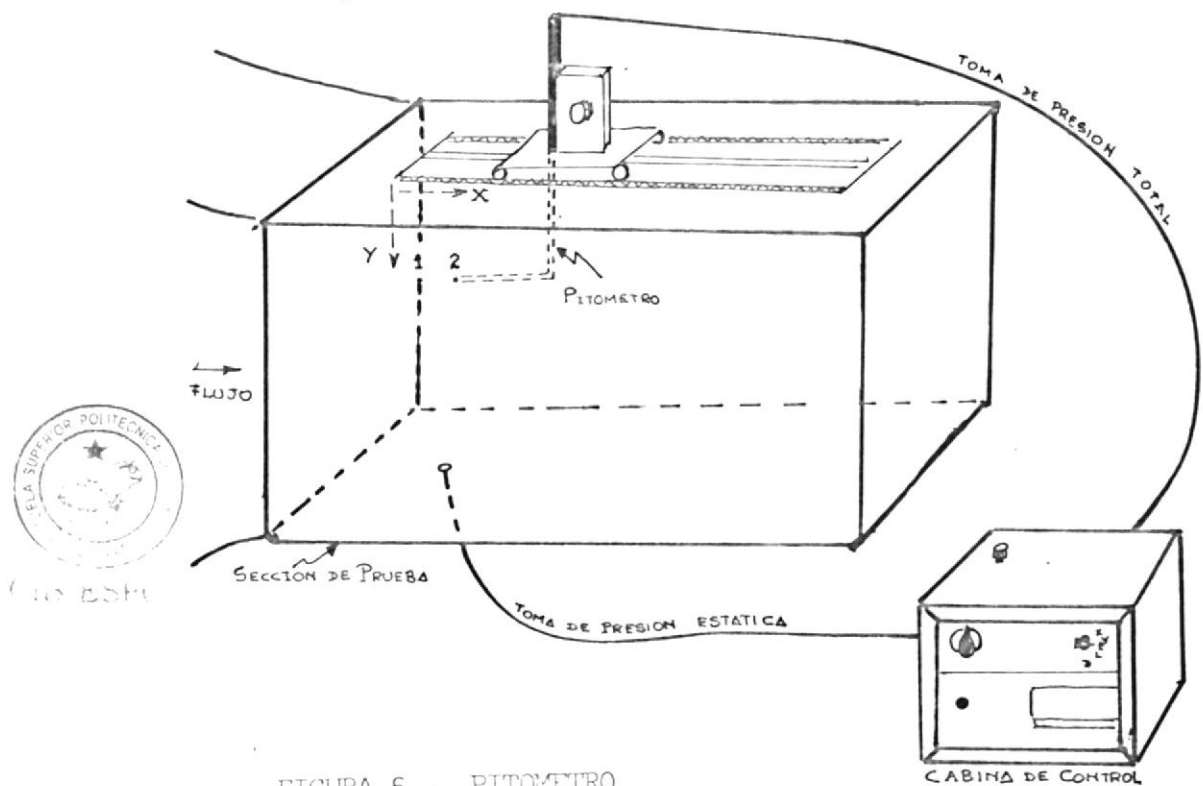


FIGURA 6.- PITOMETRO

existen grandes gradientes de presión). En el orificio efectuado se coloca una manguera que nos permitirá leer únicamente la presión estática. El otro extremo de la manguera se conecta, también, al transductor de presión, pero opuesta a la correspondiente presión total. Todo lo anterior da como resultado que nos aparezca, en una pantalla digital, sólo la presión dinámica que para efectos del túnel de viento del Laboratorio de Fluidos se expresa en metros de agua, figura 6.

### 3.3 Potenciómetro <sup>(5)</sup>

La medición de la temperatura sobre la superficie de los modelos térmicos previstos se las efectúa en base al efecto eléctrico producido por la termocupla, la misma que corresponde a dos cables de metales diferentes, como se muestra en la figu-

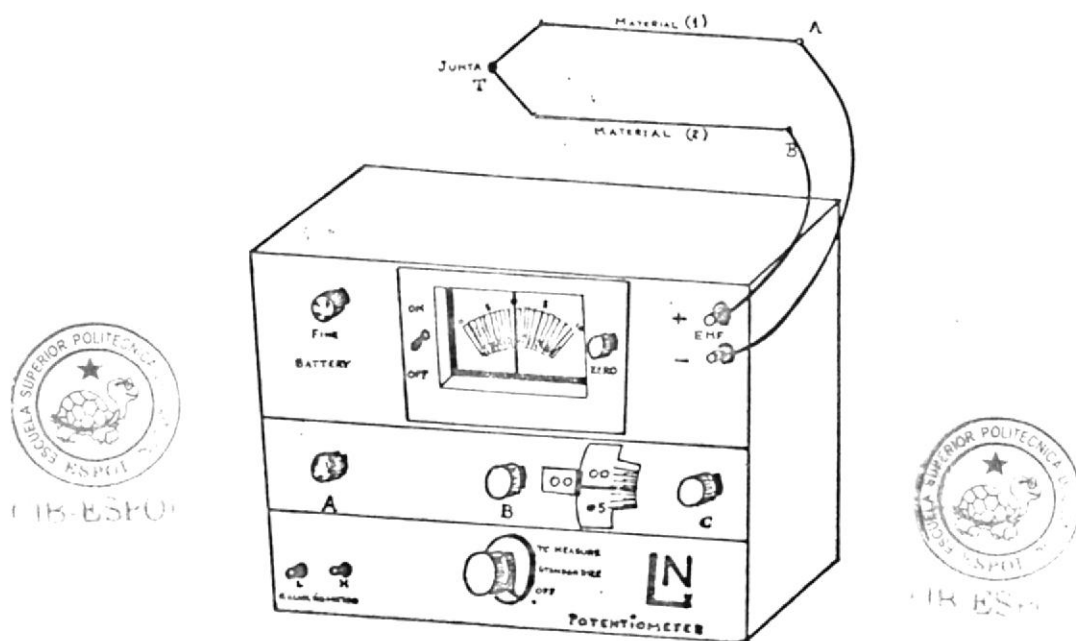


FIGURA 7.- POTENCIOMETRO

ra 7, que al unirse generan una fuerza electromotriz entre los puntos A y B, lo cual es, principalmente, función de la temperatura de la junta T; este fenómeno es conocido como el efecto de Seebeck.

Las termocuplas utilizadas son de cobre-Constantan por cuanto aquellas tienen un rango de operación de  $-270^{\circ}\text{C}$  hasta  $400^{\circ}\text{C}$ ; cubriendo la variación de temperaturas previstas para el ensayo experimental.

Para el experimento térmico se ha utilizado un potenciómetro, modelo 8686, Leeds and Northrup, el mismo que ha permitido efectuar mediciones precisas de los voltajes pequeños generados por las termocuplas instaladas en el modelo experimental.

#### 3.4 Modelos de Prueba

Para la realización de los experimentos se ha seleccionado cilindros simples y con aleta rectangular axial, los mismos que han sido fundidos localmente. El material utilizado ha sido aluminio debido a que las propiedades de este material son las más convenientes.

El aluminio tiene como características importantes las siguientes:<sup>(6)</sup>

Densidad.- A  $293^{\circ}\text{K}$ , su densidad es  $2701,1 \text{ Kg/m}^3$ , siendo este valor el más bajo de los metales conocidos, implicando el mínimo peso en la elaboración de los modelos.

Difusividad térmica.- A  $293^{\circ}\text{K}$ , su difusividad térmica es  $9.16 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$ ., siendo éste un valor bastante apreciable comparado con la mayoría de los metales.

Conductividad térmica.- De  $293^{\circ}\text{K}$  a  $573^{\circ}\text{K}$ , la conductividad se mantiene constante con un valor de  $229 \text{ watt/m}^{\circ}\text{K}$ , siendo ésta invariabilidad de la conductividad térmica la que permite un

mejor desarrollo de labores experimentales en transferencia de calor.

Emisividad.- El aluminio tiene una emisividad muy baja.

Se construyeron dos tipos de modelos; los cilindros lisos y los con la placa rectangular axial en su parte posterior.

Los modelos para la experimentación fluídica, consisten en dos cilindros sólidos, uno acanalado axialmente en su parte posterior a fin de adaptar placas rectangulares de diferentes longitudes. Estos modelos pueden ser representados en la forma siguiente; Figura 8.

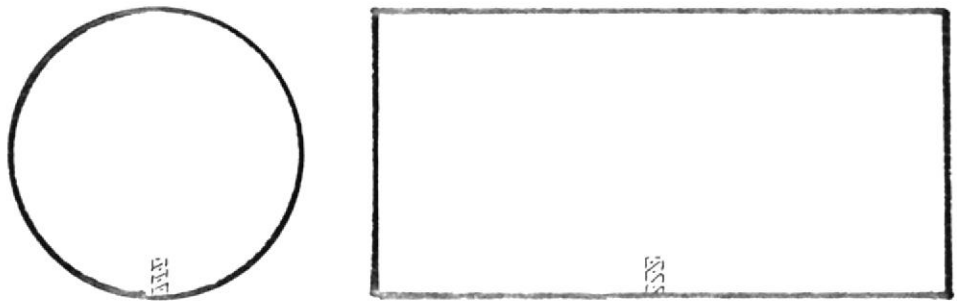


FIG. 8<sup>a</sup> .- Modelo de prueba fluidico. VISTA LATERAL DEL CILINDRO.

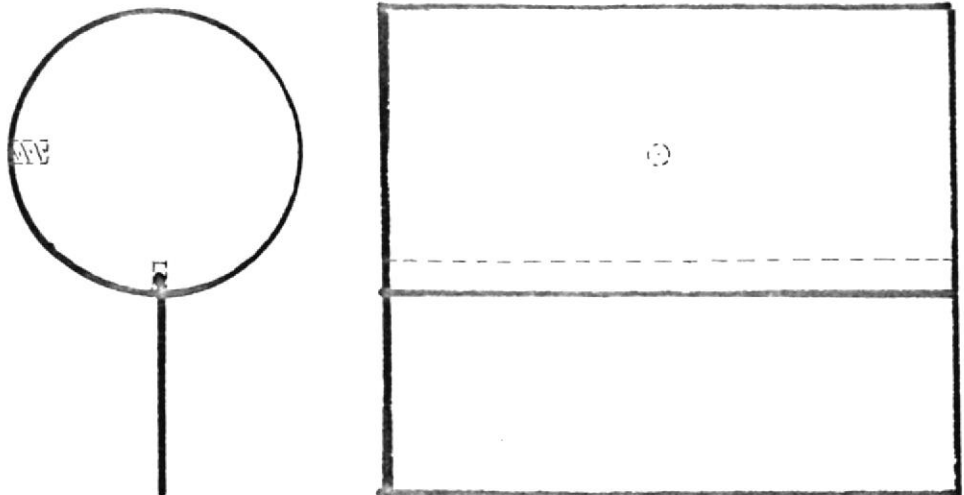


FIG. 8<sup>b</sup> .- Modelo de prueba fluidico. VISTA SUPERIOR DEL CILINDRO CON ALETA.

Para la experimentación térmica, de igual forma que la anterior, se fundieron dos cilindros sólidos con la diferencia que el correspondiente a la placa anexa debía estar integrada desde su fundición, a fin de lograr homogeneidad del material en la unión del cilindro y la aleta. Una alternativa posible para el modelo último era fundir independientemente el cilindro y la aleta, para luego efectuar la unión por soldadura; implicando una variación en la estructura del material y un fácil maquinado de los elementos, no así en el caso de la fundición del modelo integrado. Estos modelos pueden ser representados como; ver Figura 9.

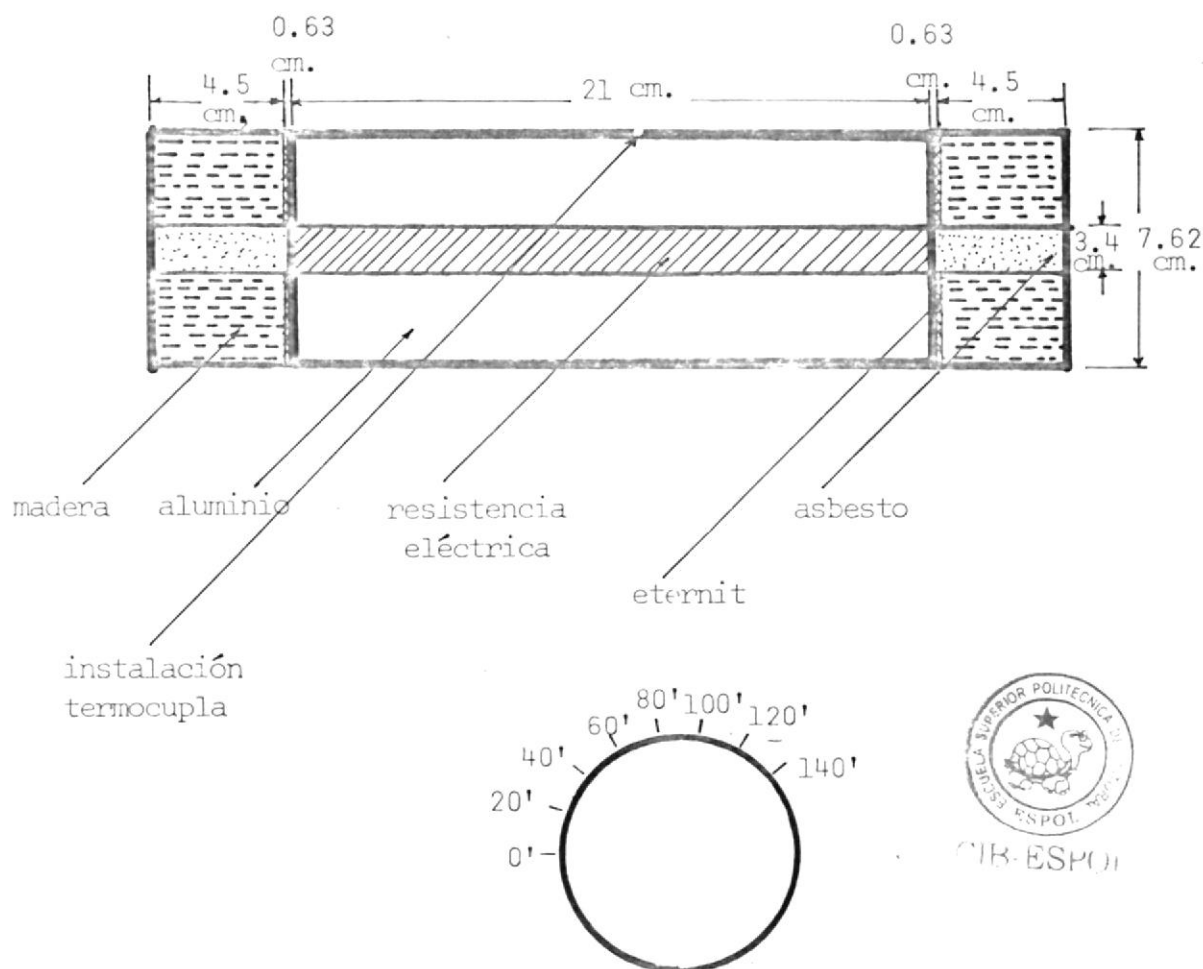


FIGURA 9.- MODELO TERMICO  
CILINDRO SIMPLE



#### 4.- DUCTOS CIRCULARES SIMPLES

El flujo de fluidos sobre cuerpos sumergidos en ellos cuando éstos efectúan intercambio de energía térmica son de gran importancia práctica, ya que de estos fenómenos dependemos o recurrimos a fin de controlar o aprovecharlos para el bienestar del hombre.

Los casos correspondientes a fenómenos de transferencia de calor entre ductos circulares y fluidos corresponden a un área de vital importancia para el diseño de intercambiadores de calor.

##### 4.1 Análisis Teórico

En el campo estrictamente fluídico, es un parámetro importante la fuerza actuante sobre el cuerpo sumergido ya que ésta nos expresa el resultado de los efectos producidos por la presión y los esfuerzos de corte presentes debido al flujo.

$$\vec{F} = \iint_{sc} d\vec{F}_{\text{corte}} + \iint_{sc} d\vec{F}_{\text{presión}}$$

sc = superficie del cuerpo

La componente de esta fuerza en la dirección del flujo se la denomina fuerza de arrastre.

Si observamos el flujo de un fluido alrededor de un cilindro en posición axialmente normal, podemos apreciar que sus distribuciones de presión estática y velocidad varían a medida que este flujo avanza sobre el cuerpo. Existe un punto denominado de estancamiento; por cuanto su velocidad es cero, y toda su energía se transforma en forma de presión, es decir presión máxima, punto A. Luego, como el fluido debe ascender sobre el cuerpo, requiere transformar parte de la energía de

presión en cinética hasta que llega a un punto B; donde su presión es mínima y la velocidad es máxima, hasta aquí, teóricamente, el fenómeno es continuo. En la parte posterior debe producirse un fenómeno inverso a la anterior, es decir reducir su velocidad a incrementar la presión. Esto sería ideal, más en la realidad aquel fenómeno puede generarse hasta que su presión es suficiente para mantener el movimiento hacia adelante. Como es lógico deducir, cada vez nos encontramos con una presión adversa mayor. El flujo será continuo hasta que la presión del flujo con la adversa se equilibre, para luego separarse en la superficie. En la parte posterior a este punto de separación tendremos un flujo adverso, constituido por vórtices, debido a la presión adversa, contrario a lo que sucedió en la parte frontal, constituyéndose en un flujo diferente, es decir una discontinuidad; razón por la cual el fenómeno

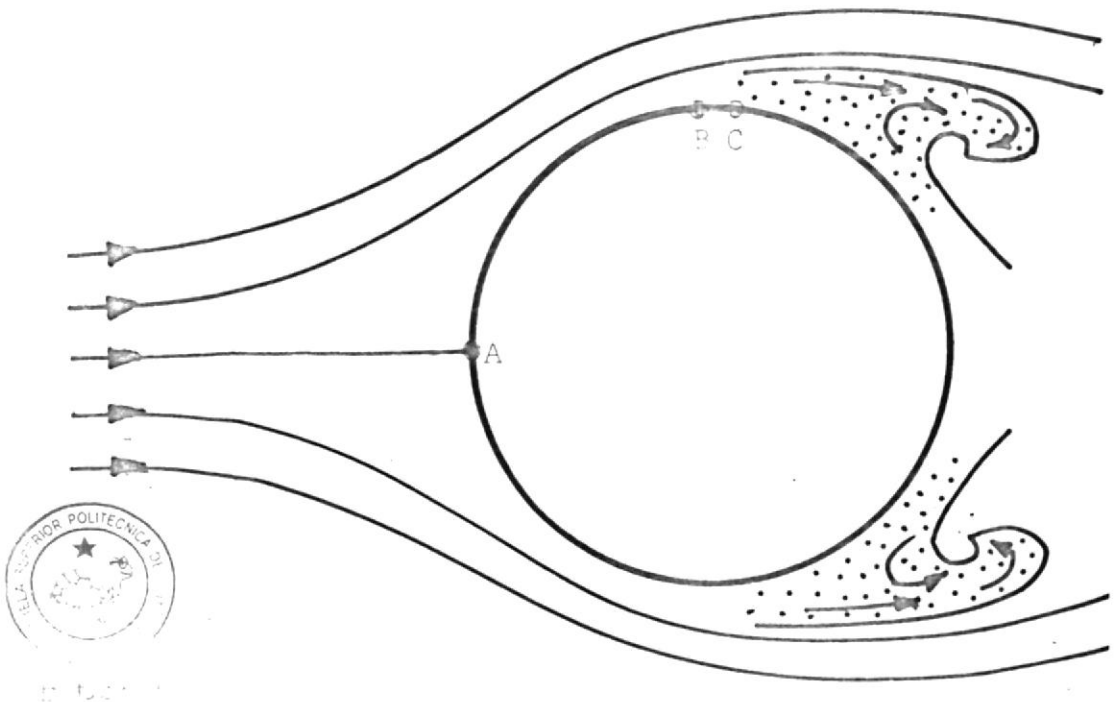


Figura 10.- FLUJO ALREDEDOR DE UN CILINDRO

meno no puede ser estudiado analíticamente en su totalidad. El punto de separación, C, depende principalmente del tipo de flujo y de la rugosidad de la superficie.<sup>(7)</sup>

Todo ésto puede ser observado cuantitativamente en la figura 10.

