



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

FACULTAD DE INGENIERÍA

**“TRANSFERENCIA DE CALOR EN UNA
PLACA PLANA COMO FUNCIÓN DEL
ÁNGULO DE ATAQUE”**

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE

INGENIERO MECÁNICO

P R E S E N T A N

ROBERTO GARCÍA SORIANO

EDGAR MAURICIO GUTIÉRREZ VÁZQUEZ

DIRECTOR DE TESIS:
DR. FRANCISCO SOLORIO ORDAZ.



MÉXICO, D.F.

2004



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

Índice.

Nomenclatura.....	3
Resumen.....	4
Capítulo 1	
1.1 Introducción.....	5
1.2 Definición del problema.....	7
Capítulo 2	
2.1 Metodología de cálculo de la transferencia de calor.....	8
Capítulo 3	
3.1 Diseño y construcción del dispositivo experimental.....	14
Capítulo 4	
4.1 Resultados.....	19
Capítulo 5	
Conclusiones.....	36
Referencias.....	38

Nomenclatura

A	área, m^2
E	voltaje, V
C	error, %
I	corriente eléctrica, A
k	conductividad térmica, $W/m \cdot K$
L	longitud característica, m
Nu	número de Nusselt
Pr	número de Prandtl
q	calor transferido, W
q"	flujo de calor, W/m^2
Re	número de Reynolds
T	temperatura, K
h	coeficiente convectivo, $W/m^2 \cdot K$

Letras griegas

α	difusividad térmica, m^2/s
ν	viscosidad cinemática, m^2/s
θ	ángulo de ataque

Subíndices

cond	conducción
f	propiedades del fluido
L	longitud característica
mad	propiedades de madera
perd	pérdida
s	condiciones en superficie
uni	propiedades de unicel
x	condiciones locales en superficie
∞	condiciones de corriente libre.

Resumen

Se estudia experimentalmente la transferencia de calor por convección forzada desde una placa plana, expuesta a una corriente de aire, para diferentes ángulos de incidencia. Se varía el número de Reynolds entre 4×10^4 y 3.5×10^5 para ángulos de incidencia de 0, 5, 10, 20, 25, 30, 40 y 50° . Los resultados muestran una variación importante de la transferencia de calor conforme el ángulo se incrementa.

Se presentan gráficas del número de Reynolds contra el número de Nusselt promedio en la superficie. Los resultados en la mayoría de los casos se ajustan a una ley de potencias, excepto en los casos de 25 y 30° , donde las curvas se ajustan mediante polinomios.

Además se presentan algunas fotografías de la visualización del flujo sobre la superficie, que permita explicar el comportamiento de las gráficas obtenidas, ya que entre los 25 y 30° existe un cambio en la tendencia creciente del número de Nusselt.

También se muestran detalles del diseño y construcción del dispositivo experimental, los materiales empleados y planos de ensamble.

Capítulo 1

1.1 Introducción

La estimación de la transferencia de calor desde una placa finita es de importancia en aplicaciones tales como: diseño y selección de intercambiadores de calor, sistemas de recuperación de calor, sistemas de enfriamiento de equipos eléctricos y electrónicos, arquitectura bioclimática, calentadores y destiladores solares, entre otras. Un análisis teórico sobre este problema posee muchas dificultades debido a la existencia de gradientes de presión adversos, recirculación de flujo, estructura turbulenta compleja e inestabilidades [4].

Existen algunos modelos teóricos de la convección natural para placas horizontales y verticales, en los que se consideran superficies infinitas [1]. En los trabajos de G. Vickern [2] y [3] se considera la convección mixta desde una placa semi-infinita inclinada y se determina la influencia de las fuerzas de flotabilidad, mediante las componentes del vector de gravedad. Yaghoubi y Rahnama [4], determinan numéricamente el flujo turbulento y la transferencia de calor desde una placa delgada y finita, con ángulos de incidencia desde 0 hasta 20 grados. Además, existe toda una serie de correlaciones experimentales para convección forzada en régimen laminar y turbulento, en el caso de placa horizontal, tratadas en libros de transferencia de calor [5].

En esta tesis se determina el coeficiente de convección promedio \bar{h} de manera experimental, para una convección forzada desde una placa plana para diferentes ángulos de ataque. Resulta difícil resolver este problema de manera teórica con todas las variables que intervienen en el fenómeno, además, de acuerdo con la revisión bibliográfica el tema no ha sido estudiado con mucho detalle, por lo que el estudio experimental aparece como una muy buena opción.

La estructura de la tesis es la siguiente: en el capítulo 2 se presenta la metodología de cálculo de transferencia de calor para el caso de estudio. En el capítulo 3 se presentan detalles del diseño y construcción del dispositivo experimental. En el capítulo 4 se muestran los resultados y las visualizaciones. Por último, en el capítulo 5 se dan las conclusiones generales del trabajo.

1.2 Definición del problema

El problema estudiado se ilustra en la Figura 1.1. Se tiene una placa plana de espesor finito, aislada en 5 de sus 6 caras. La superficie superior se encuentra a una temperatura uniforme T_s , mayor que la de la corriente libre, T_∞ , por lo que se tiene una transferencia de calor por convección forzada desde la superficie hacia la corriente.

La placa se calienta mediante una resistencia eléctrica, de tal suerte que se conoce el calor suministrado y se puede calcular el coeficiente convectivo. Se mide además la velocidad del flujo U_∞ , por lo que se puede obtener el número de Reynolds.