Lo anteriormente analizado corresponde a la zona del flujo cerca de la superficie. De la figura 11, observamos que no es otra cosa que la capa límite, es decir: La zona del flujo donde los efectos viscosos se encuentran presentes. Por lo tanto, podríamos indicar que es la capa límite la que se separa de la superficie.

La separación de la capa límite y la formación de vórtices en la parte posterior del cilindro, denominado estela de remoli-

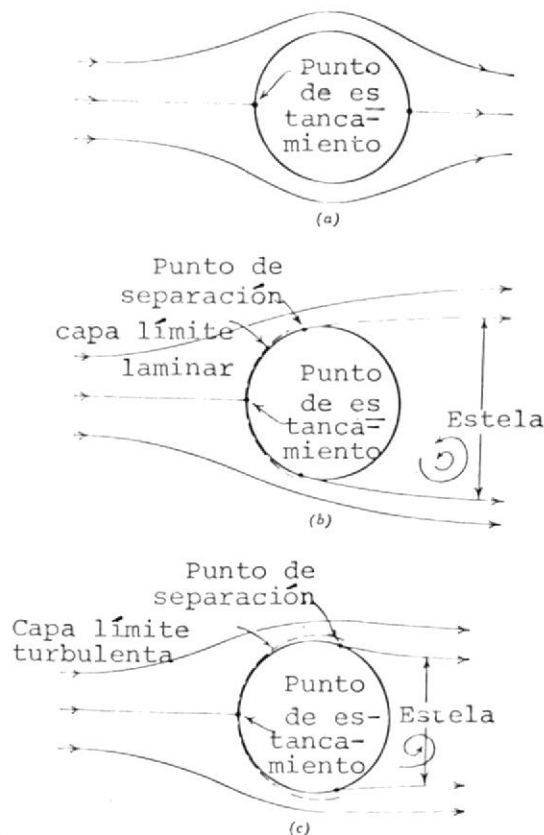


FIGURA 11.- FLUJOS ALREDEDOR DE UN CILINDRO MOSTRANDO DIFERENTES PUNTOS DE SEPARACION

nos, se producirá siempre en los flujos sobre cilindros, exceptuándose para flujos de Reynolds muy bajos como  $Re \leq 1.0$ . Esta separación y estela genera la distribución de presiones mostrada para diferentes Reynolds en la Fig. 12.<sup>(7)</sup>

En la figura 12 se observa la similitud de la distribución de presiones tanto para el flujo ideal como real en la parte frontal del cilindro; anterior al punto de separación. En la parte posterior estas distribuciones difieren mucho.

Veamos los cambios de los flujos sobre cilindros largos para diferentes números de Reynolds. Para esto observamos la figura 13.

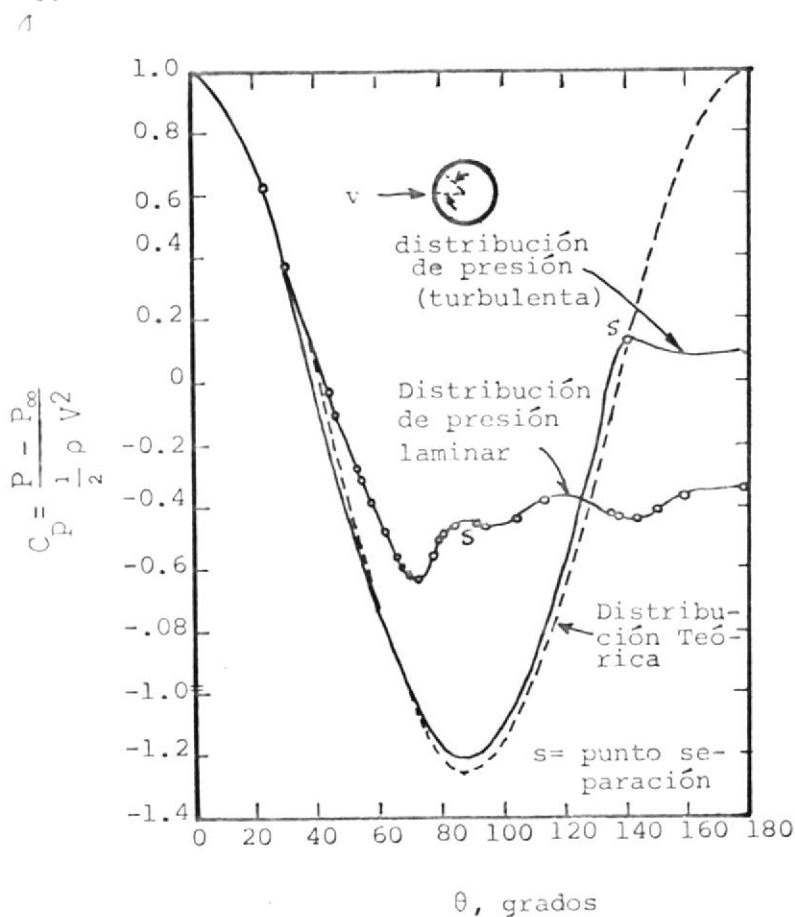


Fig. 12.- DISTRIBUCION DE PRESION DEL FLUJO ALREDEDOR DE UN CILINDRO

Observamos que para los diferentes Reynolds, los comportamientos son distintos. Esto puede expresarse en la forma siguiente: <sup>(8)</sup>

- a)  $Re \leq 1.0$ .- El flujo se adhiere a la superficie, el arrastre se debe solamente a la fricción por cuanto la distribución de presiones es simétrica ya que no hay separación.
- b)  $Re \approx 10$  .- Observamos una zona de discontinuidad del flujo con formación de débiles vórtices, presentándose arrastre por presión además del de la fricción.
- c)  $Re \approx 100$ .- Los vórtices se separan de la superficie posterior al cilindro. La fuerza de arrastre debido a la presión predomina a la de fricción.
- d)  $10^4 \leq Re \leq 10^5$ .- Las fuerzas inerciales son altas y las viscosas casi despreciables. Por lo tanto la fuerza de arrastre es casi enteramente debido a la presión, es decir; efectos de fricción despreciables.
- e)  $Re > 10^5$ .- El flujo de la capa límite se convierte de laminar en la parte frontal a turbulento en cierta parte de la zona posterior, moviendo el punto de separación hacia más atrás. La energía cinética del flujo hace que éste pueda penetrar en la zona de vórtices y reduzca la magnitud de ésta, disminuyendo la fuerza de arrastre.



CITE ESPOL

A pesar de la complejidad del flujo, como ha sido discutido al analizar su heterogéneo comportamiento, éste provee grandes ventajas en la transferencia de calor, ya que las partículas del fluido se convierten en agentes transportadores de energía.

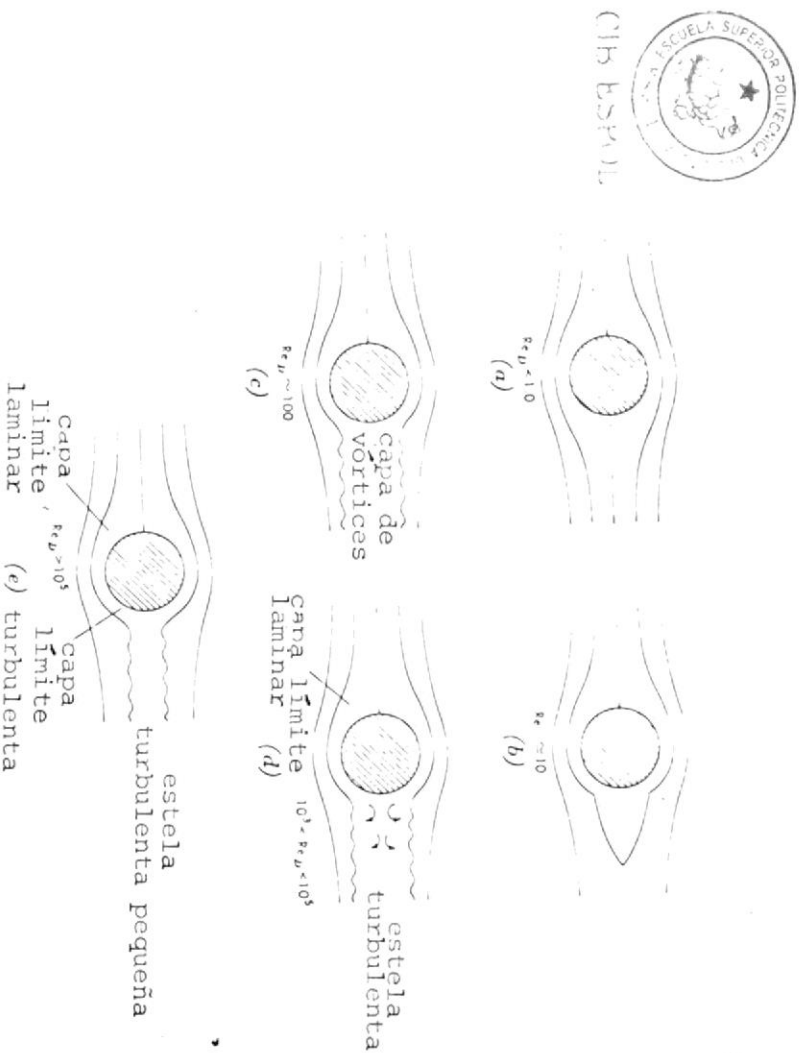


FIGURA 13.- ESQUEMAS ILUSTRATIVOS DEL PATRON DE FLUJO NORMAL A UN CILINDRO

El rango de operación del trabajo experimental de la presente tesis está alrededor de  $10^4 < Re \leq 10^5$ , por lo tanto es importante establecer los efectos que la constitución del flujo afectará a la transferencia de calor.

Para  $Re \leq 10^4$ , el punto de separación se encuentra, para ductos largos, aproximadamente a  $80^\circ$  y la transferencia de calor, de  $0^\circ$  a  $80^\circ$ , se reduce debido al crecimiento de la capa límite laminar hasta un mínimo que corresponde al punto de separación. Posterior al punto de separación la transmisión de calor incrementa debido a la considerable turbulencia existente

te en la parte posterior del cilindro, aunque no en la magnitud de la parte frontal porque los vórtices recirculan en esta zona.

Para el rango  $Re \geq 10^5$ , existe transición de flujo laminar a turbulento en la capa límite sin separación en la zona laminar. La transmisión de calor sobre cilindros bajo esta condición tiene dos mínimos. El primer mínimo corresponde al punto de transición, donde la reducción de la transferencia de calor, debido al crecimiento de la capa límite laminar, se detiene y comienza a incrementarse debido al intercambio de cantidad de movimiento de la capa límite turbulenta que hace a las partículas del flujo mejores agentes de transporte de energía. Luego la transferencia de calor aumenta debido a la transición de la capa límite laminar a turbulenta, alcanzando un máximo cuando la capa límite es completamente turbulenta. Posteriormente, la transferencia de calor disminuye, por cuanto las partículas tienen menos capacidad de absorción de energía, llegando a un segundo mínimo donde la capa límite turbulenta se separa, esto sucede a un ángulo aproximado de  $130^\circ$ . Luego la transferencia de calor incrementa debido a las mismas razones expuestas para el rango anterior de  $Re$ .



CIB Ecuador

## 4.2 Experimentación

### 4.2.1 Fuerza de arrastre

Para la prueba experimental del arrastre se confeccionó un modelo de aluminio que consiste en un cilindro sólido de diámetro igual a 3,50 centímetros el mismo que fue instalado en el dinamómetro del túnel de viento.

Procedimiento experimental

1. Se instala el modelo sobre el dinamómetro del túnel de viento.

2. Se calibra en la cabina de control el valor de la presión dinámica a un valor de cero para ausencia de flujo.
3. Se calibra en el dinamómetro; el coeficiente de arrastre a un valor cero para ausencia de flujo.
4. Se conecta el ventilador del túnel de viento y se regula la presión dinámica en base a un tornillo sin fin, de acuerdo al número de Reynolds deseado, es decir el flujo de aire requerido.
5. Control de estabilización del flujo.
6. Toma de datos periódicos del valor de la fuerza de arrastre para un mismo flujo de aire y de la temperatura ambiente.
7. Repetición del procedimiento (1-5) para otros flujos.

Con los valores de la fuerza de arrastre establecida experimentalmente se calcularon los valores correspondientes al coeficiente de arrastre en base a su relación, que por definición es:

$$C_D \equiv \frac{F_D}{\frac{1}{2} \rho V^2 A}$$

Estos valores se encuentran presentados en la Tabla A, el mismo que es comparado a resultados de trabajos previos. El procedimiento de cálculo se encuentra detallado en el Apéndice; cálculos efectuados, y los valores pueden ser observados en el gráfico 1.



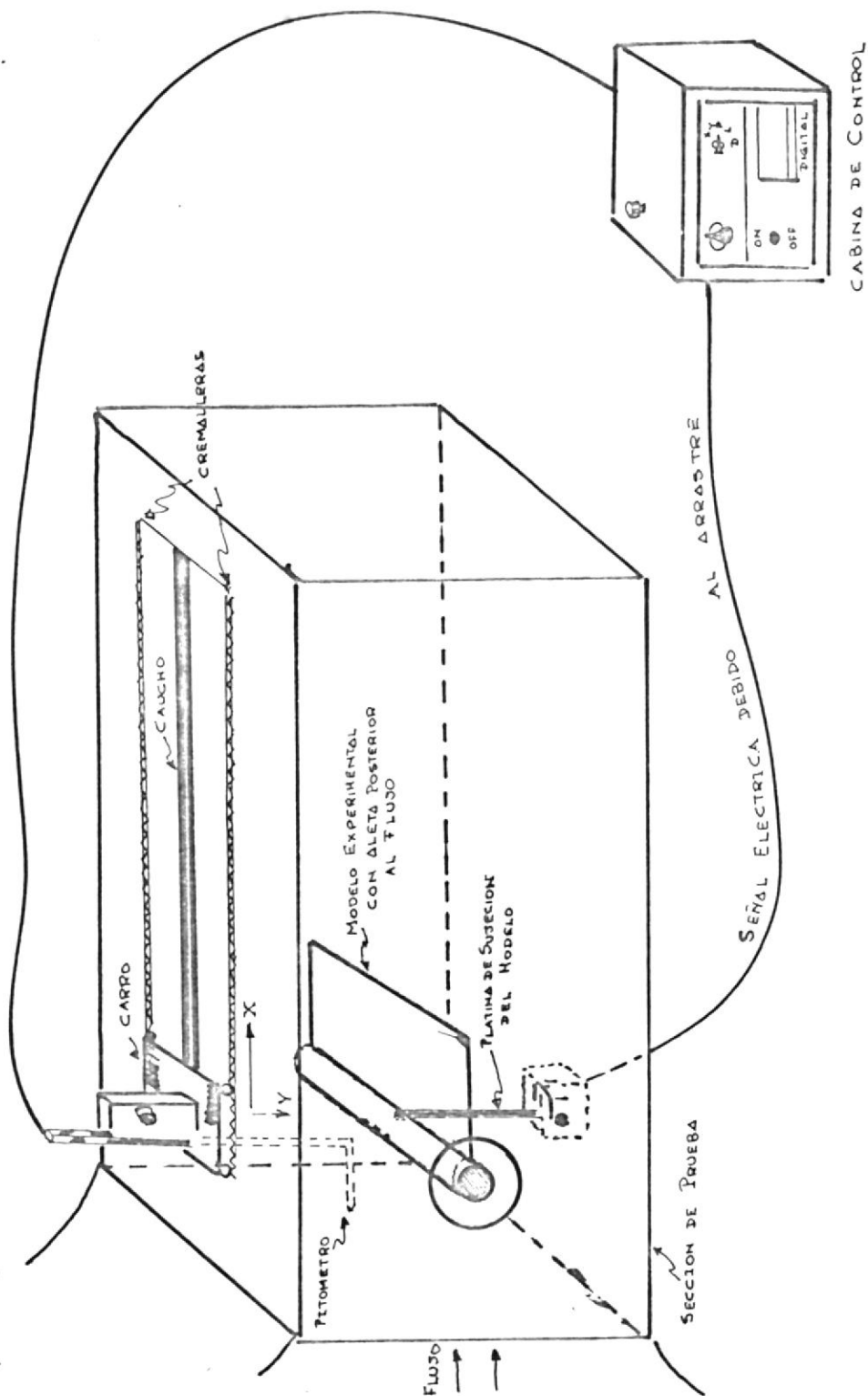


FIGURA 14.- INSTALACION EXPERIMENTAL PARA LA FUERZA DE ARRASTRE

#### 4.2.2 Número de Nusselt

En la Figura 15 puede observarse los efectos de la convección y la importancia de la velocidad del flujo.

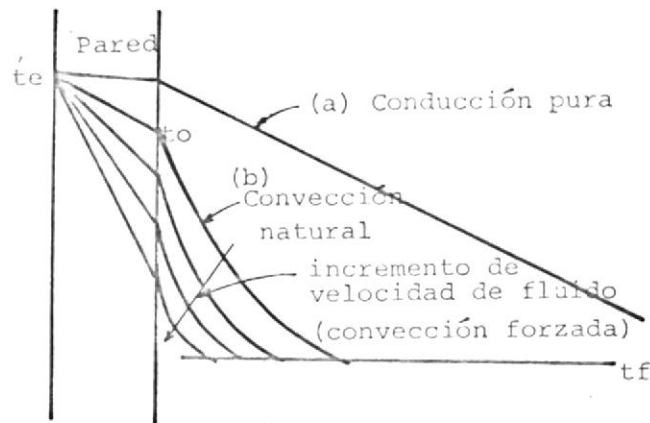


Figura 15 .- LOS EFECTOS DE LA CONVECCION



Para la determinación del número de Nusselt se construyó un cilindro sólido de 7,62 cms (3") de diámetro, es decir mayor al correspondiente al modelo fluídico.

La razón principal para ésto fue la necesidad de la instalación de una resistencia eléctrica axialmente simé-



CIB-ESPOL

trico al cilindro, cuyo diámetro es de 3 cms. Además, la instalación de las termocuplas sobre la superficie del cilindro exige que éste tenga un espesor apreciable para evitar que el flujo radial uniforme de calor sea distorsionado.

La prueba experimental presente requiere los siguientes elementos:

- a. El modelo con su fuente generadora de calor y la instalación de las termocuplas en los puntos cuyas temperaturas se requieren conocer.
- b. La fuente generadora de calor, para lo cual se utilizó una resistencia eléctrica axialmente simétrica al cilindro, cuyas características son: 200 W, y  $80 \Omega$ .
- c. Un variador de voltaje, VARIAC, para proveer diferentes flujos eléctricos; diferentes flujos de calor.
- d. Dos multímetros para la lectura del voltaje y amperaje suministrado a la resistencia eléctrica.
- e. Un termómetro instalado a la entrada del túnel para establecer la temperatura del aire del flujo libre.
- f. Un potenciómetro para la lectura de las fuerzas electromotrices generadas por las termocuplas, con los consiguientes valores de temperatura.
- g. La fuente generadora del flujo de aire; en este caso el túnel de viento con sus correspondientes accesorios.



CIB-ESPOL

## Procedimiento experimental

1. Montaje del modelo con sus correspondientes termocuplas instaladas.
2. Chequeo de la instalación de las termocuplas para ausencia de flujo fluídico y eléctrico, es decir generación de fuerza electromotriz a cero.
3. Chequeo de que la fuente generadora de calor pro -  
vee un flujo térmico uniforme en la dirección ra -  
dial. Prueba realizada con suministro de energía eléctrica pero con ausencia de flujo de aire.
4. Instalación del modelo en el túnel de viento y ca -  
libración de la lectura de la presión dinámica a un valor cero para ausencia de flujo.
5. Poner en funcionamiento el ventilador del túnel de viento y regular la presión dinámica para el número de Reynolds requerido.
6. Conectar el suministro de energía eléctrica median -  
te el variador de voltaje.
7. Controlar el flujo eléctrico, en base a las lecturas presentadas en los multímetros digitales insta -  
lados, debido a la variación de voltaje del sumi -  
nistro eléctrico en Guayaquil.
8. Controlar la obtención del estado estable mediante tomas periódicas de las caídas de voltaje producidas por las termocuplas en el potenciómetro.
9. Una vez obtenida la condición de estado estable, ha -  
cer varias tomas de lectura en el potenciómetro a fin de lograr un valor promedio de lecturas.



10. Repetir la prueba (desde 1 a 9) para otros flujos de electricidad y aire.

La instalación experimental de esta prueba puede ser observada en la figura 16, donde hemos incluido una sección de prueba de madera, confeccionada para este trabajo, evitando posibles efectos sobre la sección original de prueba del túnel de viento al operar con flujos térmicos.