Se obtendrán, de los resultados experimentales, las expresiones que correlacionan el número de Nusselt promedio con el número de Reynolds, Nu para diferentes ángulos de incidencia.

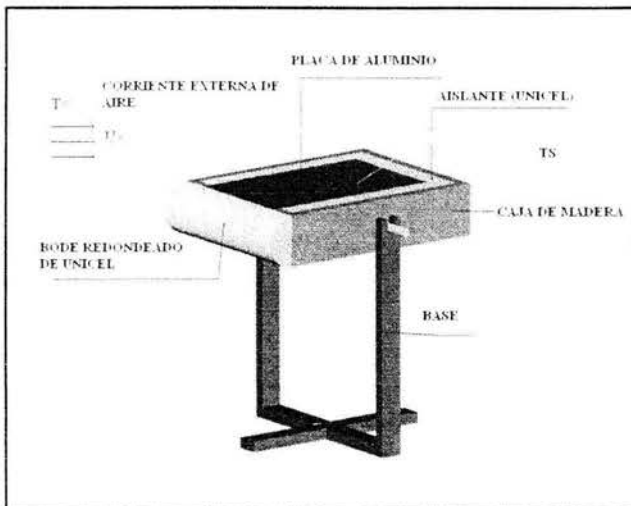


Figura 1.1 Dibujo de la placa con aislante, caja de madera y montada sobre una base

Capítulo 2

2.1 Metodología de cálculo de la transferencia de calor

Considérese un flujo con velocidad u_{∞} y temperatura T_{∞} sobre una superficie arbitraria de área A_s , la cual tiene una temperatura uniforme T_s . Además, T_s es mayor que T_{∞} por lo que ocurre una transferencia de calor por convección forzada hacia la corriente. El flujo de calor se obtiene de la expresión:

$$q'' = h(T_s - T_{\infty}) \quad (2.1)$$

donde h es el coeficiente de convección local.

Como las condiciones de flujo varían de punto a punto en la superficie, q'' y h varían localmente en la superficie, por lo que el calor total transferido en la superficie es igual a:

$$q = \int_A q'' dA_s \quad (2.2)$$

De la ecuación (2.1)

$$q = (T_s - T_{\infty}) \int_A h dA_s \quad (2.3)$$

Definiendo un coeficiente convectivo promedio \bar{h} para toda la superficie, el calor total transferido se expresa con la siguiente ecuación:

$$q = \bar{h} A_s (T_s - T_{\infty}) \quad (2.4)$$

donde h esta definido como:

$$\bar{h} = \frac{1}{A_s - A_c} \int h dA_s \quad (2.5)$$

Para el caso especial de placa plana horizontal considerando que h varía solo con respecto a la distancia x (ver Figura 2.1), la ecuación 2.5 se reduce a:

$$\bar{h} = \frac{1}{L} \int_0^L h dx \quad (2.6)$$

La manera en que se obtiene experimentalmente una correlación de transferencia de calor se muestra en la Figura 2.1. La placa se calienta eléctricamente para mantener una temperatura $T_s > T_\infty$, por lo que ocurre transferencia de calor por convección de la superficie superior al fluido. Se miden T_s, T_∞ y la potencia eléctrica suministrada, $E \cdot I$, se restan las pérdidas por conducción en las caras laterales e inferior, Q_{per} , para obtener el calor total transferido por la superficie superior.

$$q = E \cdot I - Q_{per} \quad (2.7)$$

Para estimar las pérdidas por conducción se midió la temperatura de la superficie inferior de la placa, con un termopar, y se consideró como uniforme en todas las caras en contacto con el unicel, y se supuso la temperatura de la superficie inferior de la madera, como la misma para toda la superficie exterior de la caja, también medida con un termopar.

Para una transferencia de calor por conducción unidireccional se tiene la ecuación:

$$Q_{cond} = \frac{k \Delta T}{L} A$$

donde k : conductividad térmica del material.

L : espesor.

ΔT : diferencia de temperaturas.

A : área de transferencia.

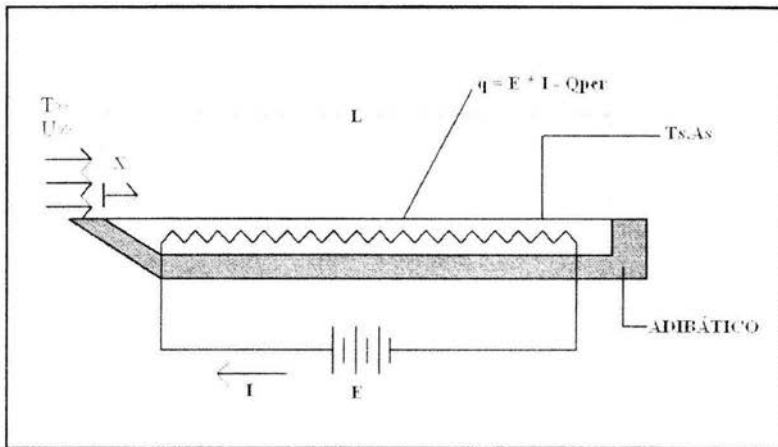


Figura 2.1 Diagrama del dispositivo experimental.

La conductividad térmica para los materiales es:

$$k_{nichel} = 0.0461 \left[\frac{W}{m \cdot K} \right]$$

$$k_{madera} = 0.168 \left[\frac{W}{m \cdot K} \right]$$

$$k_{aluminio} = 230 \left[\frac{W}{m \cdot K} \right]$$

Usando el método de la resistencia térmica equivalente, se obtiene una resistencia térmica en serie como se muestra a continuación:

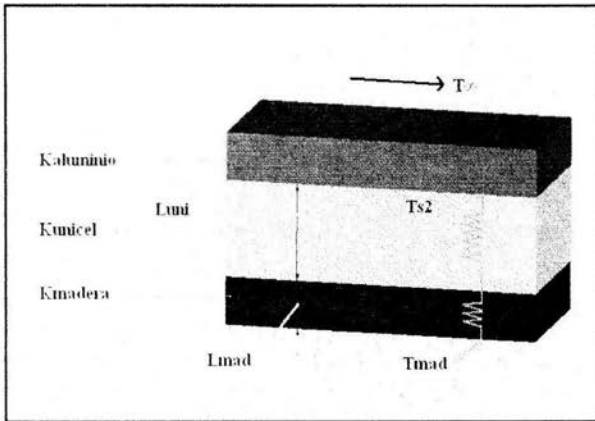


Figura 2.2 Resistencia térmica

Tomando la resistencia térmica equivalente total, la transferencia de calor por conducción esta dada por:

$$Q_{per} = \frac{T_{s2} - T_{mad}}{\left[\frac{L_{uni}}{A_{uni}k_{uni}} + \frac{L_{mad}}{A_{mad}k_{mad}} \right]} \quad (2.8)$$

donde:

Q_{per} = calor de pérdida por conducción

T_{s2} = temperatura de superficie de la placa en contacto con el unicel.

T_{mad} = temperatura de la superficie exterior de madera.

L_{uni} = espesor de unicel.

L_{mad} = espesor de madera.

A_{uni} = área del unicel.

A_{mad} = área de la madera.

Como solo varía T_{s2} y T_{mad} , la ecuación (2.8) queda de la siguiente forma:

$$Q_{pvr} = Cte(T_{s2} - T_{mad}) \quad (2.9)$$

donde:

$$Cte = \frac{1}{\left[\frac{L_{uni}}{A_{uni} k_{uni}} + \frac{L_{mad}}{A_{mad} k_{mad}} \right]} = 0.03305706 \left[\frac{W}{K} \right]$$

De la ecuación (2.4) se conoce q , A_s , T_s y T_{∞} por lo que podemos calcular \bar{h} en toda la superficie de acuerdo con la ley de Newton del enfriamiento.

$$\bar{h} = \frac{q}{A_s(T_s - T_{\infty})} \quad (2.10)$$

Al conocer \bar{h} podemos calcular el número de Nusselt promedio, definido en la siguiente expresión:

$$\overline{Nu}_L \equiv \frac{\bar{h} L}{k_f} \quad (2.11)$$

donde: L = longitud característica.

k_f = conductividad térmica del fluido.

El número de Reynolds se define como:

$$Re_L \equiv \frac{u_{\infty} L}{\nu} \quad (2.12)$$

Para nuestro caso sólo varía u_{∞} , mientras que L y ν se consideran constantes a T_{∞} .

El número de Prandtl se define como:

$$Pr \equiv \frac{\nu}{\alpha} \quad (2.13)$$

Por otro lado es importante mencionar que se cuenta con soluciones analíticas para el caso de 0° . Suponiendo flujo permanente, incompresible, laminar, propiedades constantes $\frac{dp}{dx} = 0$, y despreciando efectos de disipación viscosa, se tiene la siguiente solución para el número de Nusselt local [1]:

$$Nu_x \equiv \frac{h_s x}{k_f} = 0.332 \text{Re}_x^{\frac{1}{2}} \text{Pr}^{\frac{1}{3}} \quad \text{Pr} \geq 0.6 \quad (2.14)$$

y la siguiente expresión para el Nusselt promedio.

$$\overline{Nu}_L \equiv \frac{\overline{h}_L L}{k_f} = 0.664 \text{Re}_L^{\frac{1}{2}} \text{Pr}^{\frac{1}{3}} \quad \text{Pr} \geq 0.6 \quad (2.15)$$

Para los casos con ángulo de ataque diferente de 0° no se cuenta con modelos teóricos para la comparación con los resultados experimentales. Más aún, no se encontraron correlaciones experimentales en la literatura para casos análogos al presentado en esta tesis.

Capítulo 3

3.1 Diseño y construcción del dispositivo experimental

El sistema de calentamiento de la placa debe ser tal que la temperatura en su superficie superior se mantenga lo más uniforme posible. Para tener una idea preliminar de cual sería el mejor diseño, se hizo una simulación numérica del proceso de calentamiento mediante diferencias finitas. Los parámetros de interés son: separación entre resistencias, área y geometría de la sección transversal de las resistencias, distancia entre resistencia y superficie en contacto con el flujo. Se propusieron cuatro geometrías para la sección transversal de la resistencia: rectangular, cuadrada, rombo, hexagonal, dando mejores resultados la primera, con la cual se obtuvo una variación de un grado Celsius entre la temperatura mayor y la menor en la superficie.

Es difícil conseguir en el mercado resistencias con esta geometría, y de hecho no se pretendió usar ninguna de ellas. La utilidad de la simulación, estriba en que muestra que para la conductividad, dimensiones de la placa y ubicación de la resistencia, la diferencia de temperaturas entre diferentes puntos de la superficie es mínima, como se comprueba después en el experimento.

La Figura 3.1 muestra la placa y los canales donde se colocan las resistencias. Las dimensiones para este caso son: espesor de placa 1/2", separación entre resistencias 1/8", ancho del canal 1/4" y profundidad del canal 4 mm.