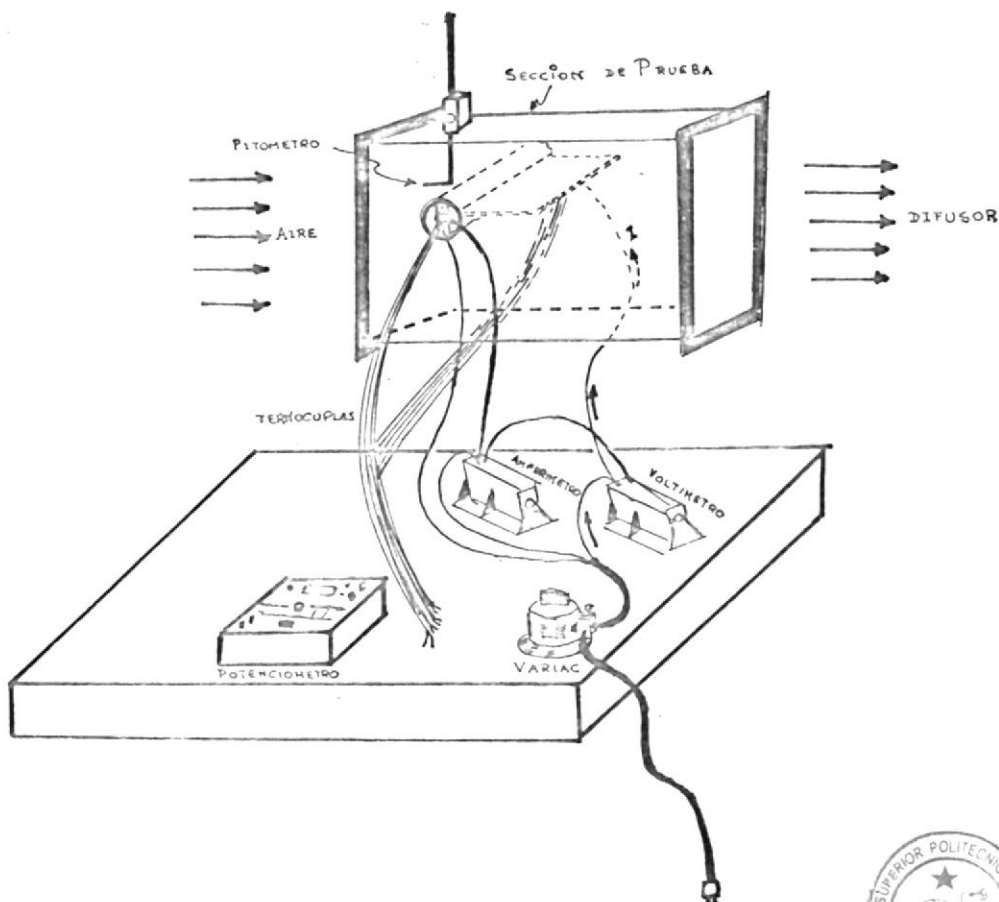


FIGURA 16.- INSTALACION EXPERIMENTAL TERMICA



CIB-1234

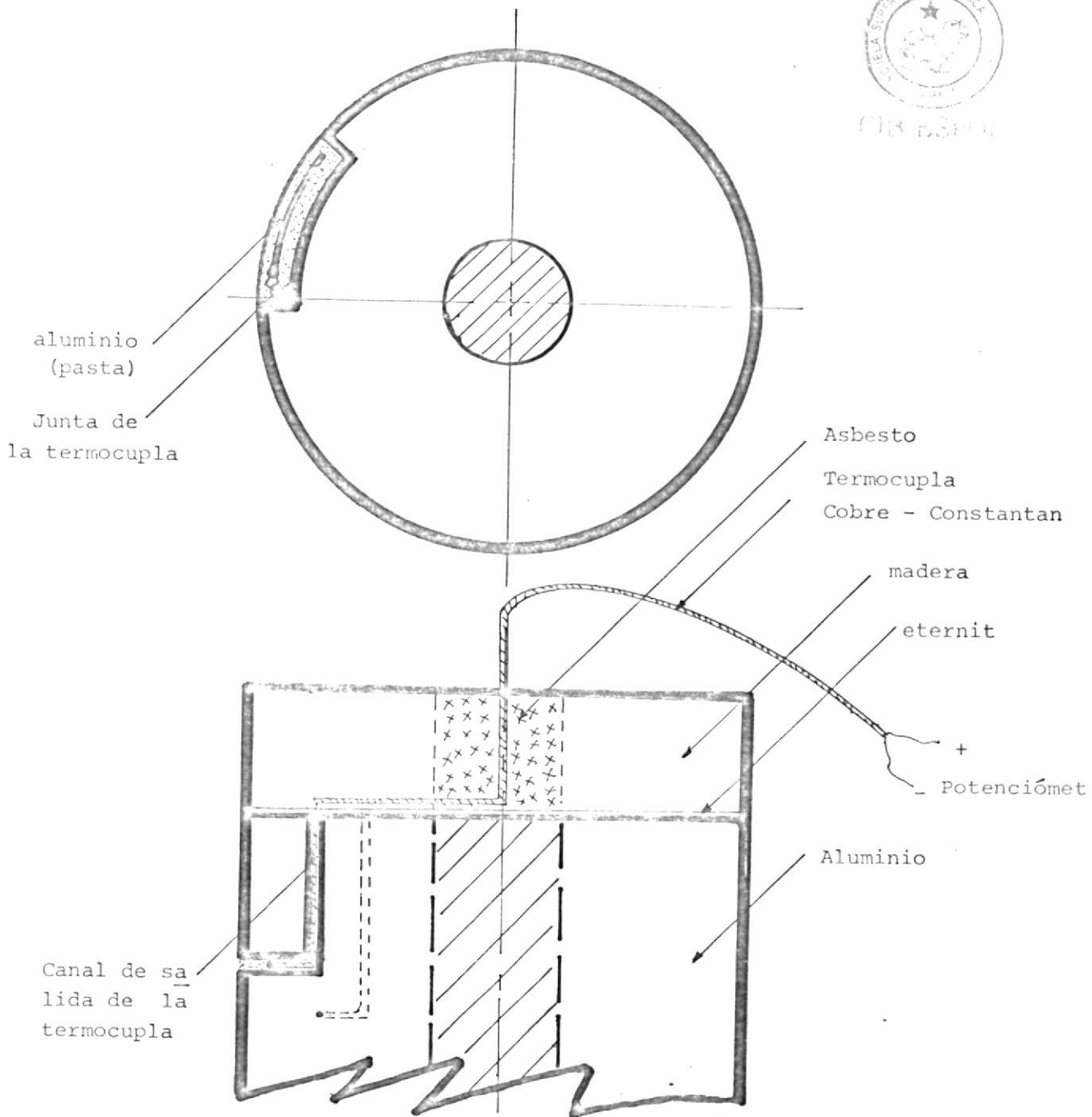


Fig. 17.- INSTALACION DE LA TERMOCUPLA

Los datos obtenidos en cada prueba experimental son utilizados para la determinación de los números de Nusselt locales y promedio, cuyos resultados se encuentran registrados en la Tabla C y gráficos 3 y 4. Estos resultados no han podido ser comparados con trabajos previos por cuanto los existentes corresponden a ductos largos, los mismos que no es posible instalarlos debido a la pequeña sección de prueba de nuestro túnel de viento, y a la exigencia de un gran diámetro para la colocación de las termocuplas requeridas. Sin embargo, la variación de la configuración de las curvas obtenidas cumplen una apreciable similitud con respecto a la correspondiente a ductos largos.

Los números de Nusselt promedio fueron calculados y situados en la curva experimental reproducida en Analysis of Heat and Mass Transfer por Eckert,<sup>(2)</sup> gráfico 10.



## 5.- DUCTOS CIRCULARES CON ALETA RECTANGULAR AXIAL

La razón fundamental del presente trabajo, como se indica en el Capítulo 2, es investigar el comportamiento de un cilindro sólido con una aleta rectangular posterior y axial, con fuente de calor en su centro axial y sumergida en un flujo de aire.

Podemos establecer que para un flujo de fluido alrededor de un cilindro simple con aleta, la fuerza de arrastre es función de la velocidad del flujo,  $V$ , diámetro del cilindro,  $d$ , densidad y viscosidad del fluido,  $\rho$  y  $\mu$ , respectivamente, y de la longitud de la aleta,  $\ell$ , es decir:<sup>(7)</sup>

$$F_D = f(v, d, \rho, \mu, \ell)$$

Desarrollando un análisis dimensional podemos encontrar ciertas relaciones adimensionales que nos indicarían los parámetros de variación en nuestro estudio. Estableciendo las dimensiones de estas variables en función de las básicas podemos indicar lo siguiente:

$$\begin{array}{l} v \quad | \quad L/T' \quad | \\ d \quad | \quad L \quad | \\ \rho \quad | \quad ML^{-3} \quad | \\ \mu \quad | \quad ML^{-1}T'^{-1} \quad | \\ \ell \quad | \quad L \quad | \\ F_D \quad | \quad MLT'^{-2} \quad | \end{array}$$

Aplicando el Teorema  $\pi$  de Buckingham, tomamos parámetros, que se repiten en el procedimiento, como variables básicas existen  $(M, L, T')$ , los mismos que son  $V$ ,  $d$  y  $\rho$ . Luego, procedemos con el cálculo, combinando los parámetros seleccionados como fijos con cada uno de los restantes a fin de constituir los parámetros adimensionales.

$$\begin{array}{l} \Pi_1 = \rho^a v^b d^c F_D \\ M^0 L^0 T'^0 = | ML^{-3} |^a | LT'^{-1} |^b | L |^c | MLT'^{-2} | \end{array}$$

De donde:

$$a = -1$$

$$b = -2$$

$$c = -2$$

Por lo tanto

$$\Pi_1 = \frac{F_D}{\rho v^2 d^2} = 2 C_D$$

donde  $C_D$  es el coeficiente de arrastre.

$$\Pi_2 = \rho^a v^b d^c \mu$$

$$M^0 L^0 T^0 = (ML^{-3})^a (LT^{-1})^b (L)^c (ML^{-1}T^{-1})$$

de donde:

$$a = -1$$

$$b = -1$$

$$c = -1$$

Por lo tanto

$$\Pi_2 = \frac{\mu}{\rho v d} = \frac{1}{Re}$$

donde  $Re$  = Número de Reynolds.

Finalmente, tomamos la variable restante:

$$\Pi_3 = \rho^a v^b d^c \ell$$

$$M^0 L^0 T^0 = (ML^{-3})^a (LT^{-1})^b (L)^c (L)$$

resolviendo;

$$a = 0$$

$$b = 0$$

$$c = -1$$

Por lo tanto

$$\Pi_3 = \frac{\ell}{d} = X$$



Donde  $X$  es la longitud relativa de la aleta con respecto al diámetro del cilindro.

Como el Teorema  $\pi$  de Buckingham expresa que cualquier función puede ser expresada en función de sus parámetros adimensionales, podemos escribir lo siguiente:

$$F_D = F(v, d, \rho, \mu, \lambda)$$

$$G(F_D, v, d, \rho, \mu, \lambda) = 0$$

$$G(\pi_1, \pi_2, \pi_3) = 0$$

Es decir que,

$$G(C_D, Re, X) = 0$$

Por lo tanto

$$C_D = F_1(Re, X)$$

De esta forma notaremos en nuestro experimento que el coeficiente de arrastre será en función del número de Reynolds, de la longitud relativa de la aleta con respecto al diámetro. Para el caso del cilindro simple,  $X = 0$ ,  $C_D = F_1(Re)$ .

Para la prueba correspondiente a la transferencia de energía térmica tendremos, de igual manera, que este fenómeno de flujo de calor dependerá de ciertas condiciones físicas como el caso anterior. Para ello analizaremos la transferencia de calor entre la superficie de un sólido y de un fluido, es decir

$$Q = h A (T_o - T_\infty)$$

Como la transferencia en la superficie es por conducción, tenemos

$$Q = -kA \left. \frac{\partial y}{\partial x} \right|_{y=0}$$

CIB-ESPOL



Como estas dos ecuaciones deben ser iguales

$$h (T_o - T_\infty) = -K \frac{\partial}{\partial y} (T - T_o) \Big|_{y=0}$$

luego

$$\frac{h}{K} = \frac{\frac{\partial}{\partial y} (T_o - T) \Big|_{y=0}}{T_o - T_\infty}$$

Si multiplicamos ambos miembros por el diámetro,  $d$ , tenemos:

$$\frac{hd}{K} = \frac{\frac{\partial}{\partial y} (T_o - T) \Big|_{y=0}}{\frac{T_o - T_\infty}{d}}$$

El término de la derecha es la razón del gradiente de temperatura en la superficie con respecto al gradiente de temperatura total.<sup>(6)</sup>

El término de la izquierda es adimensional y se los conoce como el número de Nusselt,  $Nu$ , el mismo que sería nuestro valor  $\pi_4$ .

Por lo anteriormente analizado podemos concluir que; al combinar un fenómeno de flujo de fluido con el de transferencia de calor tenemos como parámetros adimensionales, además del encontrado, todos aquellos cuyas variables influyen en el fenómeno de convección forzada, es decir;  $V, \mu, \rho, d, l$ . Por lo tanto debemos incluir  $\pi_2$  y  $\pi_3$ .

$$\phi (\pi_2, \pi_3, \pi_4) = 0$$

$$\text{O sea } \phi (Re, X, Nu) = 0$$

De donde podemos concluir que

$$Nu = f_2 (Re, X)$$

Si eliminamos la aleta encontramos que

$$Nu = f'_2 (Re)$$



De los análisis desarrollados observamos que los procedimientos teóricos nos conducen al establecimiento de parámetros adimensionales que nos orientan en las pruebas experimentales. Debido a la complejidad del fenómeno por su discontinuidad no existen estudios completamente analíticos y siempre éstos deben complementarse con pruebas experimentales.

## 5.1 Experimentación

### 5.1.1 Fuerza de arrastre

El arrastre, como fue indicado en la sección 4, depende de la presión y los esfuerzos de corte que actúan sobre la superficie del cuerpo. Por lo tanto, si instalamos un cuerpo en la zona de discontinuidad, donde se desarrollan los vórtices, incrementaremos el arrastre por los esfuerzos de corte (fricción) debido al incremento de superficie, pero éstos son menores que los producidos por la presión adversa generada en los vórtices, razón por la cual se logra la reducción del arrastre, denominándose a éstos cuerpos de configuración aerodinámica o aeroforme.

Para el trabajo experimental tomamos como superficie anexa o extendida a la placa rectangular de sección constante, por ser ésta de fácil maquinado y de mayor aplicación práctica. El procedimiento experimental es similar al del cilindro simple, con la única diferencia que se refiere al montaje de la aleta de longitud seleccionada para cada prueba. Los resultados experimentales se presentan en la Tabla B y en el gráfico 2.

### 5.1.2 Número de Nusselt

Dentro del análisis teórico de la transferencia de calor encontramos a la aleta como un elemento altamente disipante de energía térmica desde una superficie cualquiera. Para esto procedemos a un breve análisis.

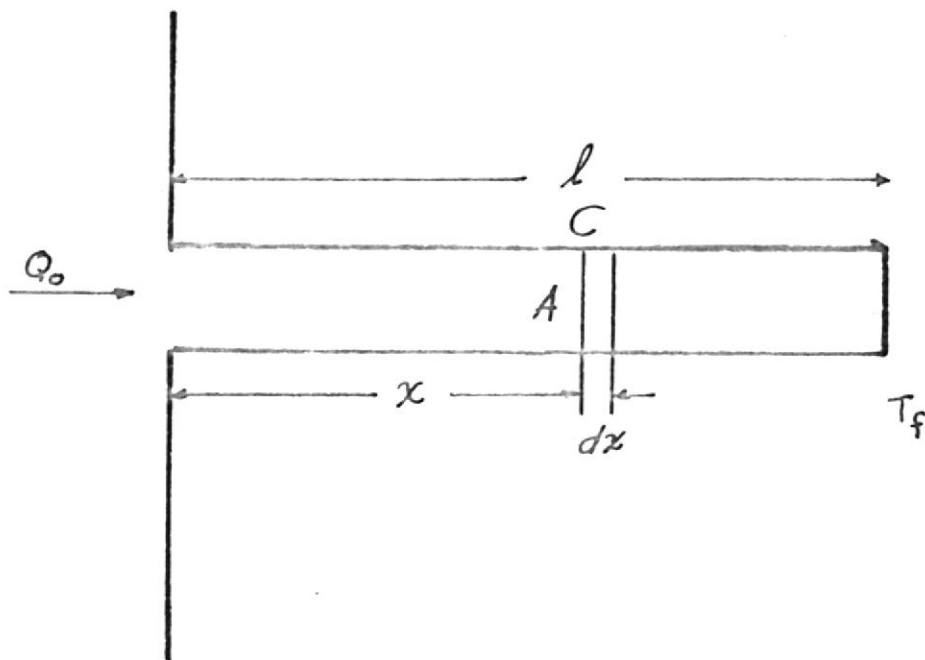


FIGURA 18.- ALETA RECTANGULAR COMO ELEMENTO DISIPANTE DE CALOR

La ecuación general de transferencia de calor por conducción para un material isotrópico y homogéneo está dado por: <sup>(2)</sup>

$$\frac{T}{\partial \tau} = \frac{K}{\rho c} \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) + \frac{Q'}{\rho c}$$

Como la longitud de la placa es larga y su espesor delgado comparado con el elemento cilíndrico, podemos considerar al flujo de calor como unidimensional. Si nuestras medidas experimentales se llevan a efecto para condiciones de estable, la ecuación arriba indicada puede reducirse a la siguiente expresión:

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = \frac{Q'}{K}$$



Como  $Q'$  va a ser disipado por convección, podemos escribir

$$Q' = hC dx (T - T_f)$$

Donde  $Q'$  es el calor por unidad de volumen, y se asume un coeficiente filmico constante sobre la superficie cuando no existe gradiente de temperatura en la dirección normal a la placa debido a su espesor pequeño.

Por lo tanto:

$$\frac{d^2 T}{dx^2} = \frac{hC dx (T - T_f)}{K A dx}$$

Si llamamos  $\psi = T - T_f$ ;  $d\psi = dT$  luego:

$$\frac{d^2 \psi}{dx^2} - \frac{hC}{KA} \psi = 0$$



CIB-ESPOL

Resolviendo esta ecuación tenemos que

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

donde

$$m = \sqrt{\frac{hC}{KA}}$$

Las constantes  $C_1$  y  $C_2$  pueden ser evaluadas aplicando las condiciones de borde correspondientes.

$$x = 0 \quad T = T_0$$

$$x = l \quad \frac{\partial \psi}{\partial x} = 0$$

Por cuanto la aleta transfiere calor a sus alrededores y las pérdidas de energía al final de la aleta se consideran cero.

Aplicando las condiciones de borde tenemos:



$$\psi_0 = T_0 - T_f = C_1 + C_2$$

$$\left( \frac{d\psi}{dx} \right)_{x=l} = 0 = m c_1 e^{ml} - m c_2 e^{-ml}$$

luego:

$$\psi_0 = \frac{e^{m(l+x)} + e^{-m(l-x)}}{e^{ml} + e^{-ml}} = \frac{\cosh m(l-x)}{\cosh m}$$

Como el flujo de calor en la base de la aleta ( $x = 0$ ) es;

$$Q_0 = -KA \left( \frac{d\psi}{dx} \right)_{x=0} = mKA \psi_0 \left| \frac{\sinh m(l-x)}{\cosh ml} \right|_{x=0}$$

$$Q_0 = hC \cdot KA \psi_0 \tanh ml ; m = \sqrt{\frac{hC}{KA}}$$

Como el flujo térmico  $Q_0$  es función directa de  $\tanh(ml)$ , luego la disipación de calor dependerá de la variación de esta función. Esta variación de  $Q_0$  incrementará a medida que  $l$  aumenta, pero este incremento se reduce cada vez hasta alcanzar un valor asintótico, es decir que existe una longitud óptima.