Figura 3.1 Diseño de la placa. Se muestran los canales donde se colocan las resistencias

Para fijar las resistencias eléctricas en los canales se utilizó arena sílica, que es un material empleado para hacer corazones de fundiciones. La resistencia es un alambre conductor calibre 22 con resistencia aproximada de 8.6 ohm. Entre el alambre conductor y la placa de aluminio se aplicó una resina epóxica para asegurar que no hubiera contacto con la placa y así evitar un corto circuito. Sobre la resina se aplicó la arena sílica, lo que además permite aislar eléctricamente la resistencia del exterior.

La corriente eléctrica en la resistencia se regula con un potenciómetro. Se realizaron pruebas para conocer la distribución de temperatura en la superficie superior de enfriamiento. Para ello se emplearon un termopar y un termómetro láser. Los resultados, similares a los obtenidos de la simulación, muestran una temperatura casi uniforme en esa cara.

Las caras restantes se consideran como adiabáticas. Las pérdidas de calor en estas caras se minimizan aislándolas con una capa de unicel y colocando la placa así aislada dentro de una caja de madera, como se muestra en la Figura 3.2.

En la parte frontal se da una curvatura al unicel para evitar el desprendimiento de la corriente en la placa.

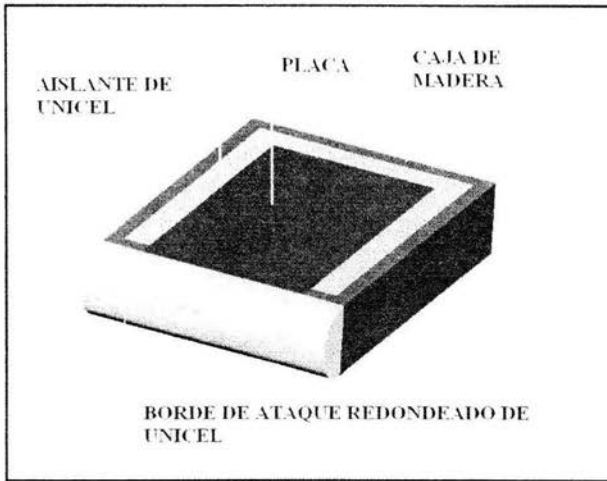


Figura 3.2 Placa con su aislante térmico y montada en una caja de madera.

Para la variación del ángulo de ataque se construyó un soporte que se muestra en la Figura 3.3, en la cual se coloca la caja para hacer las pruebas en el túnel de viento.

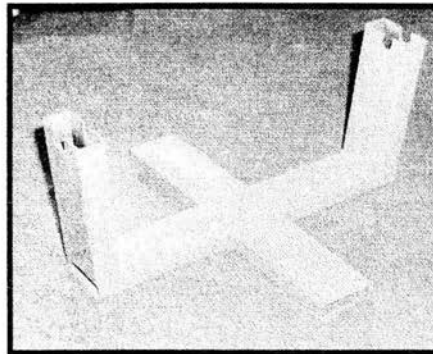


Figura 3.3 Soporte para colocar el dispositivo experimental.

Para colocar el termopar, se perforó la placa con una broca de 3/32" en una cara lateral, cerca de la superficie superior. El otro termopar se colocó en la cara inferior, en contacto con el unicel, para estimar las pérdidas por conducción. La Figura 3.4 muestra la colocación de los termopares y la Figura 3.6 una secuencia del proceso de ensamble.

En el anexo de la tesis se encuentran los planos de detalle del dispositivo experimental.

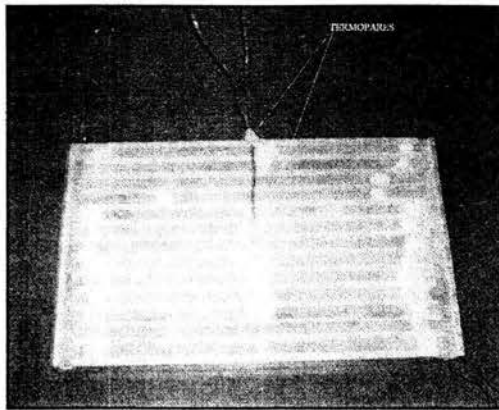


Figura 3.4 Colocación de los termopares en la placa de aluminio.

En la Figura 3.5 se muestra una fotografía del dispositivo completo dentro del túnel de viento.

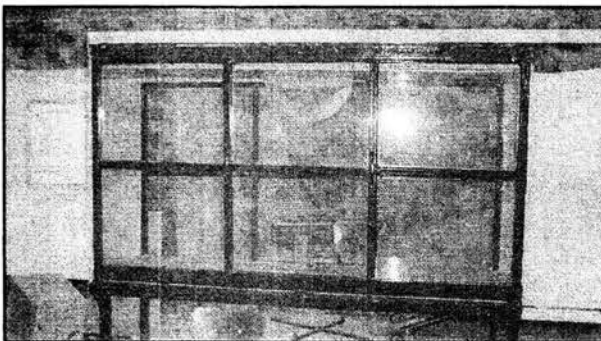
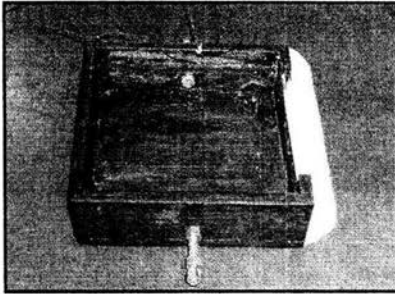
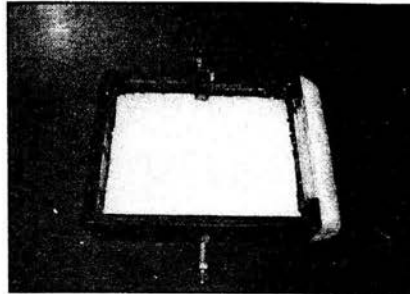


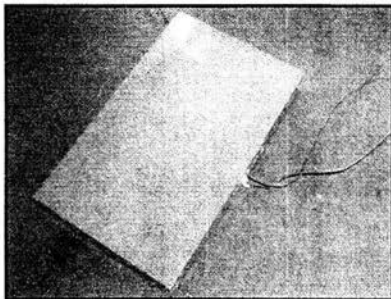
Figura 3.5. Dispositivo completo dentro del túnel de viento.