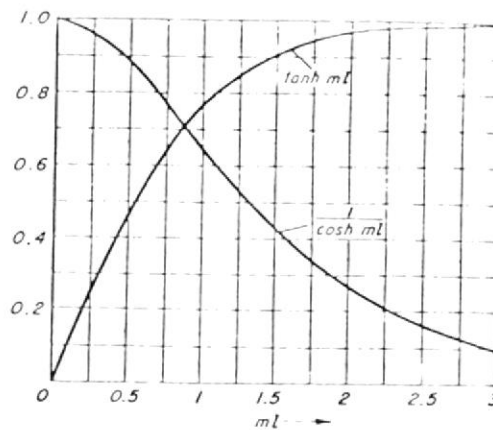


FIGURA 19 - VARIACION DE  $\tanh(ml)$



CIB-ESPOL

De lo anteriormente analizado se observa que teóricamente puede establecerse la longitud óptima de aleta; ésto en la práctica requiere del conocimiento de la temperatura de la superficie en la base de la aleta, la misma que depende de los flujos de aire y eléctricos. Esto sería interesante para un próximo trabajo, ya que ésto exigiría una gran variación de los parámetros indicados.

En este trabajo nos dedicaremos a operar con diferentes longitudes de aleta, a fin de investigar su incremento de transferencia de calor con la consiguiente disminución de arrastre.

El procedimiento experimental es el mismo que el detallado en la sección 4.2.2, para el cilindro simple. Los valores de los datos obtenidos son presentados en la tabla D y los gráficos 5, 6, 7, 8, 9, 10.



## 6.- COMPARACION DE RESULTADOS

Al inicio del presente trabajo se estableció como objetivo el análisis experimental del cilindro con la placa rectangular axialmente integrada, esperándose encontrar que se produzca una reducción de arrastre y un incremento del Número de Nusselt, es decir: del flujo de calor. Veamos ésto a continuación.

### 6.1 Cilindro Simple versus Cilindro con Aleta Rectangular Axial

#### 6.1.1 Arrastre

Efectuando un análisis de los resultados obtenidos para el arrastre, tanto de un cilindro simple como con la placa integrada, podemos observar que la reducción del coeficiente de arrastre incrementa a medida que la longitud de la placa aumenta.

Cuando la aleta tuvo una longitud relativa  $X$  mayor que 2, pudo observarse dificultad en la lectura de la fuerza de arrastre por cuanto su valor era muy variable. Esto se atribuye a que los vórtices remanentes actuaban sobre la placa generando oscilaciones y produciendo la consiguiente vibración del modelo.

Una observación significativa puede ser apreciada en el gráfico No. 1.

#### 6.1.2 Número de Nusselt

Los datos obtenidos de las mediciones experimentales de muestran un incremento apreciable de la transferencia de calor; especialmente en la parte posterior del cilindro.

Además, podemos observar que a medida que el número de Reynolds aumenta ésta diferencia es más significativa.

Los resultados comparativos pueden ser observados en los gráficos 8, 11, 12, 13, 14, 15, 16, 17, 18, 19, 20.

Observando estos resultados encontramos una alta disipación de calor para  $X = 2.0$ , cuando  $Re \geq 1 \times 10^5$ . Para  $Re \leq 10^5$ , el cilindro con  $X = 3,0$  se encuentra como el más efectivo.



CIB-ESPOL



CIB-ESPOL



## 7.- CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Después de haber hecho los análisis correspondientes, tanto teóricos como experimentales, podemos establecer las siguientes conclusiones y recomendaciones:

- a. El incremento de superficie sobre cuerpos, ocupando la zona de la formación de vórtices, reduce la fuerza de arrastre.
- b. La aleta es un elemento de gran capacidad disipante de energía térmica cuando ésta se encuentra en un medio fluido con movimiento relativo.
- c. La colocación de una aleta rectangular en dirección axial y posición posterior del cilindro sumergido en flujo normal a su superficie reduce significativamente la fuerza de arrastre e incrementa el flujo térmico cuando éste tiene diferencia de temperatura con respecto al fluido.
- d. En flujos cuyo  $Re \leq 10^5$  existe un mínimo que corresponde al punto de separación, a un ángulo  $\theta = 60^\circ$ .
- e. En flujos cuyo  $Re \geq 10^5$  se presentan dos puntos mínimos para  $Nu$ , uno a  $\theta = 60^\circ$  y otro a  $\theta = 120^\circ$ . Estos representan al punto de transición y el punto de separación de la capa límite turbulenta.
- f. Para  $Re \geq 10^5$ ; el cilindro con  $X = 2,0$  es el elemento de mayor disipación. Esto indica que la longitud óptima de la aleta está alrededor de  $X = 2.0$  para este rango de  $Re$ .
- g. Para  $Re \leq 10^5$ , el cilindro con  $X = 3.0$  es el elemento de mayor disipación considerándose que la longitud óptima de aleta está alrededor de  $X = 3$  para este rango de Reynolds.
- h. Los valores de Nusselt promedio obtenidos son muy útiles para el cálculo de transferencia de calor por convección forzada so

bre ductos de longitud corta.

- i. Se ha elaborado un sistema experimental que colabora y motiva los ensayos de investigación en la ESPOL.
- j. Sería recomendable se investigue la variación del flujo de calor en cilindros debido a las rugosidades de la superficie.
- k. Sería recomendable se investigue la transferencia de calor en ladrillos refractarios fabricados localmente.
- l. Una ampliación de este trabajo puede ser hecha a fin de obtener la longitud óptima de la aleta.
- m. Se puede desarrollar un estudio térmico del bloque de cemento utilizado en las construcciones locales.





CIB-ESPOL

A P E N D I C E



## A: TABLAS

Pág.

TABLA A.-	Resultados generales del arrastre en cilindro simple	45
TABLA B.-	Resultados generales del arrastre en cilindros con aletas	46
TABLA C.-	Resultados generales del número de Nusselt en un cilindro simple	48
TABLA D.-	Resultados generales del número de Nusselt en un cilindro con aletas	50



TABLA A

RESULTADOS GENERALES DEL ARRASTRE EN CILINDRO SIMPLE



CIB-ESPOL

Re	$C_d$
$1,7 \times 10^4$	0,987
$2,1 \times 10^4$	0,955
$2,4 \times 10^4$	0,884
$2,6 \times 10^4$	0,9
$2,8 \times 10^4$	0,9
$3,4 \times 10^4$	0,89
$3,8 \times 10^4$	0,88
$4,5 \times 10^4$	0,86
$5 \times 10^4$	0,87
$5,6 \times 10^4$	0,86
$7 \times 10^4$	0,85
$8 \times 10^4$	0,83
$9,75 \times 10^4$	0,7





TABLA B

RESULTADOS GENERALES DEL ARRASTRE DEL CILINDRO CON ALETAS

X	Re	$C_{D_{c+p}}$	% reducción del coeficiente de Arrastre $\frac{C_{D_c} - C_{D_{c+p}}}{C_{D_c}}$
3/5	1,5 x 10 <sup>4</sup>	0,98	0,7
	2 x 10 <sup>4</sup>	0,90	5,76
	2,2 x 10 <sup>4</sup>	0,84	4,97
	2,68 x 10 <sup>4</sup>	0,86	4,44
	2,8 x 10 <sup>4</sup>	0,87	3,33
	3,46 x 10 <sup>4</sup>	0,87	2,24
	4,9 x 10 <sup>4</sup>	0,84	2,32
	5,66 x 10 <sup>4</sup>	0,85	3,40
	6,33 x 10 <sup>4</sup>	0,85	1,16
	7 x 10 <sup>4</sup>	0,84	1,17
1 3/5	8 x 10 <sup>4</sup>	0,83	0
	9,8 x 10 <sup>4</sup>	0,70	0
	2,28 x 10 <sup>4</sup>	0,82	14,13
	2,58 x 10 <sup>4</sup>	0,87	1,58
	2,86 x 10 <sup>4</sup>	0,9	0
	3,3 x 10 <sup>4</sup>	0,81	8,98
	4 x 10 <sup>4</sup>	0,85	3,4
	4,48 x 10 <sup>4</sup>	0,83	3,5
	4,9 x 10 <sup>4</sup>	0,85	2,3
	5,63 x 10 <sup>4</sup>	0,85	3,4
6,02 x 10 <sup>4</sup>	0,84	2,3	
6,91 x 10 <sup>4</sup>	0,85	0	
8,01 x 10 <sup>4</sup>	0,82	0	
9,83 x 10 <sup>4</sup>	0,69	1,42	

TABLA B  
(Continúa)  
RESULTADOS GENERALES DEL ARRASTRE EN CILINDRO CON ALETAS

X	Re	$C_{D_{c+p}}$	% reducción del coeficiente de Arrastre
			$\frac{C_{D_c} - C_{D_{c+p}}}{C_{D_c}}$
2	$1,6 \times 10^4$	0,69	1,42
	$2 \times 10^4$	0,86	9,94
	$2,6 \times 10^4$	0,84	6,66
	$3 \times 10^4$	0,82	8,88
	$3,46 \times 10^4$	0,83	6,74
	$4 \times 10^4$	0,82	6,8
	$4,5 \times 10^4$	0,84	2,3
	$5 \times 10^4$	0,84	3,4
	$5,6 \times 10^4$	0,82	5,6
	$6 \times 10^4$	0,83	0
	$7,44 \times 10^4$	0,80	5,8
	$8 \times 10^4$	0,79	4,8
	$1,01 \times 10^5$	0,65	7,1
	5 1/5	$1,6 \times 10^4$	0,76
$2 \times 10^4$		0,73	23,55
$2,6 \times 10^4$		0,73	18,88
$3,46 \times 10^4$		0,71	20,22
$4 \times 10^4$		0,71	19,31
$4,5 \times 10^4$		0,73	15,11
$5 \times 10^4$		0,73	16,09
$5,6 \times 10^4$		0,71	19,31
$6 \times 10^4$		0,73	15,11
$7,44 \times 10^4$		0,73	14,11
$8 \times 10^4$		0,71	14,45
$9,7 \times 10^4$		0,68	2,8

TABLA C

RESULTADOS GENERALES DEL NUMERO DE NUSSELT EN UN CILINDRO SIMPLE

$\theta$	Re= 53448	Re= 63970	Re= 101446	Re= 110034
	$Nu_c$	$Nu_c$	$Nu_c$	$Nu_c$
0	218	250	296	325
10	216	252	298	324
20	213	254	300	325
30	210	256	298	325
40	208	245	295	322
50	207	240	288	312
60	205	235	286	308
70	208	237	288	315
80	210	238	290	322
90	212	239	292	325
100	212	240	293	322
110	213	241	292	321
120	214	242	291	318
130	214	242	291	315
140	214	242	292	315
150	215	243	293	315
160	215	243	295	316
170	215	244	295	318
180	216	245	295	318



TABLA C

RESULTADOS GENERALES DEL NUMERO DE NUSSELT EN UN CILINDRO SIMPLE

$\theta$	Re= 117140	Re= 145590	Re= 174040	Re= 200894	Re= 204754
	$Nu_c$	$Nu_c$	$Nu_c$	$Nu_c$	$Nu_c$
0	355	410	462	508	552
10	354	410	462	508	552
20	354	410	462	508	552
30	354	408	462	508	552
40	352	405	457	505	550
50	343	397	448	490	520
60	325	388	433	480	500
70	338	395	440	485	507
80	350	400	445	493	524
90	362	412	458	500	538
100	368	422	470	503	548
110	355	413	460	495	538
120	338	405	445	488	523
130	345	414	455	495	534
140	352	415	465	500	543
150	358	418	468	508	550
160	358	425	472	510	550
170	358	426	473	511	551
180	359	427	473	513	552



E.S.P.



TABLA D

RESULTADOS GENERALES DEL NUMERO DE NUSSELT EN UN CILINDRO CON ALETA

Re	X	$\theta$	$Nu_{c+p}$	% Incremento de transferencia de calor $\frac{Nu_{c+p} - Nu_c}{Nu_{c+p}}$
53449	3	0	303	18,15
		30	298	18,79
		60	290	18,96
		90	298	18,79
		120	311	19,6
		150	314	20,38
		180	332	24,69
63970	3	0	346	20,23
		30	333	17,41
		60	333	21,92
		90	339	19,7
		120	360	24,16
		150	339	18,87
		180	385	27,79
101446	3	0	435	31,95
		30	430	30,69
		60	421	32,06
		90	430	32,09
		120	463	37,14
		150	470	37,60
		180	476	38,02
110034	3	0	480	32,29
		30	462	29,65
		60	457	32,6

TABLA D  
(Continúa)

RESULTADOS GENERALES DEL NUMERO DE NUSSELT EN UN CILINDRO CON ALETA

Re	X	$\theta$	$Nu_{c+p}$	% Incremento de transferencia de calor $\frac{Nu_{c+p} - Nu_c}{Nu_{c+p}}$
110034	3	90	467	30,40
		120	498	36,14
		150	502	37,25
		180	502	36,65
117140	3	0	484	26,65
		30	473	25,15
		60	462	29,65
		90	473	23,46
		120	502	32,66
		180	518	30,69
145590	3	0	503	18,48
		30	482	15,35
		60	483	19,66
		90	494	16,59
		120	537	24,58
		180	537	22,16
174040	3	0	572	19,23
		30	558	17,20
		60	558	22,4
		90	596	23,15
		120	638	30,25



TABLA D  
(Continúa)

RESULTADOS GENERALES DEL NUMERO DE NUSSELT EN UN CILINDRO CON ALETA

Re	X	$\theta$	$Nu_{c+p}$	% Incremento de transferencia de calor $\frac{Nu_{c+p} - Nu_c}{Nu_{c+p}}$
174040	3	150	638	26,64
		180	689	31,34
200894	3	0	639	20,5
		30	621	18,19
		60	608	21,05
		90	655	23,66
		120	705	30,78
		150	705	27,94
204754	3	180	779	34,14
		0	655	15,72
		30	639	13,61
		60	639	21,75
		90	689	21,91
		120	743	29,60
150	747	26,37		
180	797	30,74		



TABLA D  
(Continúa)

RESULTADOS GENERALES DEL NUMERO DE NUSSELT EN UN CILINDRO CON ALETA

Re	X	$\theta$	$Nu_{c+p}$	% Incremento de $Nu$ $\frac{Nu_{c+p} - Nu_c}{Nu_{c+p}}$
204750	2	0	693	20,34
		30	657	15,98
		60	684	23,54
		90	693	22,36
		120	767	31,81
		150	782	29,66
		180	857	35,58
200894	2	0	643	20,99
		30	607	16,30
		60	607	20,92
		90	642	22,11
		120	709	31,17
		150	730	30,41
		180	800	35,87
174040	2	0	605	23,63
		30	572	19,23
		60	572	24,25
		90	593	22,76
		120	644	30,90
		150	665	29,62
		180	719	34,21
145590	2	0	518	20,84
		30	494	17,40
		60	488	20,49

TABLA D  
(Continúa)

RESULTADOS GENERALES DEL NUMERO DE NUSSELT EN UN CILINDRO CON ALETA

Re	X	$\theta$	$Nu_{c+p}$	% Incremento de Nu $\frac{Nu_{c+p} - Nu_c}{Nu_{c+p}}$
145590	2	90	503	18,09
		120	548	26,09
		150	554	24,54
		180	593	27,99
117040	2	0	431	17,63
		30	413	24,28
		60	407	20,14
		90	416	12,98
		120	446	24,21
		150	458	21,83
		180	485	25,97
110034	2	0	414	21,49
		30	396	17,92
		60	390	21,02
		90	399	18,54
		120	423	24,82
		150	429	26,57
		180	453	29,80
101446	2	0	375	21,06
		30	360	17,22
		60	354	19,20
		90	363	19,55
		120	381	23,62
		150	390	24,87
		180	408	27,69

TABLA D  
(Continúa)

RESULTADOS GENERALES DEL NUMERO DE NUSSELT EN UN CILINDRO CON ALETA

Re	X	$\theta$	$Nu_{c+p}$	% Incremento de Nu $\frac{Nu_{c+p} - Nu_c}{Nu_{c+p}}$
101446	2	0	375	21,06
		30	360	17,22
		60	354	19,20
		90	363	19,55
		120	381	23,62
		150	390	24,87
		180	408	27,69
63970	2	0	320	13,75
		30	320	14,06
		60	310	16,12
		90	313	13,09
		120	324	15,74
		150	330	16,66
		180	340	18,23
53487	2	0	290	14,48
		30	280	13,57
		60	276	14,85
		90	276	10,14
		120	285	12,28
		150	288	13,18
		180	300	16,66
204754	1	0	635	13,07
		30	612	9,8
		60	609	17,89
		90	638	15,65

TABLA D  
(Continúa)

RESULTADOS GENERALES DEL NUMERO DE NUSSELT EN UN CILINDRO CON ALETA

Re	X	$\theta$	$Nu_{c+p}$	% Incremento Nu $\frac{Nu_{c+p} - Nu_c}{Nu_{c+p}}$
204754	1	120	704	25,71
		150	724	24,03
		180	793	30,00
200894	1	0	607	16,3
		30	586	13,3
		60	583	17,66
		90	609	17,89
		120	675	27,70
		150	687	26,05
		180	743	30,95
174040	1	0	514	10,11
		30	493	6,28
		60	493	12,17
		90	505	9,3
		120	550	19,09
		150	565	17,16
		180	601	21,29
145590	1	0	495	17,17
		30	473	13,74
		60	475	18,31
		90	477	13,62
		120	513	21,05
		150	523	20,07
		180	537	20,48

TABLA D  
(Continúa)

RESULTADOS GENERALES DEL NUMERO DE NUSSELT EN UN CILINDRO CON ALETA

Re	X	$\theta$	$Nu_{c+p}$	$\% \text{ Incremento } Nu$ $\frac{Nu_{c+p} - Nu_c}{Nu_{c+p}}$
117140	1	0	391	9,20
		30	383	7,57
		60	377	13,79
		90	383	5,4
		120	388	12,88
		150	394	9,13
		180	403	10,91
110034	1	0	340	4,41
		30	333	2,40
		60	328	6,09
		90	333	2,40
		120	337	5,63
		150	340	7,35
		180	350	9,14
101034	1	0	310	4,51
		30	303	1,65
		60	300	4,66
		90	306	4,57
		120	310	6,12
		150	313	6,38
		180	323	8,66
63970	1	0	295	6,44
		30	295	6,77
		60	280	7,14
		90	296	8,10
		120	293	6,82

TABLA D  
(Continúa)

RESULTADOS GENERALES DEL NUMERO DE NUSSELT EN UN CILINDRO CON ALETA

Re	X	$\theta$	$Nu_{c+p}$	% Incremento Nu $\frac{Nu_{c+p} - Nu_c}{Nu_{c+p}}$
63970	1	150	295	6,77
		180	302	7,94
53448	1	0	268	7,46
		30	265	8,67
		60	257	8,56
		90	265	6,41
		120	270	7,40
		150	273	8,42
		180	278	10,07



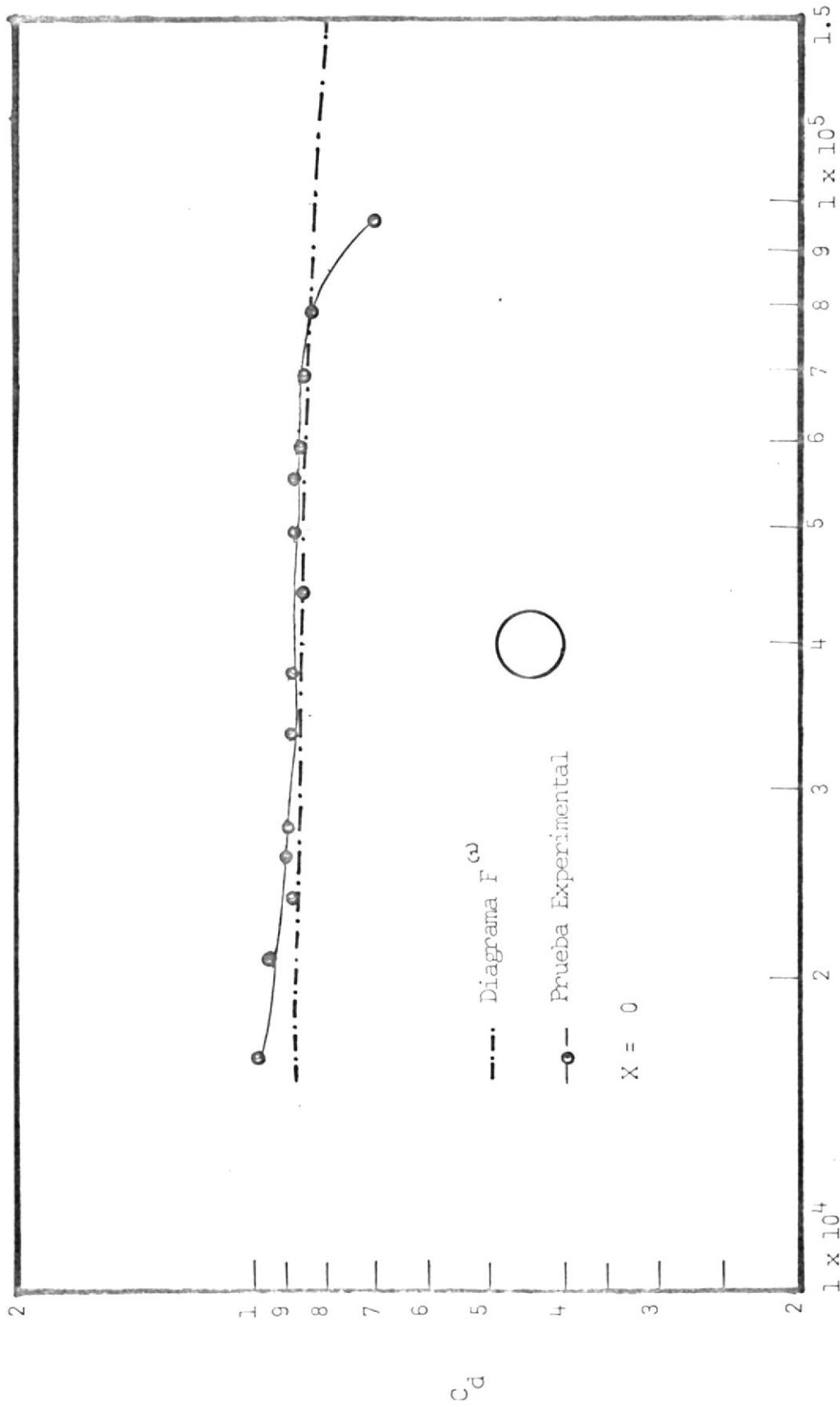
## B: GRAFICOS

Pág.

- GRAFICO 1.- Arrastre en cilindros cortos
- GRAFICO 2.- Arrastre en cilindros cortos con aleta axial posterior
- GRAFICO 3.- Número de Nusselt en cilindros cortos;  
 $Re \geq 1,4 \times 10^5$
- GRAFICO 4.- Número de Nusselt en cilindros cortos;  
 $Re \leq 1,17 \times 10^5$
- GRAFICO 5.- Número de Nusselt en cilindro con aleta  $X= 3.0$ .
- GRAFICO 6.- Número de Nusselt en cilindro con aleta  $X= 2.0$ ;  $Re \geq 1,17 \times 10^5$ .
- GRAFICO 7.- Número de Nusselt en cilindro con aleta  $X = 2.0$ ;  $Re \leq 1,17 \times 10^5$ .
- GRAFICO 8.- Número de Nusselt en cilindro con aleta  $X= 1.0$ ;  $Re \geq 1.4 \times 10^5$ .
- GRAFICO 9.- Número de Nusselt en cilindro con aleta  $X= 1.0$ ;  $Re \leq 1.4 \times 10^5$ .
- GRAFICO 10.- Número de Nusselt promedio en cilindros
- GRAFICO 11.- Número de Nusselt en cilindro con Y sin aleta  $Re= 204754$ .
- GRAFICO 12.- Número de Nusselt en cilindro con Y sin aleta  $Re= 200894$ .



- GRAFICO 13.- Número de Nusselt en cilindro con Y sin aleta  $Re= 174040$ .
- GRAFICO 14.- Número de Nusselt en cilindro con Y sin aleta  $Re= 145590$ .
- GRAFICO 15.- Número de Nusselt en cilindro con Y sin aleta  $Re= 117140$ .
- GRAFICO 16.- Número de Nusselt en cilindro con Y sin aleta  $Re= 110034$ .
- GRAFICO 17.- Número de Nusselt en cilindro con Y sin aleta  $Re= 101446$ .
- GRAFICO 18.- Número de Nusselt en cilindro con Y sin aleta  $Re= 63970$ .
- GRAFICO 19.- Número de Nusselt en cilindro con Y sin aleta  $Re= 53448$ .