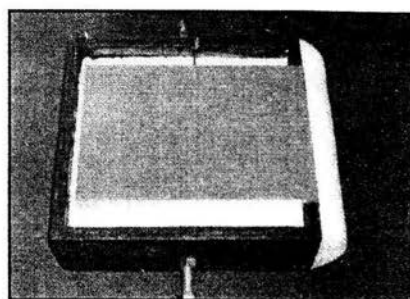
(a)



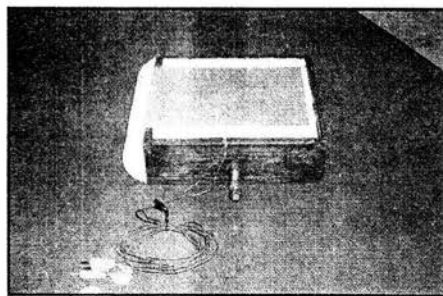
(b)



(c)



(d)



(e)

Figura 3.6 Secuencia del proceso de ensamble (a) caja de madera con borde de ataque redondeado de unicel, (b) caja con unicel en la base como aislante, (c) placa con termopares, (d) placa montada en la caja de madera y (e) placa con aislante y caja de madera en su forma final.

Capítulo 4

Resultados

En este capítulo se reportan las gráficas y las correlaciones correspondientes a la transferencia de calor desde la superficie superior de la placa hacia la corriente. Se presenta el número de Nusselt como función del número de Reynolds, $Nu = f(Re)$, para diferentes inclinaciones. Las correlaciones se obtienen usando el método de mínimos cuadrados.

En la figura 4.1, se muestran los resultados para placa horizontal (0°).

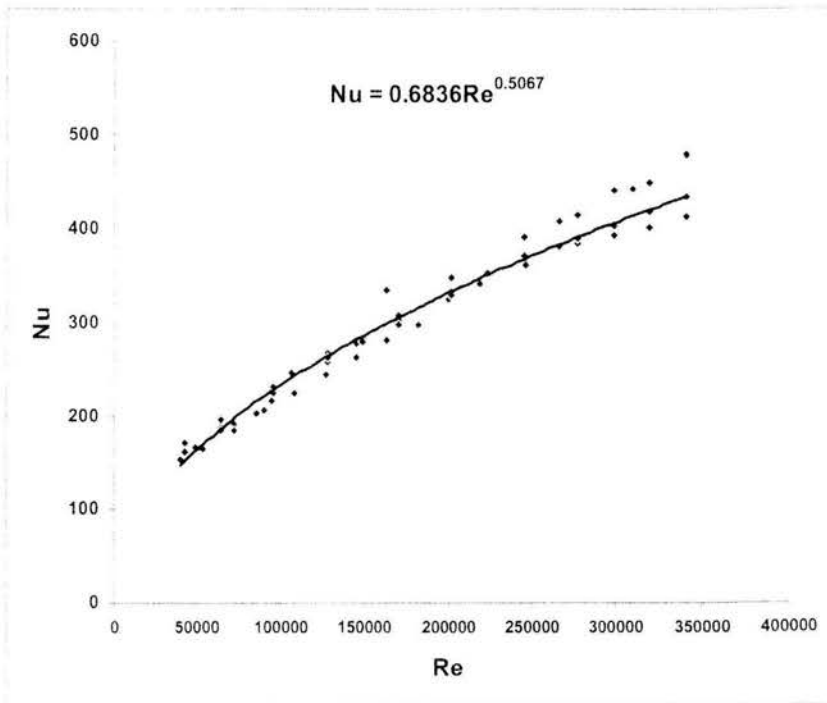


Figura 4.1 Gráfica y correlación para placa plana horizontal (0° de inclinación)

Se observa que la transferencia de calor es mayor conforme el número de Reynolds aumenta. Como no podemos suponer si el flujo es laminar, mixto o turbulento, ya que es una superficie finita y cuenta con un perfil semicilíndrico en la parte frontal de la caja, se hicieron algunas visualizaciones inyectando humo en el frente de la placa, para tener una idea de la naturaleza del flujo. Se usó un generador de humo comercial, de los que se emplean para generar niebla en espectáculos y centros nocturnos. En la Figura 4.2 y 4.3 se muestran el flujo para bajo y alto número de Reynolds respectivamente.

En ambos casos la corriente se pega a la placa y muy cerca de ella es casi laminar. Es por eso que la correlación obtenida para este caso es muy similar a la que se obtiene teóricamente para flujo laminar, $Nu_L = 0.664 Re^{1/2} Pr^{1/3}$, para un Prandtl de orden unidad.



Figura 4.2 Fotografía de la visualización para $Re = 150000$, 0° de inclinación.