--- Diagrama  $F^{(2)}$

—○— Prueba Experimental

$X = 0$

Gráfico 1.- ARRASTRE EN CILINDROS CORTOS

Re

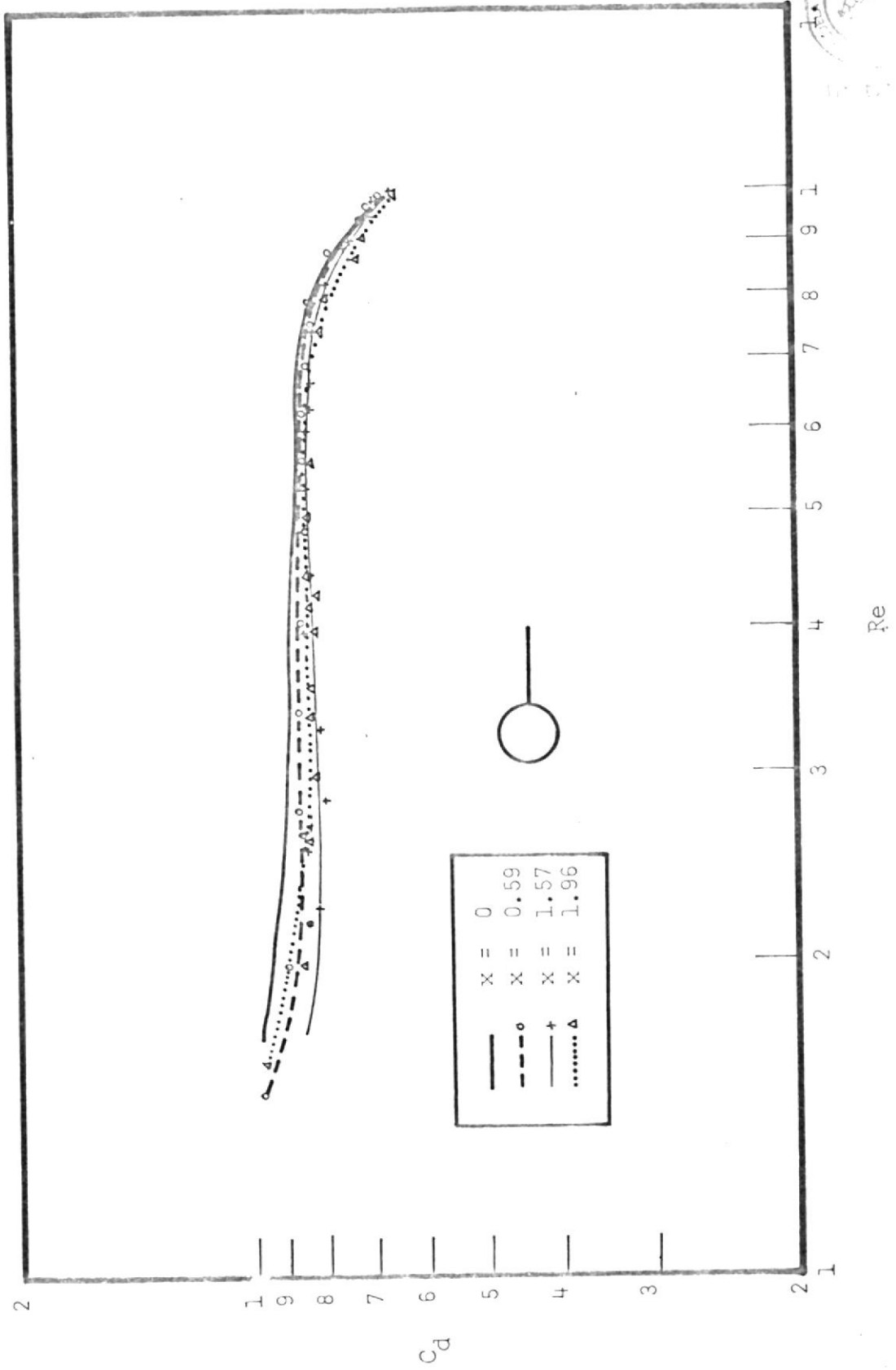


Gráfico 2.- ARRASTRE EN CILINDROS CORTOS CON ALETA AXIAL POSTERIOR

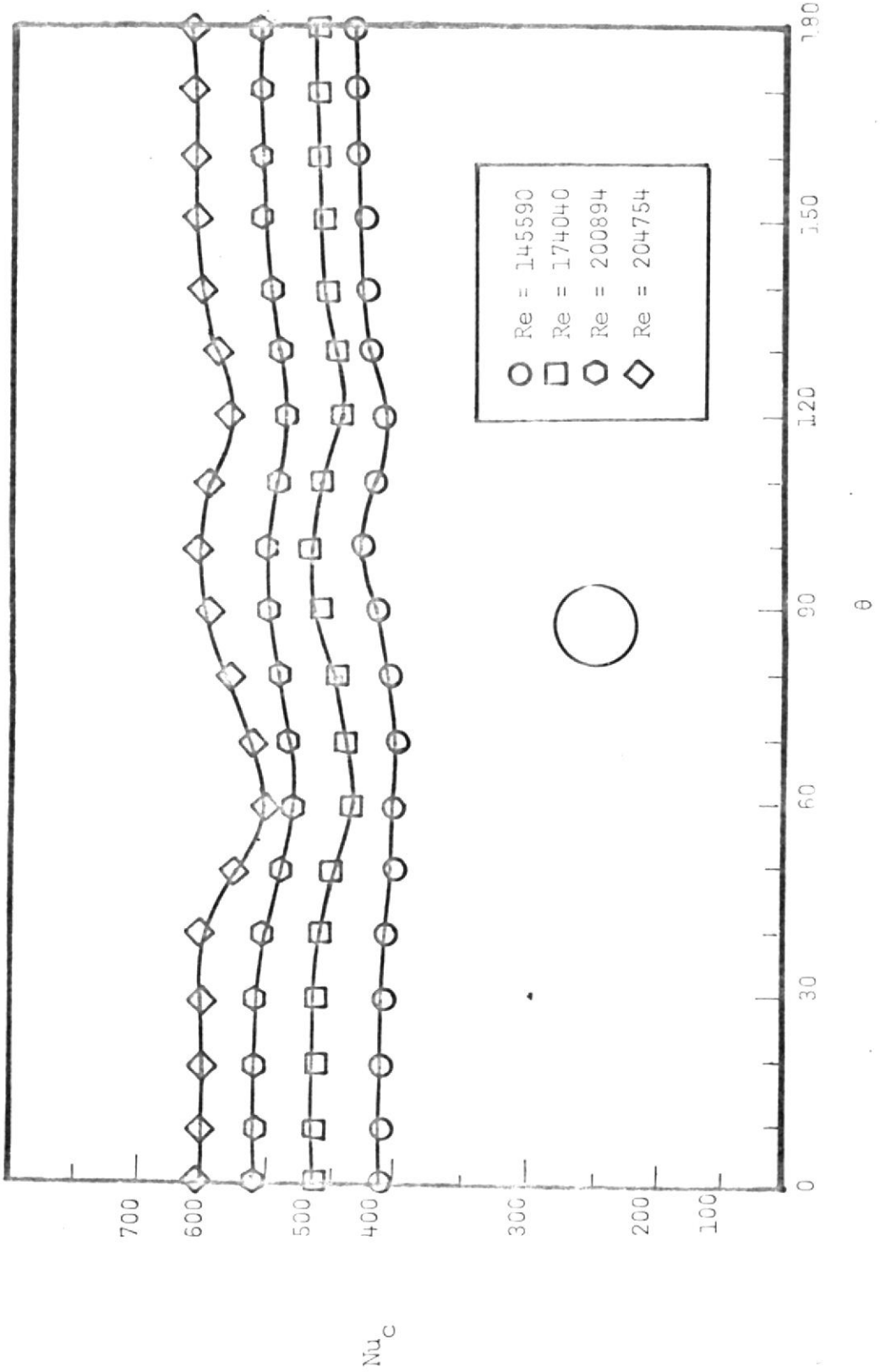


Gráfico 3.- NÚMERO DE NUSSELT EN CILINDROS CORTOS

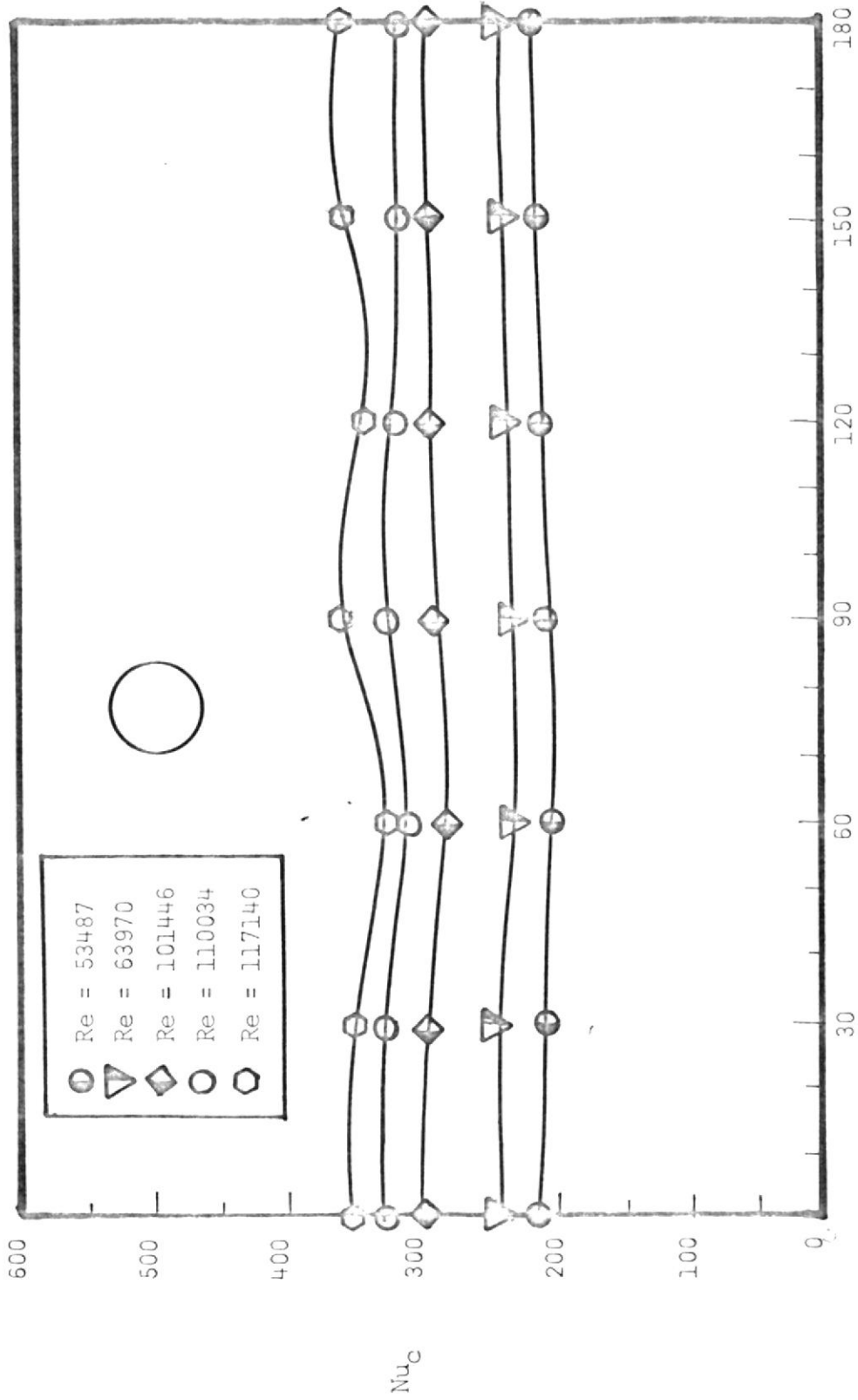


Gráfico 4.- NUMERO DE NUSSELT EN CILINDROS CORTOS

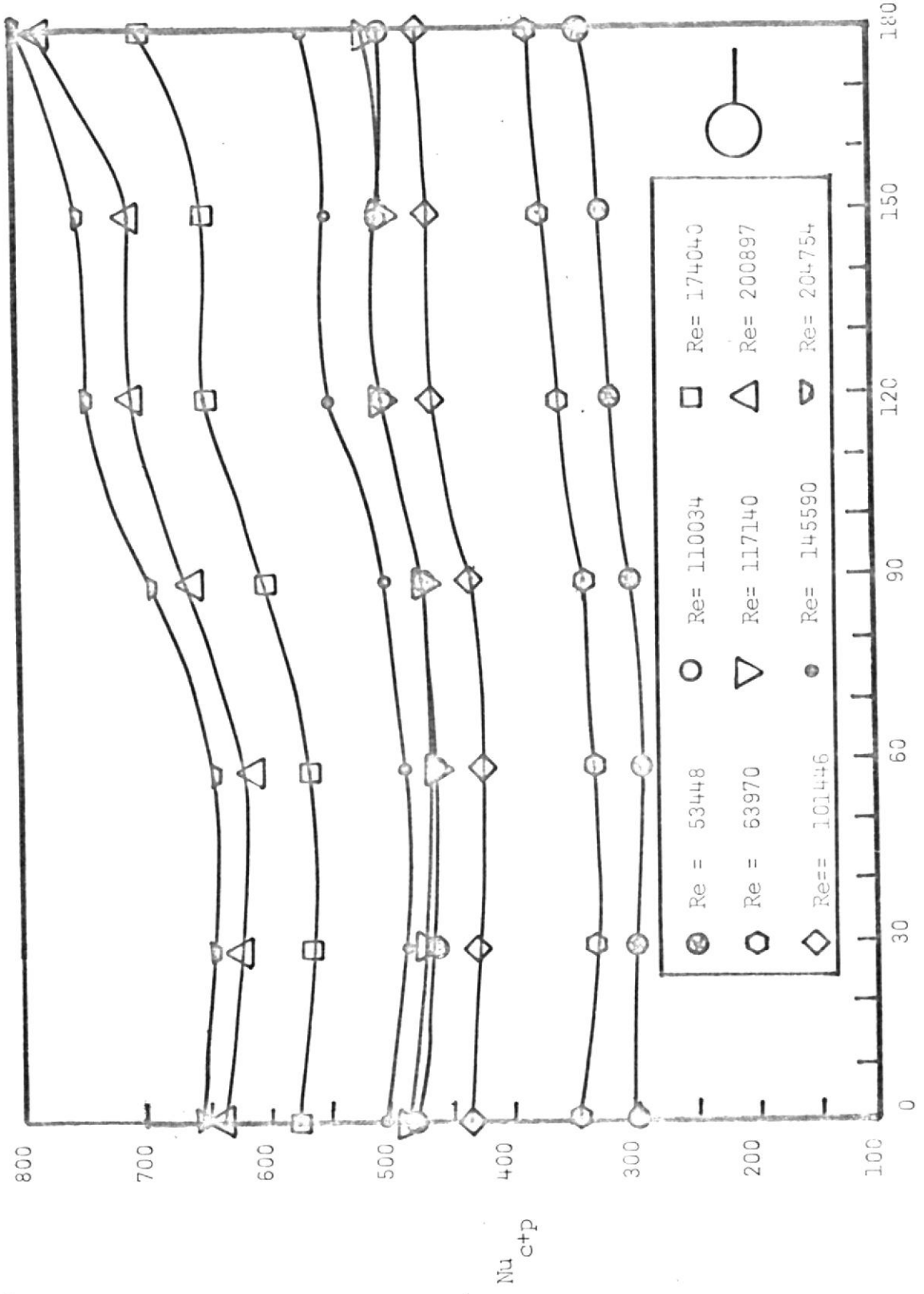


Gráfico 5.- NUMERO DE NUSSELT EN CILINDRO

$\theta$

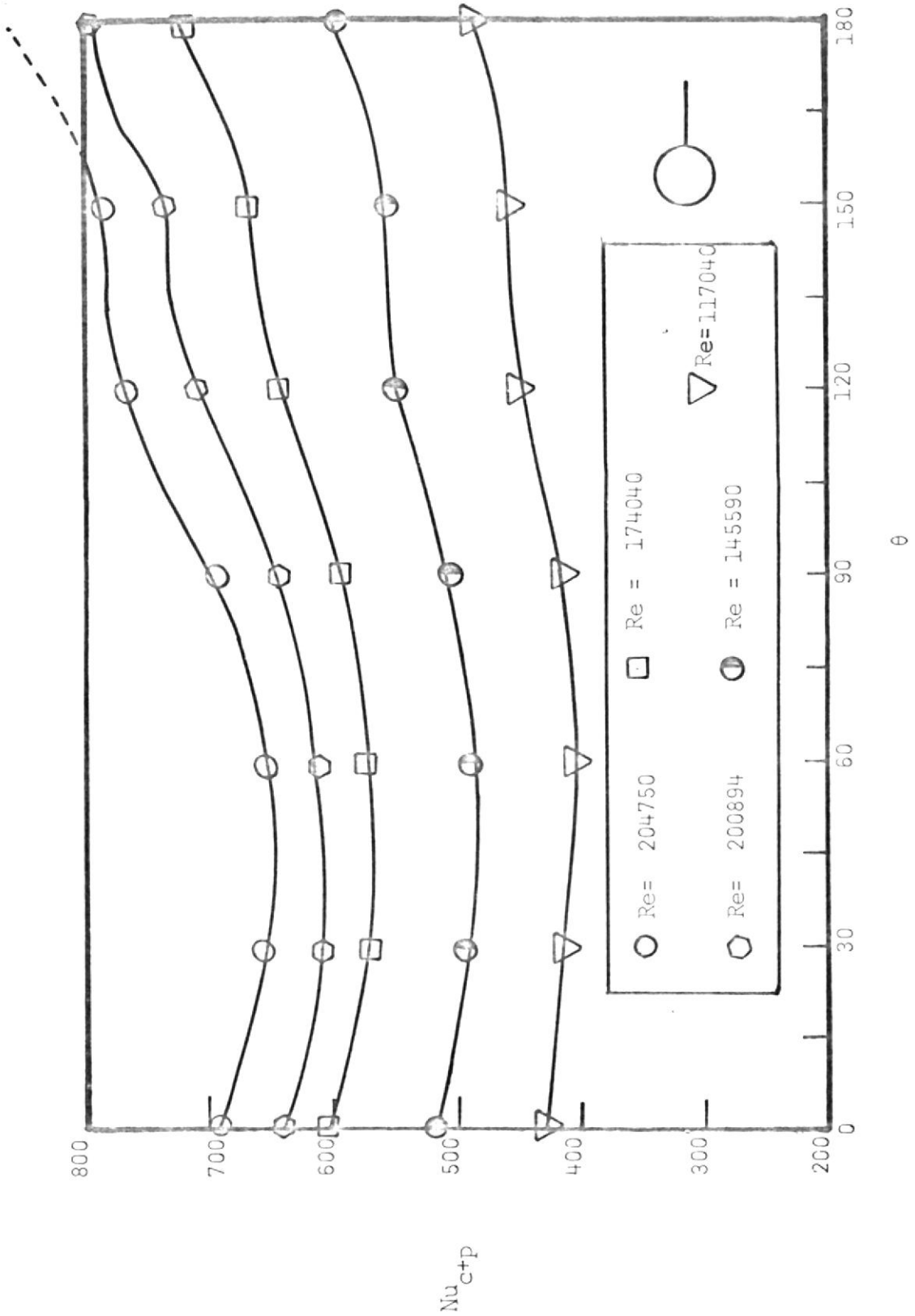


Gráfico 6.- NUMERO DE NUSSELT EN CILINDRO CON ALETA X= 2.0

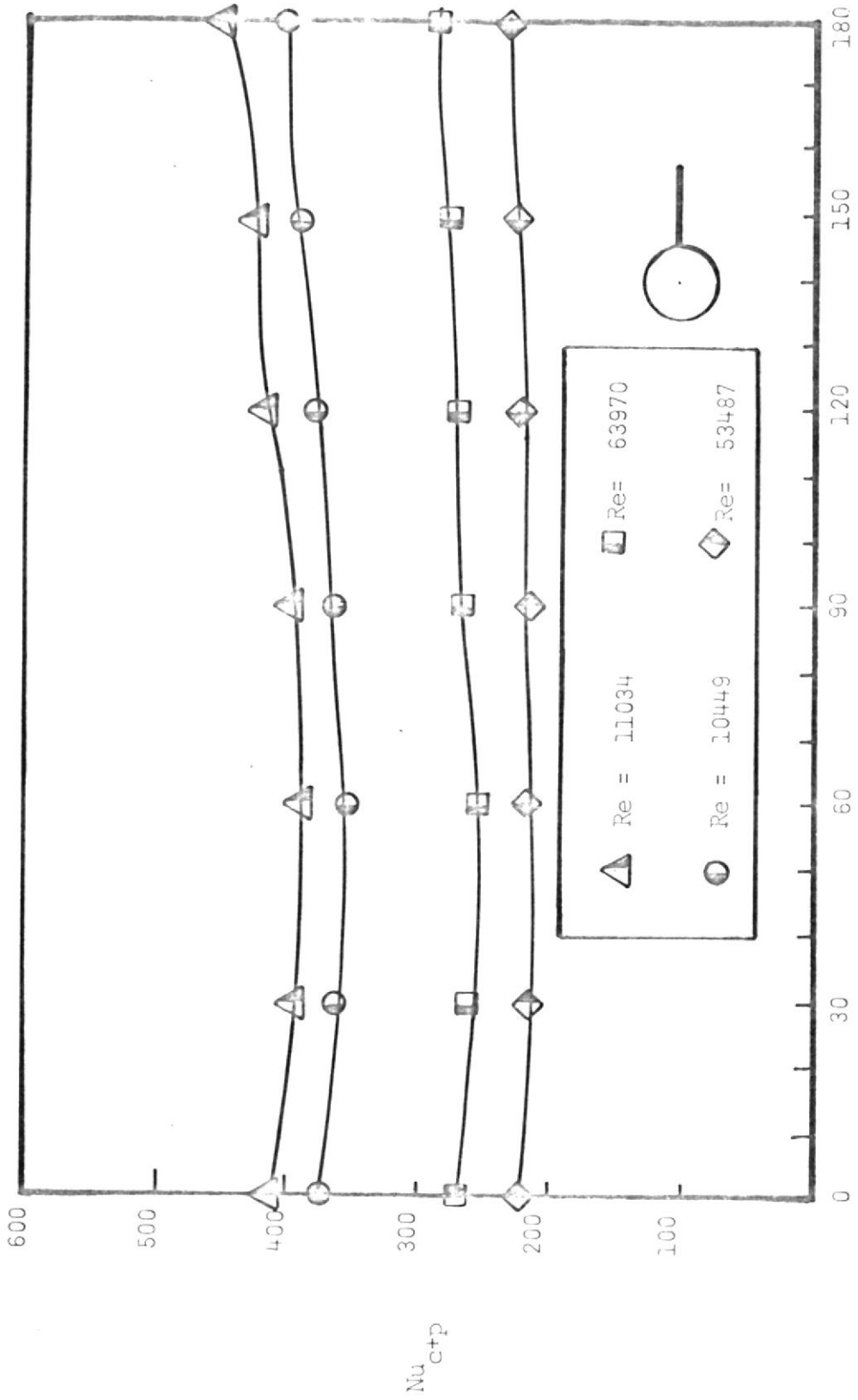


Gráfico 7.- NUMERO DE NUSSELT EN CILINDRO CON ALETA X= 20

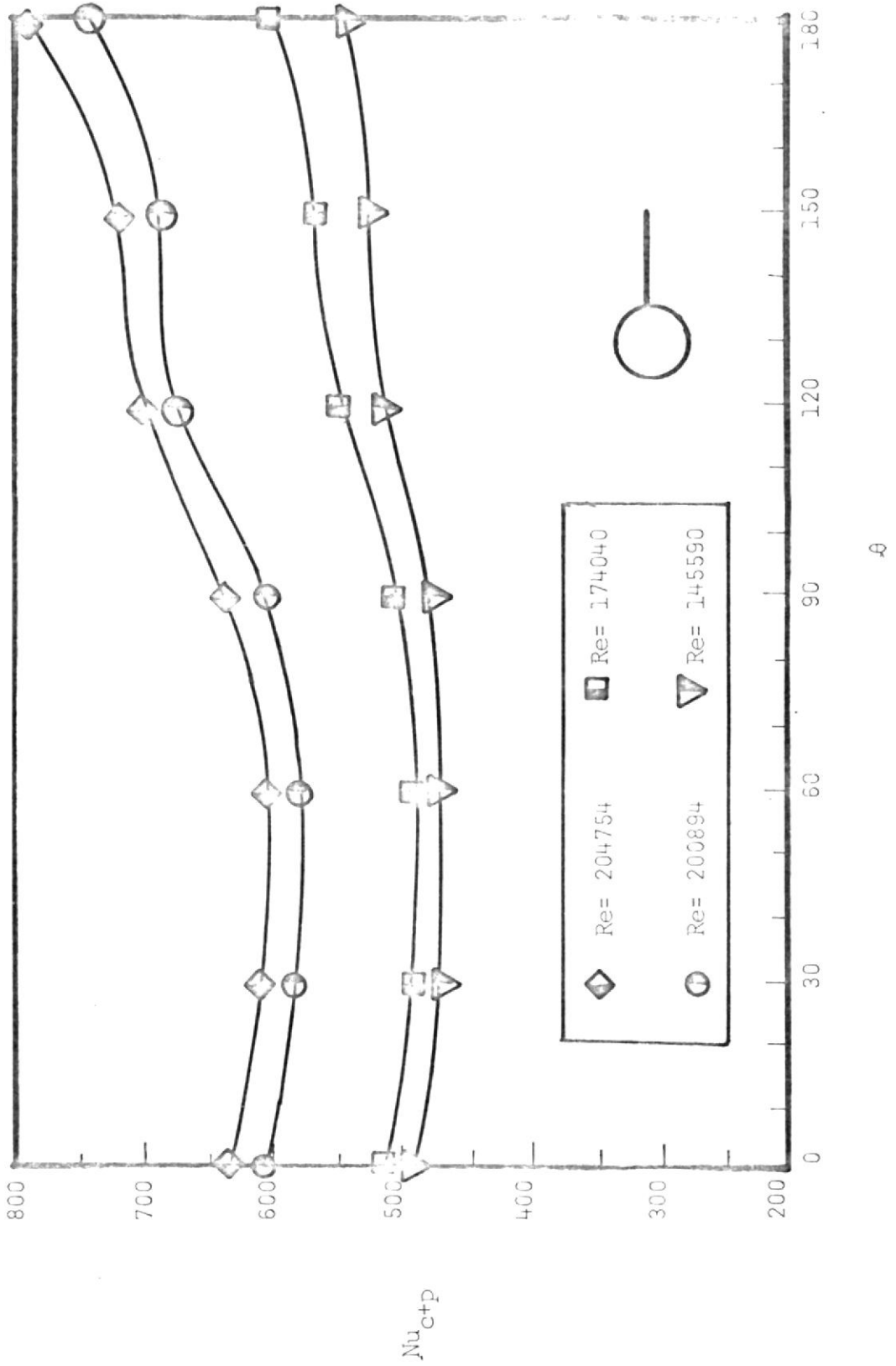


Gráfico 8.- NÚMERO DE NUSSELT EN CILINDRO  
CON ALETA X = 1.0

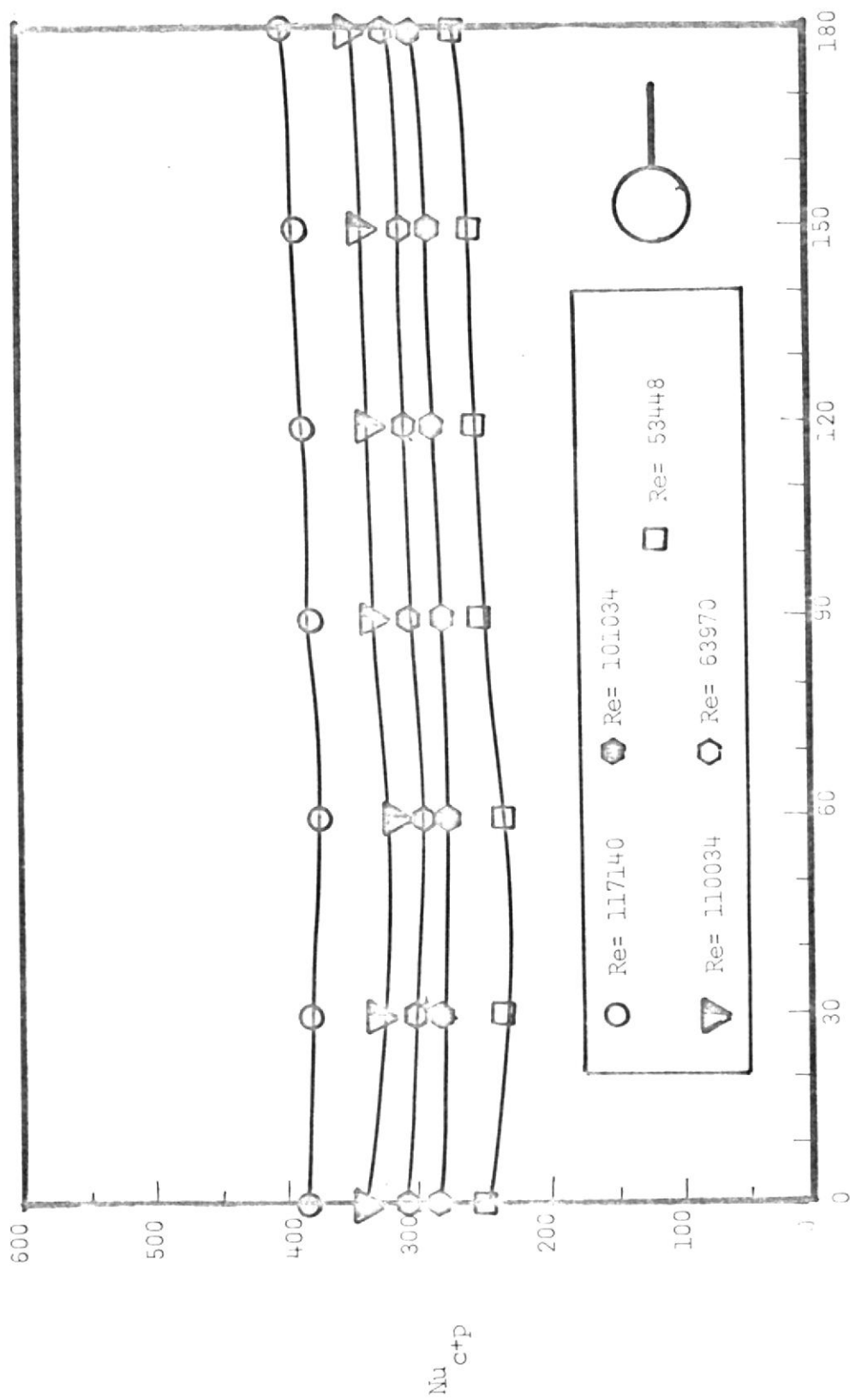


Gráfico 9.- NÚMERO DE NUSSELT EN CILINDRO  
CON ALETA X = 1.0

$\beta$

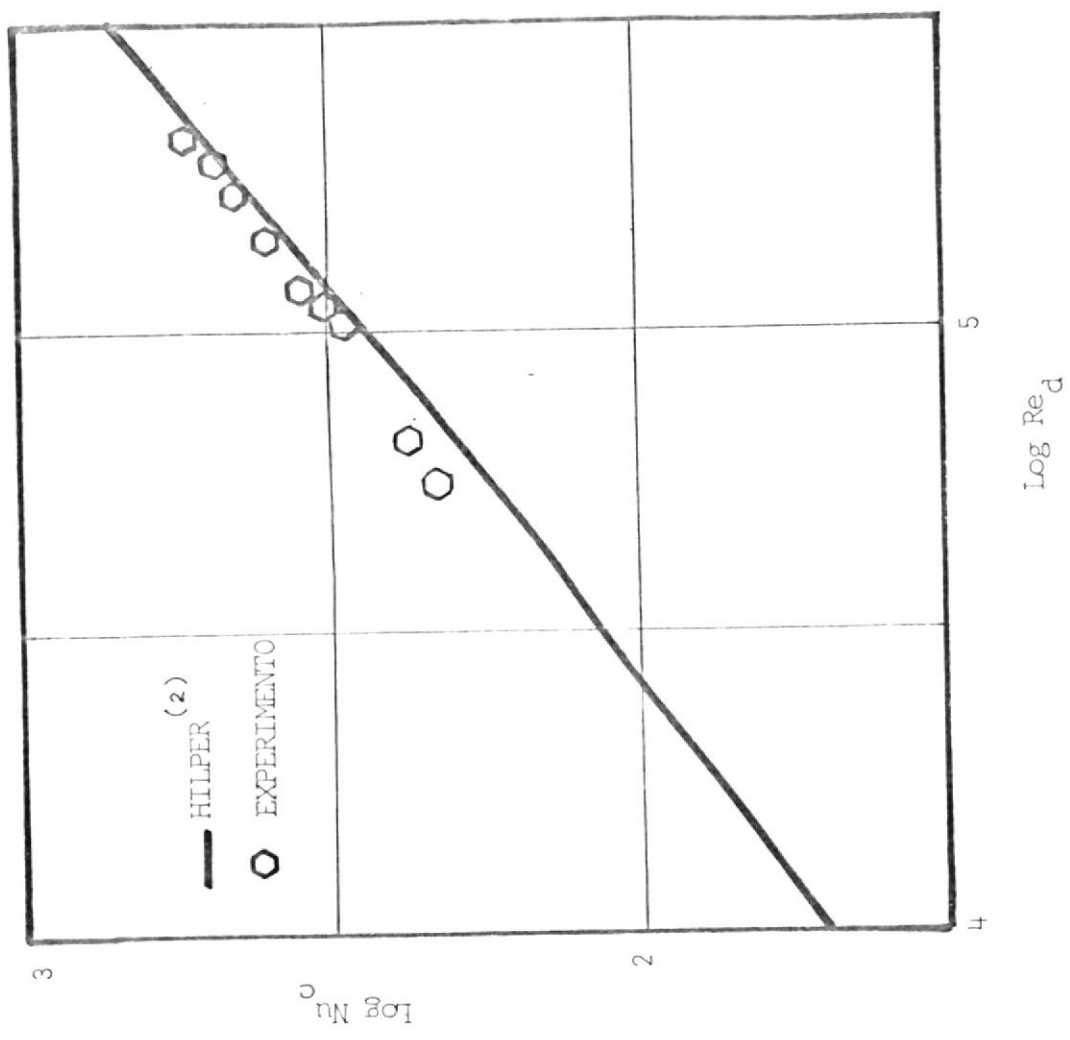


Gráfico 10.- NUMERO DE NUSSETL  
PROMEDIO EN CILINDROS



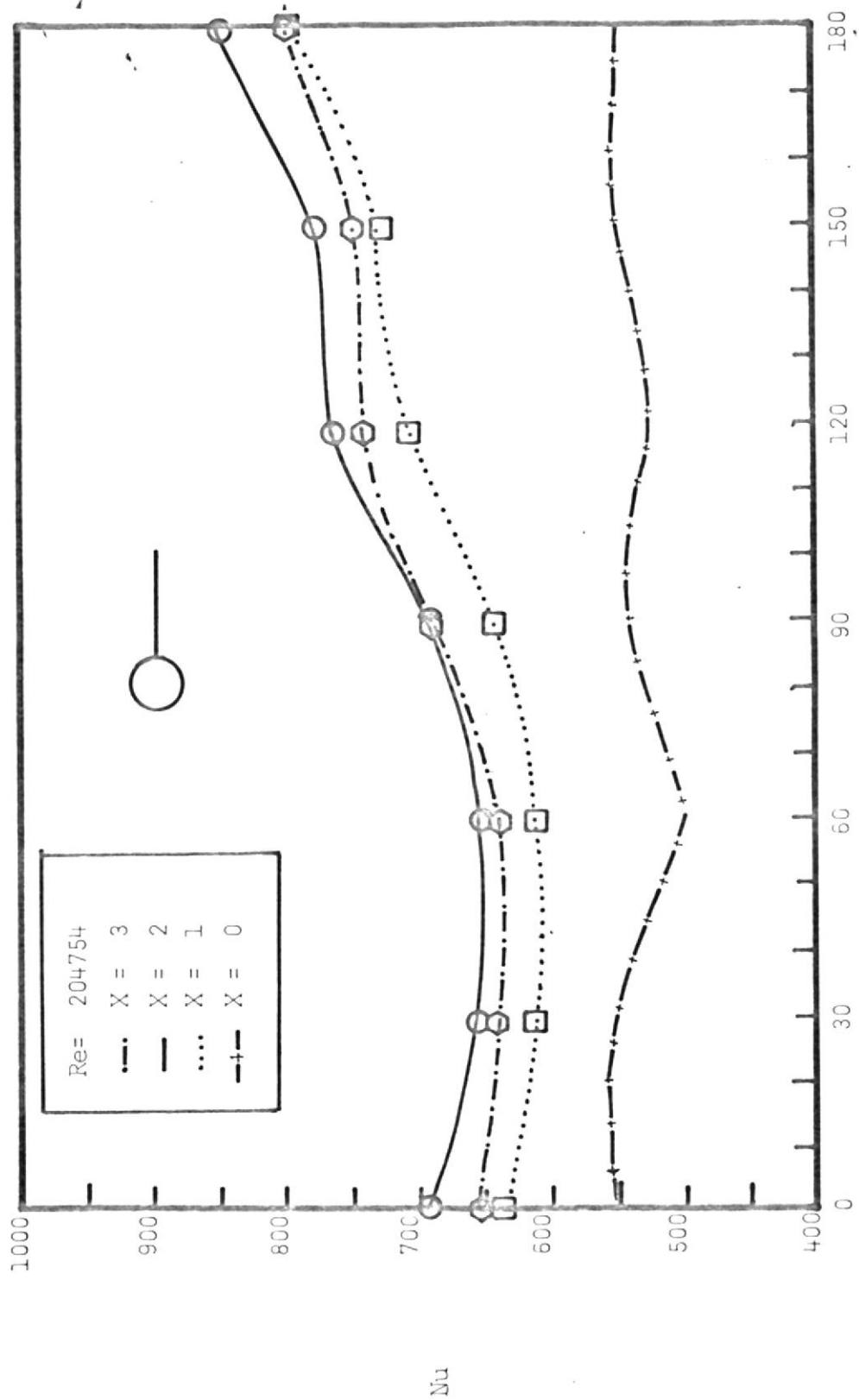


Gráfico 11.- NUMERO DE NUSSELT EN CILINDRO CON Y SIN ALETA



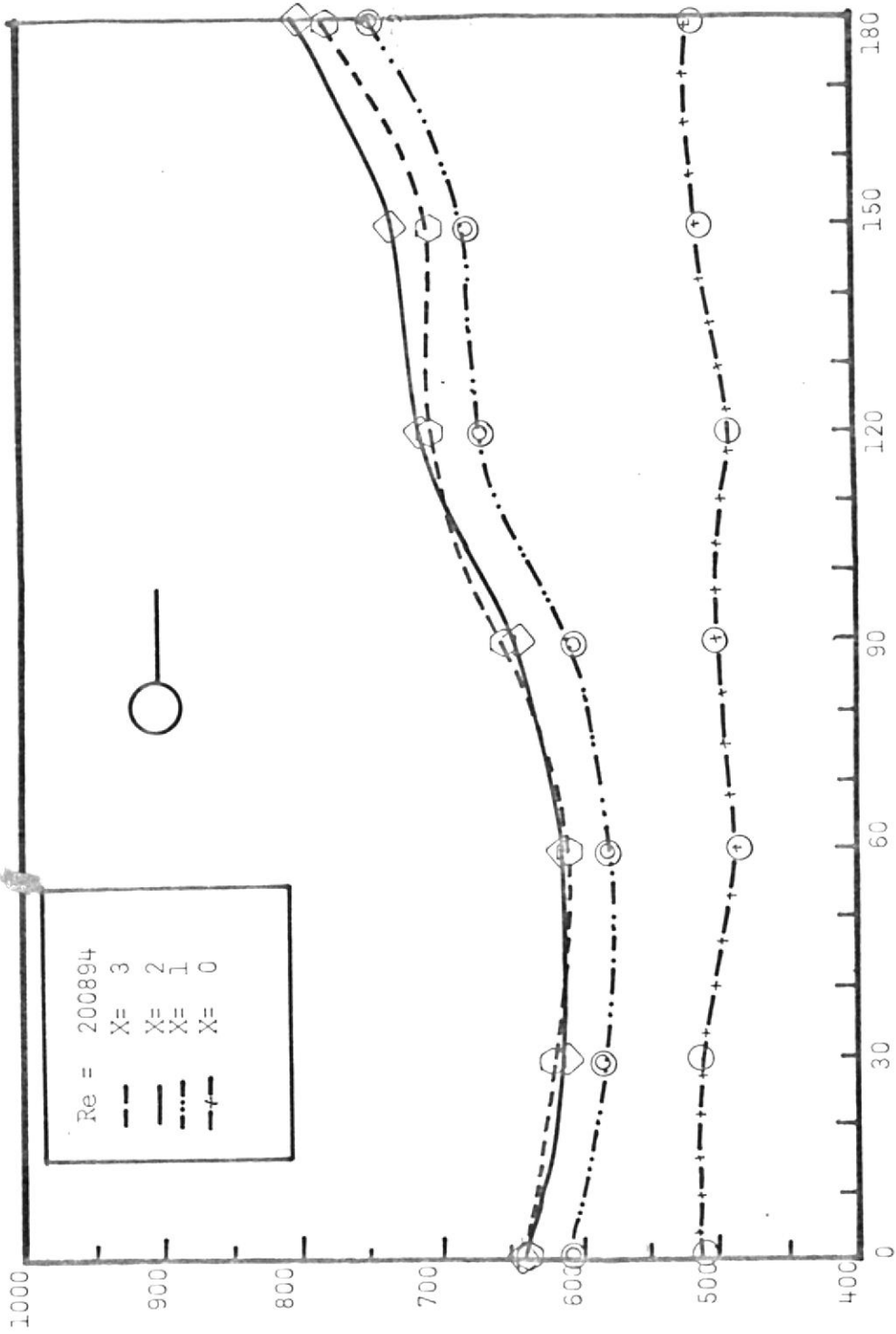


Gráfico 12.- NÚMERO DE NUSSELT EN CILINDRO

COM.V. CTM. AT.PTA



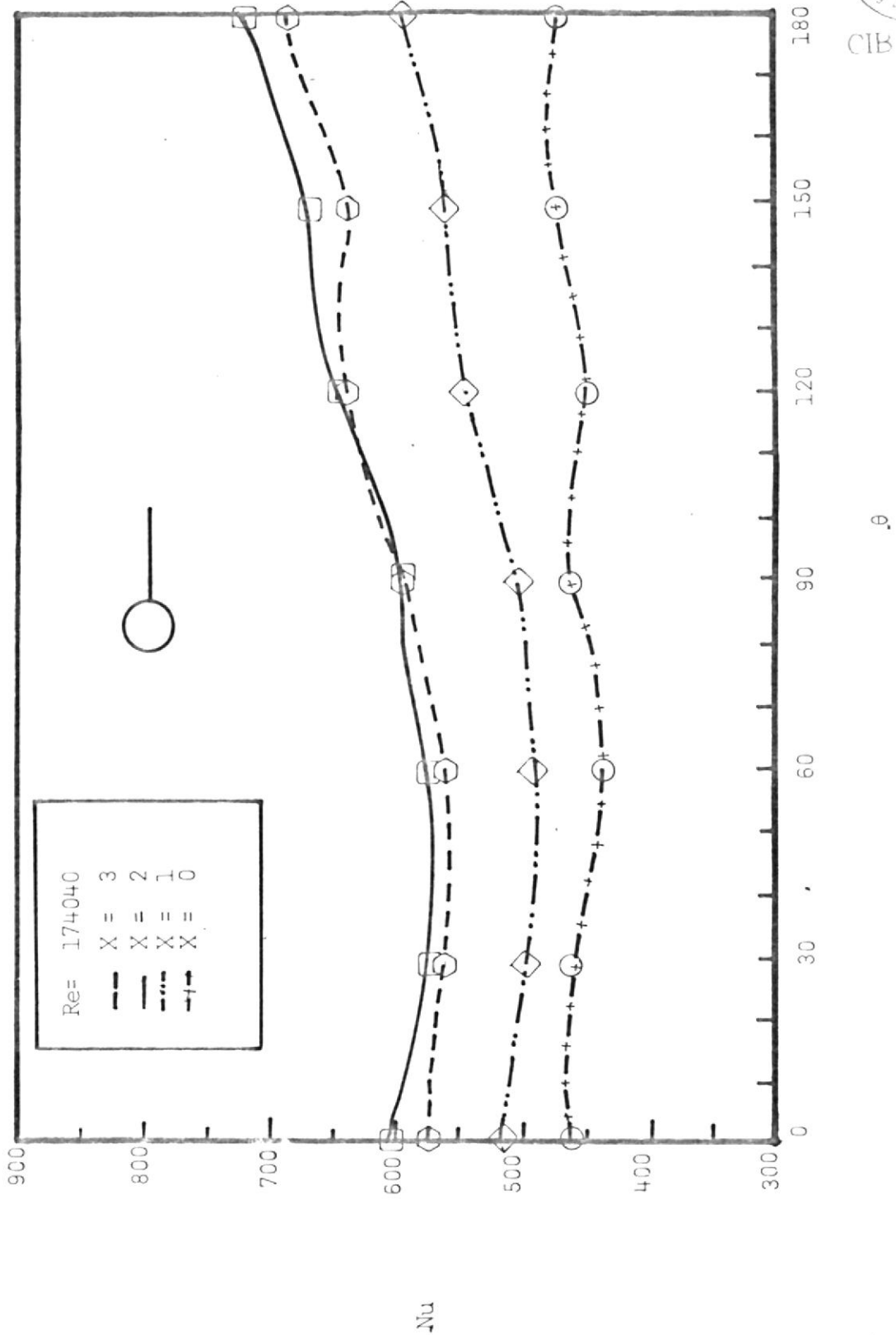


Gráfico 13.- NUMERO DE NUSSELT EN CILINDRO CON Y SIN ALETA

θ

Nu

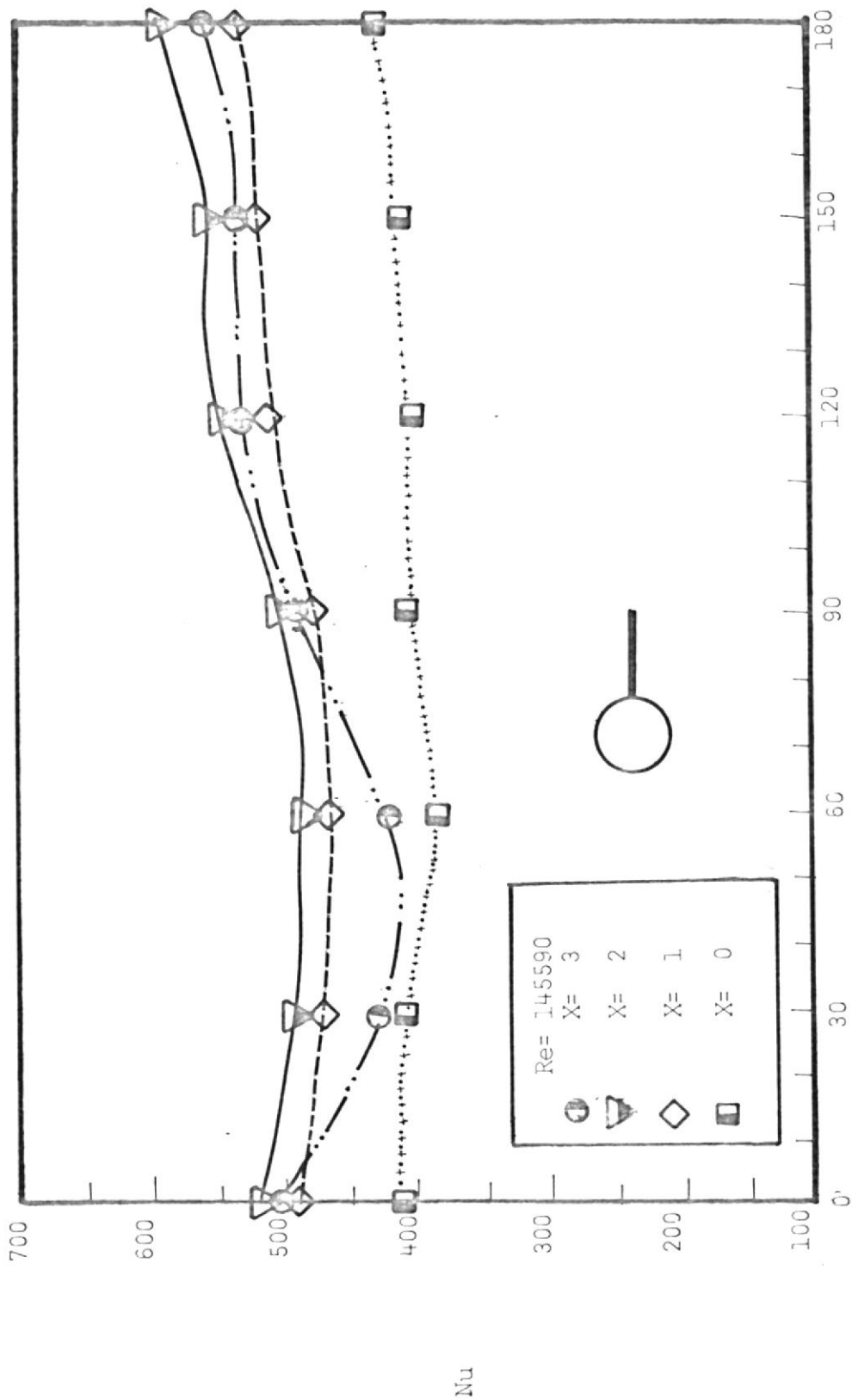


Gráfico 14.- NUMERO DE NUSSELT EN CILINDRO CON Y SIN ALETA

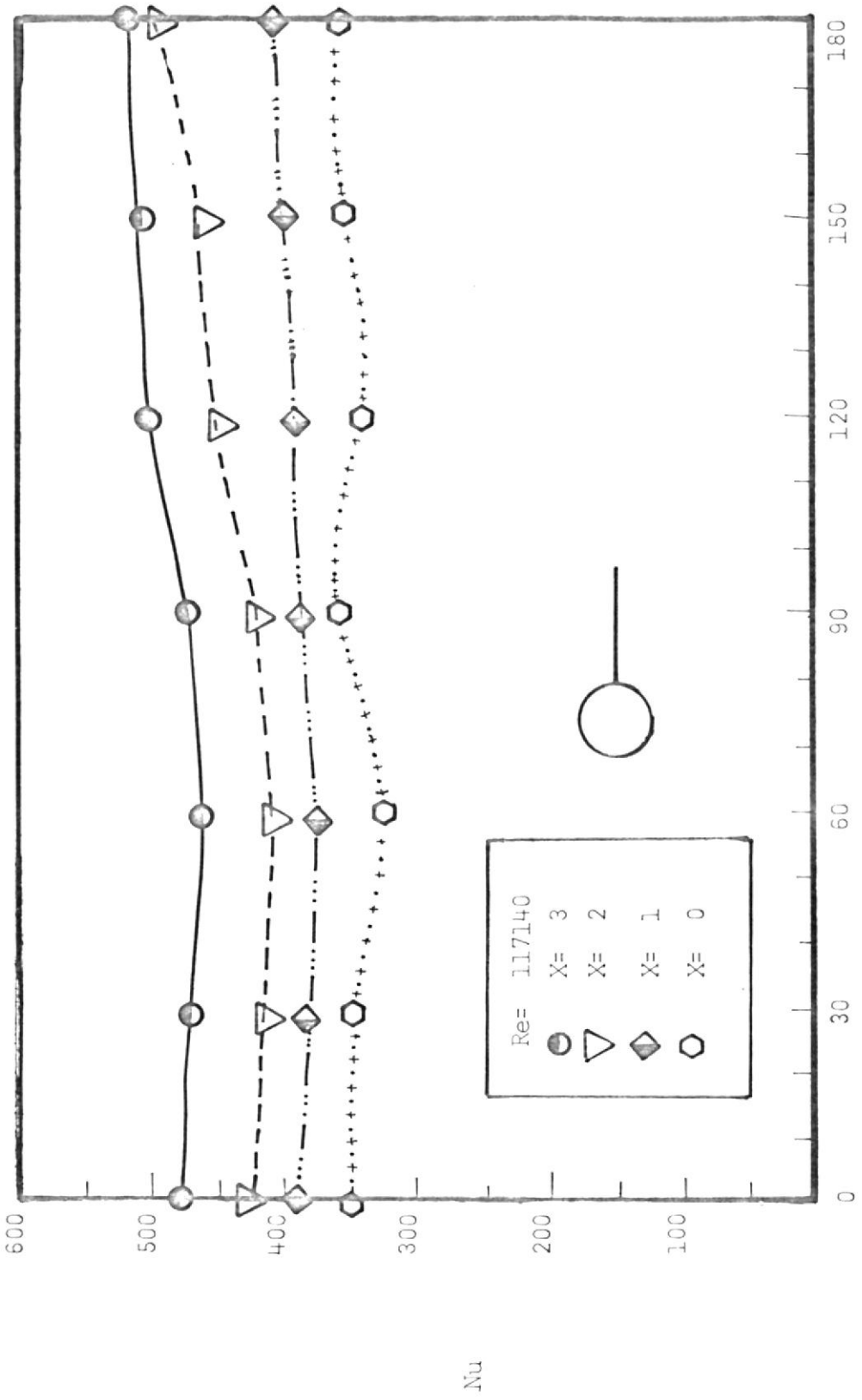
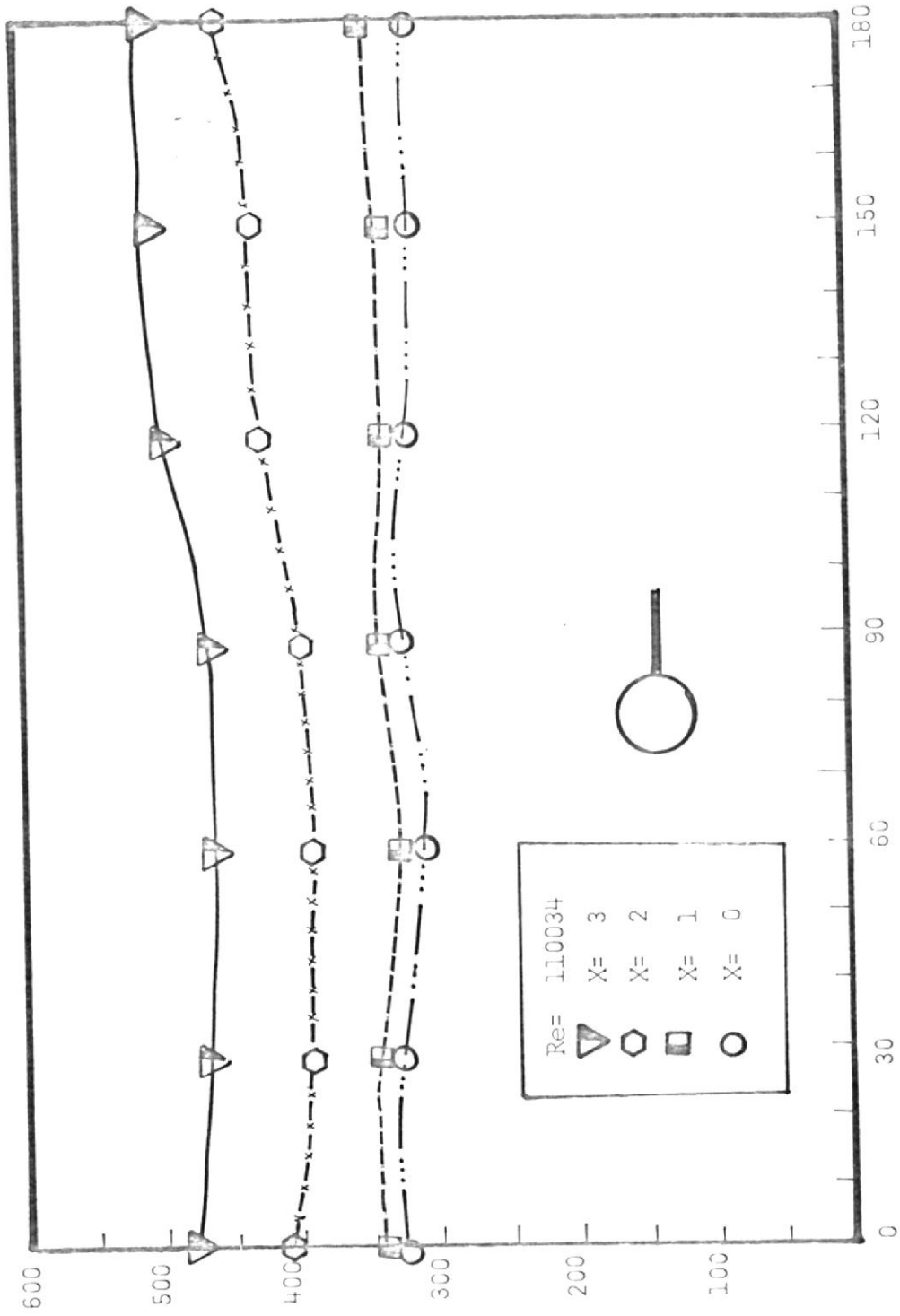