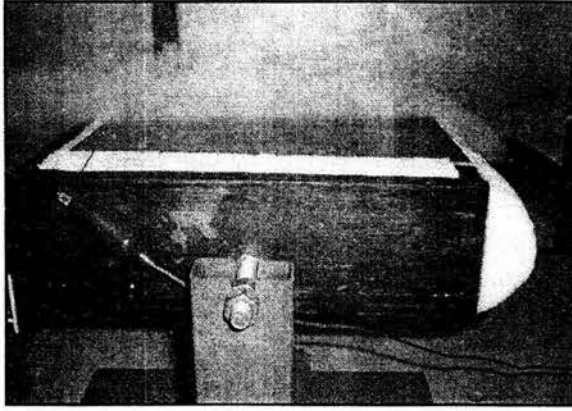


Figura 4.3 Fotografía de la visualización para $Re = 300000$, 0° de inclinación.

Para el caso de la placa con un ángulo de 5° de inclinación, se realizaron 3 repeticiones por punto y se obtuvieron los resultados que se muestran en la Figura 4.4.

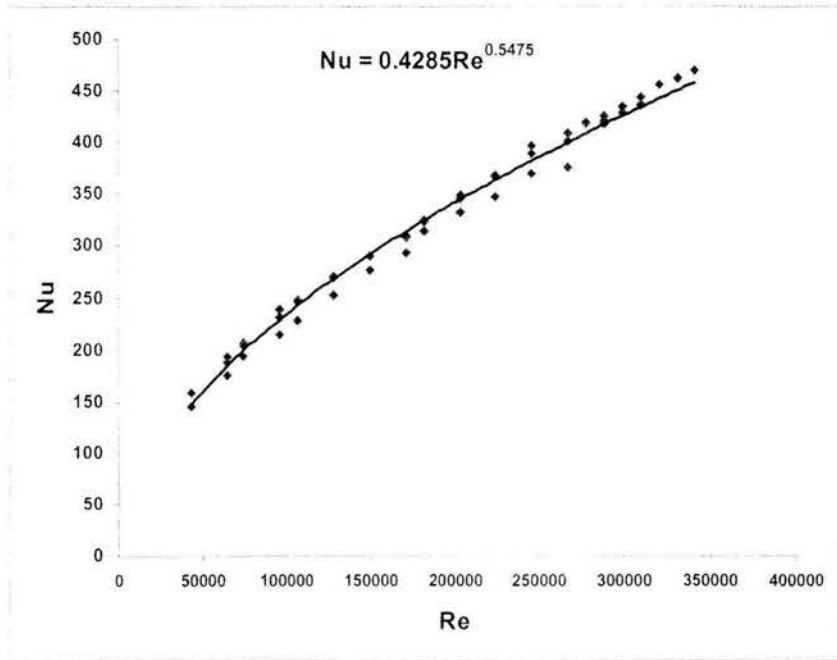
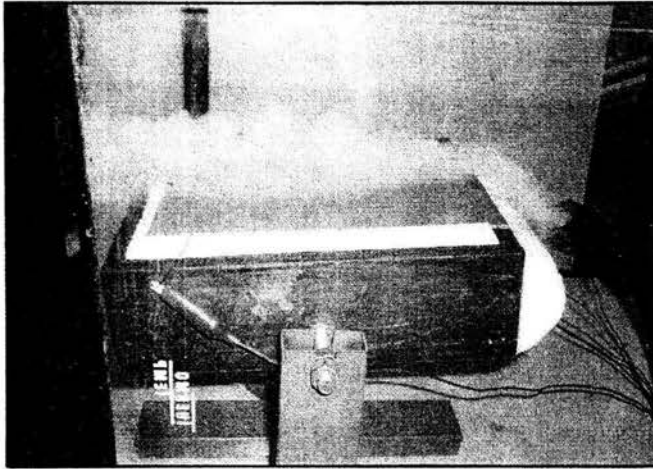


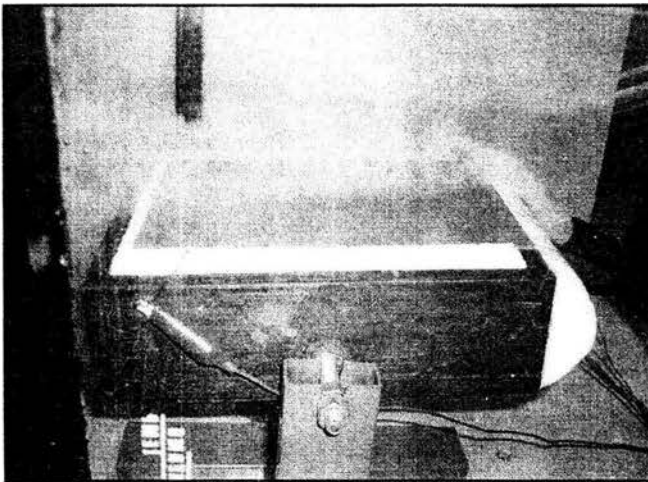
Figura 4.4 Gráfica y correlación para un ángulo de 5° de inclinación.

Se observa un incremento en el número de Nusselt con respecto al caso horizontal, lo cual significa que la transferencia de calor se favorece.

Los flujos correspondientes a este ángulo se muestran en la figura 4.5. Como en el caso anterior, la corriente no se desprende de la placa.



(a)



(b)

Figura 4.5 (a) fotografía para 5° de inclinación y $Re = 150000$ y
(b) fotografía para 5° de inclinación y $Re = 300000$.