Gráfico 15.- NUMERO DE NUSSELT EN CILINDRO CON Y SIN ALETA



$\alpha$

Gráfico 16.- NUMERO DE NUSSELT EN CILINDRO CON Y SIN ALETA

-Nu

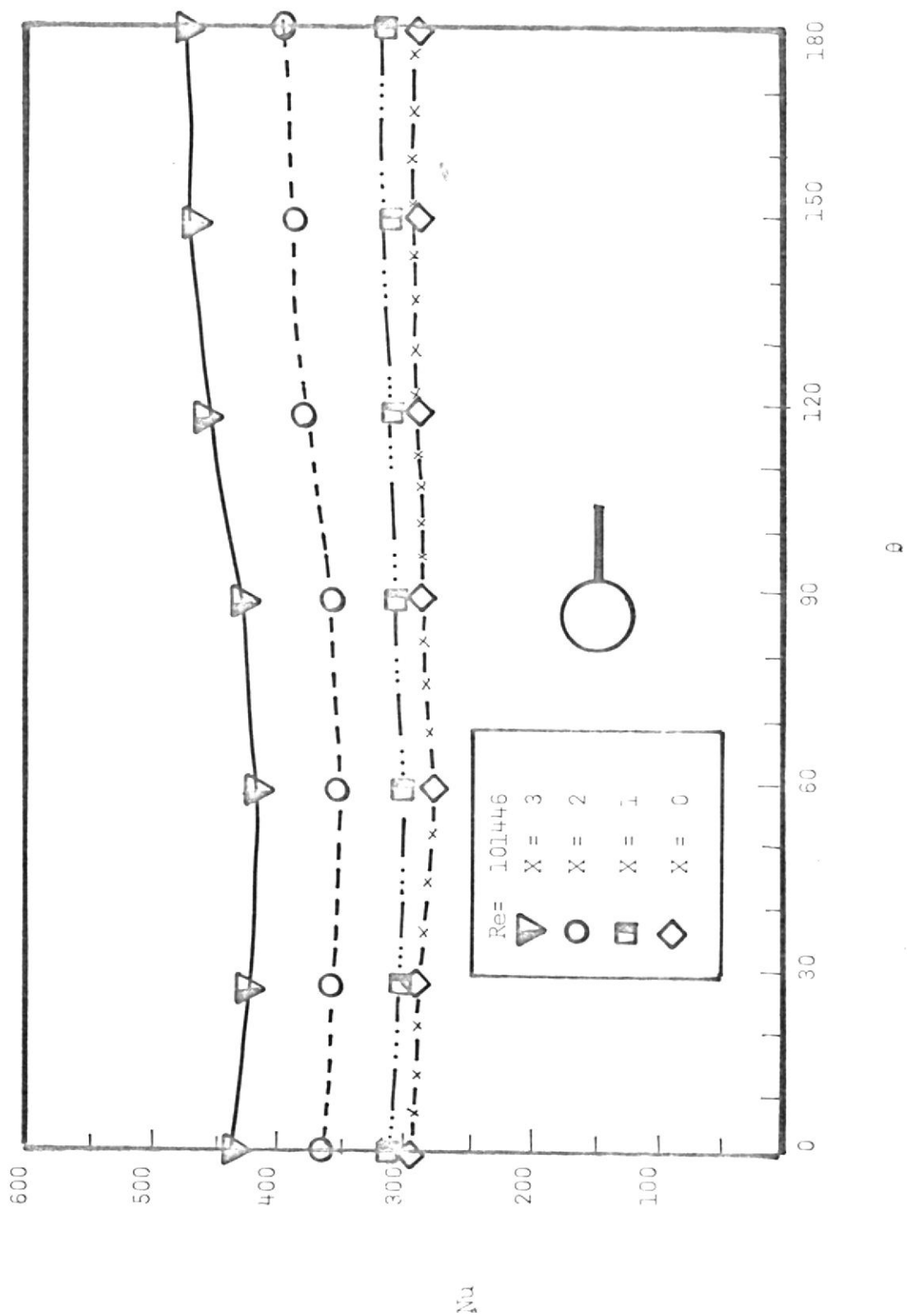


Gráfico 17.- NÚMERO DE NUSSELT EN CILINDRO CON Y SIN ALETA

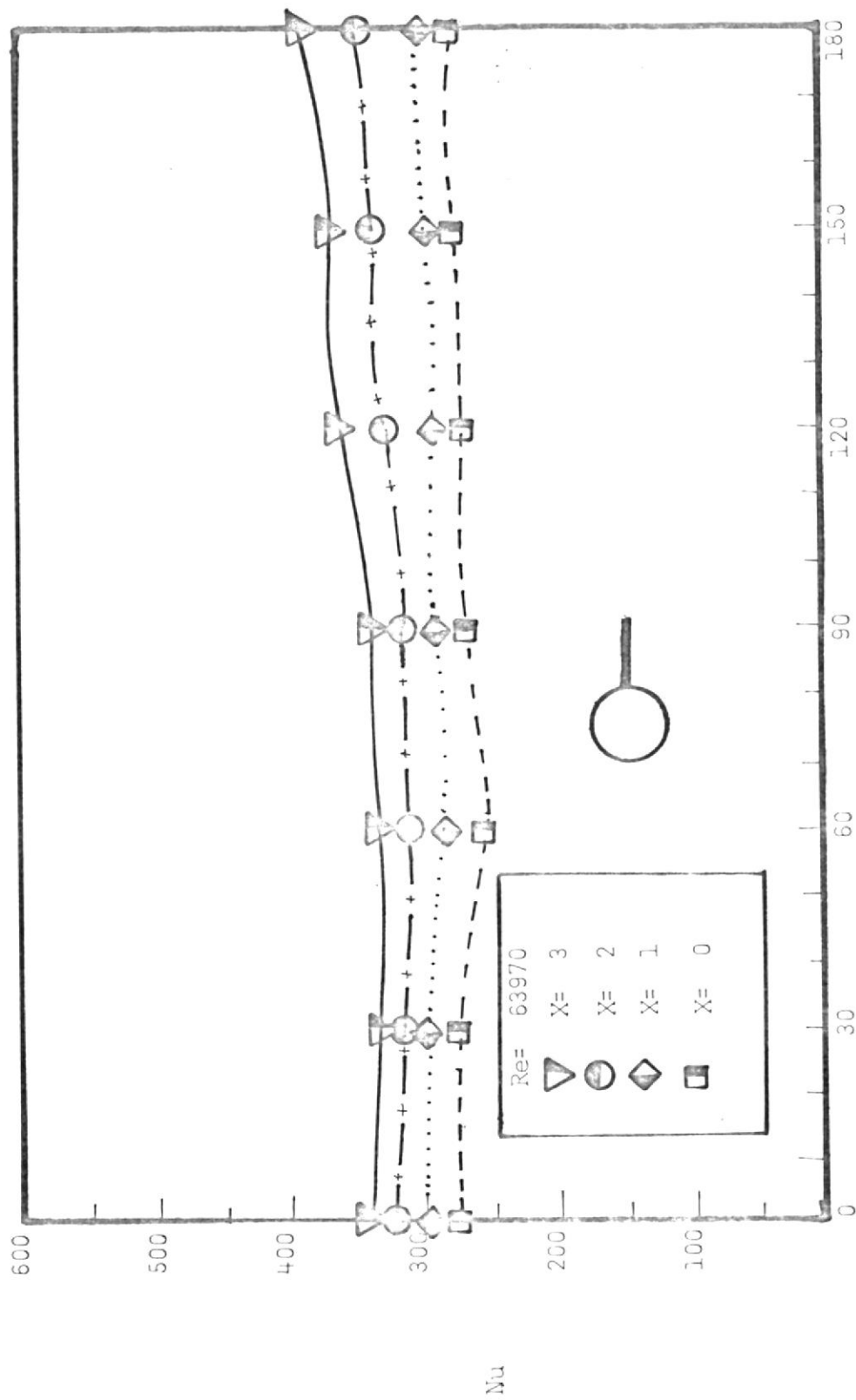
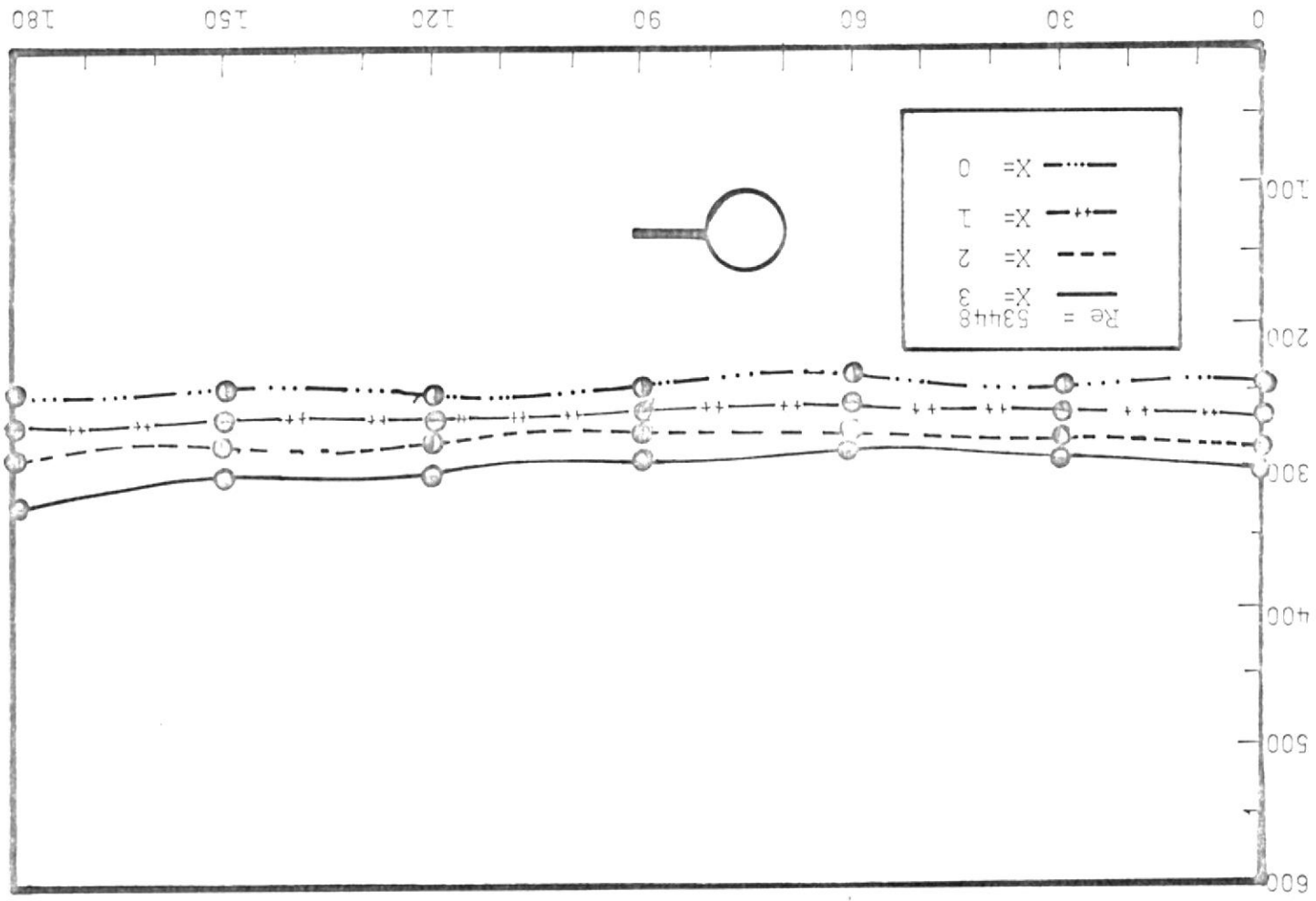


Gráfico 18.- NÚMERO DE NUSSELT EN CILINDRO CON Y SIN ALETA

$\theta$

Gráfico 19.- NÚMERO DE NUSSELT EN CILINDRO  
CON Y SIN ALFETA



## C: FIGURAS

	<u>Pág.</u>
FIGURA 1.- Túnel Subsónico de Viento, ESPOL	4
FIGURA 2.- Dinamómetro	5
FIGURA 3.- Diagrama del Transductor de Presión	6
FIGURA 4.- Cabina de control (Túnel de viento)	8
FIGURA 5.- Circuito eléctrico de cabina de control	9
FIGURA 6.- Pitómetro	10
FIGURA 7.- Potenciómetro	11
FIGURA 8.- Modelo de prueba fluídico	13
FIGURA 9.- Modelo térmico cilindro simple	14
FIGURA 10.- Flujo alrededor de un cilindro	16
FIGURA 11.- Flujo alrededor de un cilindro mostrando diferentes puntos de separación	17
FIGURA 12.- Distribución de presión del flujo alrededor de un cilindro	18
FIGURA 13.- Esquema ilustrativo del patrón de flujo normal a un cilindro	20
FIGURA 14.- Instalación experimental para la fuerza de arrastre	23
FIGURA 15.- Los efectos de la convección	24
FIGURA 16.- Instalación experimental térmica	27

Pág.

FIGURA 17.--	Instalación de la termocupla.	28
FIGURA 18.--	Aleta rectangular como elemento disipante de calor.	35
FIGURA 19.--	Variación de $\tan h$ (ml)	37



## D: CALCULOS EFECTUADOS

## a.- MEDICION DE LA VELOCIDAD DEL AIRE

El transductor de presión hace que en la cabina de control aparezca la presión dinámica ( $P$  dinámica =  $P$  total -  $P$  estática) en  $H$  agua.

Por lo tanto con referencia a la figura # 6, aplicamos Bernoulli entre 1 - 2

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + Z_1 = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + Z_2$$

donde  $Z_1 = Z_2$ , y la velocidad del punto 2 es cero.

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} = \frac{P_2}{\gamma} \quad ; \quad V_1 = \sqrt{2g \left( \frac{P_2 - P_1}{\gamma} \right)_{\text{aire}}}$$

donde

$$P_2 - P_1 = P \text{ total} - P \text{ estática} = P \text{ dinámica} = H \text{ aire } \gamma \text{ aire}$$

en consecuencia

$$V_1 = \sqrt{2g H \text{ aire}} \quad ; \quad H \text{ aire} = \frac{V_1^2 \text{ aire}}{2g}$$

$$H \text{ agua } \gamma \text{ agua} = H \text{ aire } \gamma \text{ aire}$$

$$H \text{ aire} = \frac{H \text{ agua } \gamma \text{ agua}}{\gamma \text{ aire}}$$

$$\gamma \text{ agua } 30^\circ\text{C} = 101.53 \frac{\text{UIM}}{\text{m}^3}$$

$$\gamma \text{ aire} = 0.1188 \frac{\text{UIM}}{\text{m}^3}; \text{ por lo tanto}$$

$$V \text{ aire} = \sqrt{2 \times 9.81 \times 854.6 H \text{ agua}}$$

$$V \text{ aire} = 129.5 \sqrt{H \text{ agua}}$$

b.- DETERMINACION DEL COEFICIENTE DE ARRASTRE VERSUS EL NUMERO DE REYNOLDS

Para arrastre en cilindro de 3.5 cm. de diámetro y 30 cm. de longitud.

$$Re = \frac{VD}{v_{\infty}}$$

$$v_{\infty} = 129.5 \sqrt{H}$$

$$v_{\infty} = 1.6 \times 10^{-5} \frac{m^2}{seg}$$

$$D = 0.035 \text{ m}$$

$$Re = 2187.5 V$$

Para calcular el coeficiente de arrastre  $C_D$

$$C_D = \frac{F_D}{\frac{1}{2} \rho V^2 A}$$

$F_D$  = fuerza de arrastre (lectura que da la cabina de control)

$\gamma = \frac{Kgm}{m^3}$  peso específico del aire

$A = cm^2$  área de sección media

$V = \frac{m}{seg}$  se calcula con la presión que da la cabina de control

$$\rho_{\text{aire}} = 1.165 \frac{Kgm}{m^3}$$

$$A = 3.5 \times 30 = 0.0105 \text{ m}^2$$

$$g = 9.81 \frac{Kgm}{Kgf} \frac{m}{seg^2} \quad (F = m a)$$

$$F_D = (\text{Lectura}) \times 10^{-3} \text{ Kgf}$$

$$C_D = \frac{2 \times 10^{-3} \times 9.81 F_D}{1.165 \times 0.0105 V^2}$$

$$C_D = 0,16344 \frac{F_D}{V^2}$$



Para cálculo del número de Nusselt en el cilindro de 7.8 cm. de diámetro y 21 cm. de largo:

$T_{\infty}$  = temperatura del flujo libre de aire

$T_o$  = temperatura de la superficie del cilindro

$\Delta T = T_o - T_{\infty}$  lectura que nos da los termocupla por medio del potenciómetro

$T_f = \frac{T_o + T_{\infty}}{2}$  temperatura fílmica

$K_f$  = conductividad fílmica

E = Voltaje en voltio

I = Amperios

A' = área del cilindro

P' = E x I Watt

A' =  $\pi DL = 3.14 \times 0.078 \times 0.21 = 5,1433 \times 10^{-2} \text{ m}^2$

como:

$Q = \bar{h} A \Delta T$

$Nu = \frac{hD}{K_f}$  (Número de Nusselt)

$Nu = \frac{QD}{K_f A \Delta T}$

donde:

$\Delta T \approx AV$  (Potenciómetro)



15/03/11



## REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

- 1.- R. V. Giles, Fluid Mechanics and Hydraulics (2nd ed.; New York: SCHAUM'S OUTLINE, 1962), p. 263.
- 2.- E. Eckert and R. Drake, Analysis of Heat and Mass Transfer (I.S.E.; Tokyo: McGraw Hill Kogakusha, Ltd., 1972), pp 74-77, 389-408.
- 3.- S. Goldstein, Modern Developments in Fluid Dynamics. (New York: Dover Publications, Inc. 1965), Vol. 1, p. 234.
- 4.- Subsonic Wind Tunnel, Instrumentation System (Lake City: Engineering Laboratory Design, Inc. 1975).
- 5.- J. P. Holman, Métodos Experimentales para Ingenieros (New York: McGraw-Hill, 1977), p. 273.
- 6.- J. R. Welty, Fundamentals of Momentum Heat and Mass Transfer (2nd edition; New York: John Wiley & Sons, 1976) p. 734.
- 7.- Fox & McDonald, Introduction to Fluid Mechanics (1st. edit.; New York; John Wiley & Sons, 1974), pp. 38-40.
- 8.- F. Kreith, Principles of Heat Transfer (3rd. Edit; New York: Intex Educational Publishers, 1973), pp. 457-468.
- † 9.- J. Daily y D. Harleman, Dinámica de los Fluídos (México: Edit, F. Trillas, S.A., 1969), pp. 225-263.
- †10.- A. Chapman, Heat Transfer (2nd. edit.; New York: Macmillan Co.1960), pp. 327-344.
- †11.- P. Bradshaw, Experimental Fluid Mechanics (2nd Edit, Oxford: Program on Press, 1970) pp. 1, 41-46, 63, 76, 120.
- †12.- T. Johnson and P. Joubert, "The influence of Vortex Generators on the Drag and Heat Transfer from a circular cylinder Normal to an

Airstream", Journal of Heat Transfer, Vol.91, series C, number 1 (1969), pp. 91-99.

- † 13.- H. Schlichting, Boundary Layer Theory (sixth edit., New York: Mc Graw-Hill, 1968), pp 297-298.
- † 14.- B. Gebhart, Heat Transfer (2nd. edit.; New York Mc Graw-Hill, 1971) pp. 9-12.
- † 15.- J. Vennard - R. Street, Elementary Fluid Mechanics (Fifth edit.; New York: John Wiley & Sons, 1976), p. 311-316, 535-540, 645-649, 665-671.

† Bibliografía no citada en la Tesis.