La Figura 4.6 presenta los resultados para el caso de 10° . Se observa que el número de Nusselt es mayor que para los casos de 0° y 5° de inclinación, lo cual indica que el enfriamiento de la superficie es mayor en esta posición.

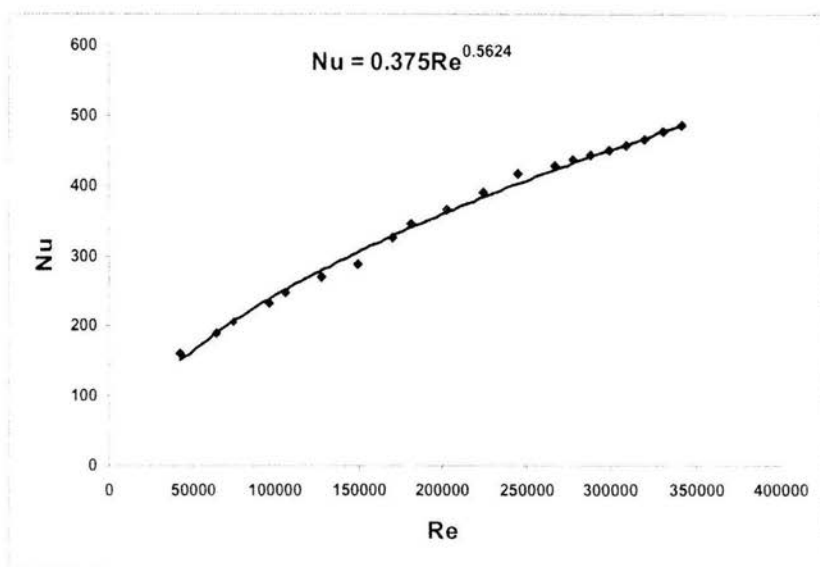


Figura 4.6 Gráfica y correlación para un ángulo de 10° de inclinación.

La siguiente tabla muestra algunos valores de Re_L y \overline{Nu}_L (de las correlaciones) para comparar con números las diferencias mencionadas anteriormente.

Tabla 4.1

Re_L	$\overline{Nu}_L 0^\circ$	$\overline{Nu}_L 5^\circ$	$\overline{Nu}_L 10^\circ$
42672	151	145	151
64008	186	183	189
74676	201	200	206
309372	414	434	459
320040	421	443	468
330708	428	451	477
341376	435	459	485

Para bajos Re se observa que los valores de Nu_L son muy similares por lo que el resultado de transferencia de calor es casi igual. Sin embargo, para altos números de Re_L , la diferencia entre \overline{Nu}_L para 0° , 5° y 10° es más marcada.

Los resultados para 20° se presentan en la Figura 4.7.

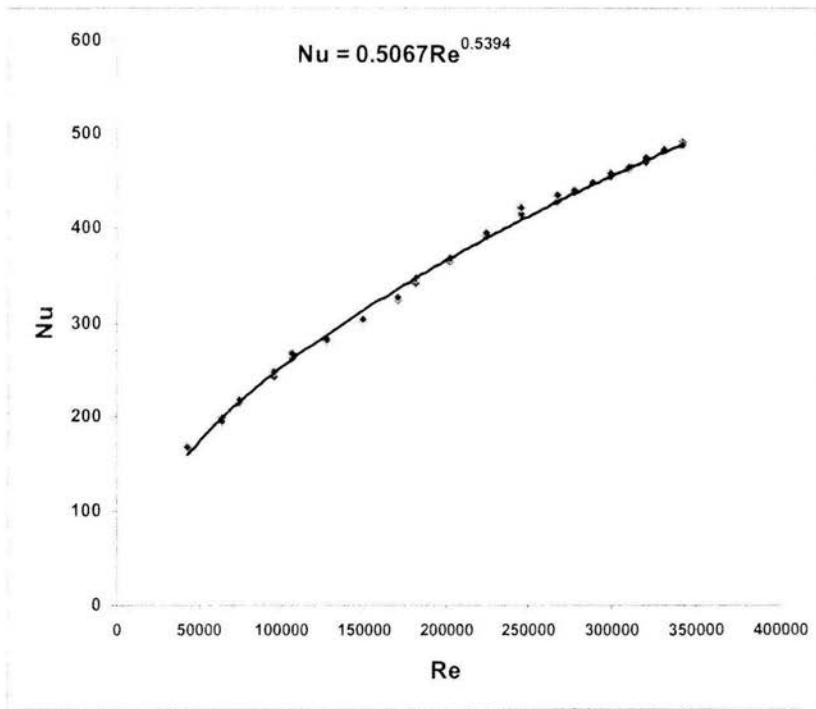


Figura 4.7 Gráfica y correlación para un ángulo de 20° de inclinación.

Nuevamente existe un incremento en \overline{Nu}_L , aunque menor que el que se presentó al pasar de 5° a 10° . Hasta ahora se ha dado un aumento en \overline{Nu}_L conforme aumenta el ángulo de inclinación.

Además, para todos los casos anteriores se tienen correlaciones que se ajustan a una ley de potencia, lo que se puede deber a que no existe un desprendimiento de la corriente, conforme varía el número de Reynolds, tan marcado.

Para los casos de 25 y 30° (ver Figuras 4.8 y 4.9) las correlaciones que mejor se ajustan son polinomiales. Esto se debe a que para estos ángulos hay un cambio notable en la tendencia, debido posiblemente al desprendimiento de la corriente cerca del borde de salida de la placa (ver Figura 4.10).

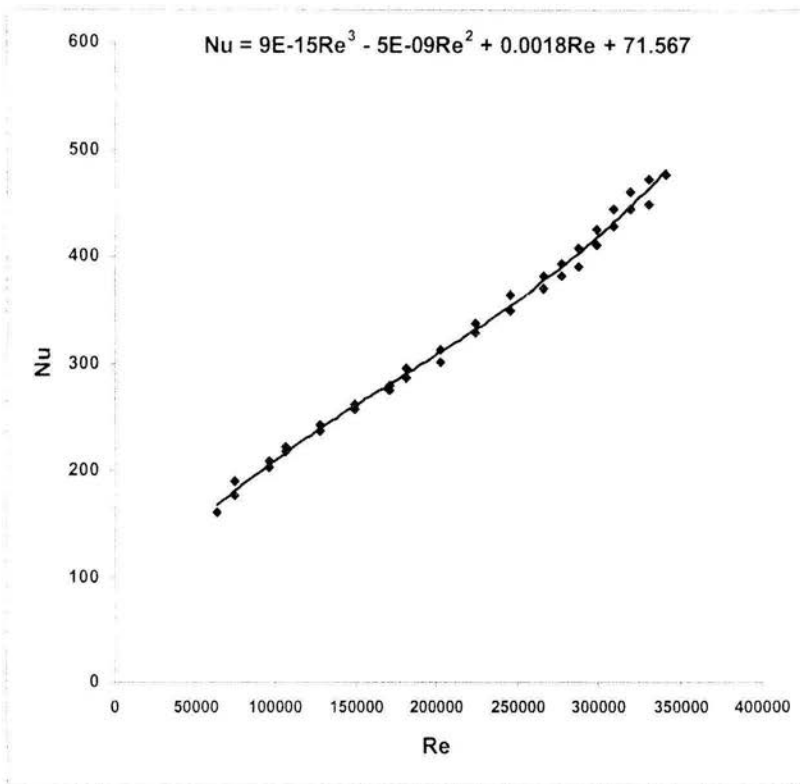


Figura 4.8 Gráfica y correlación para un ángulo de 25° de inclinación

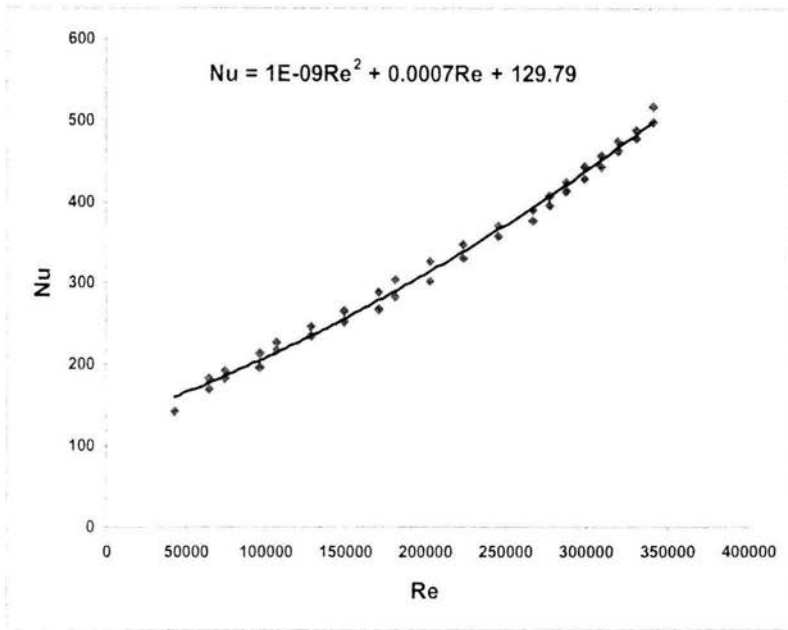
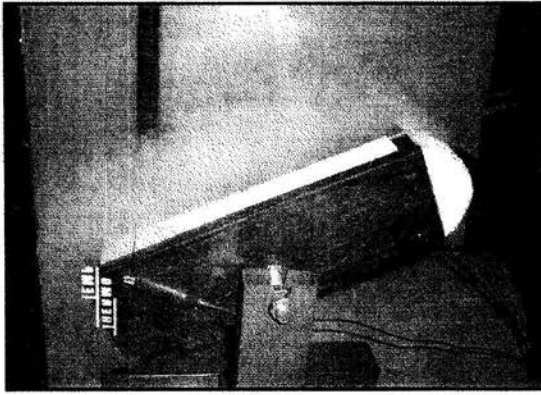


Figura 4.9 Gráfica y correlación para un ángulo de 30° de inclinación.

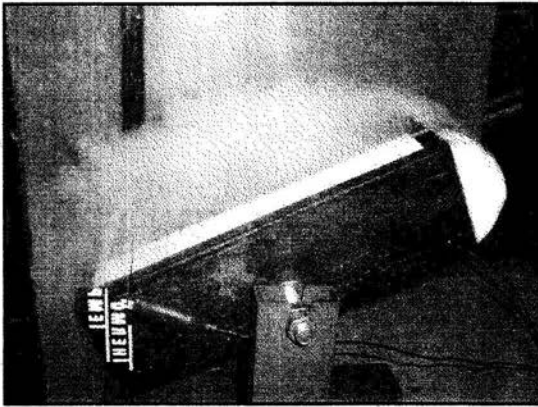
Para hacer una comparación más clara se muestra la siguiente tabla con los valores de Re_L y \overline{Nu}_L (de las correlaciones) donde se observa cómo los valores de \overline{Nu}_L empiezan a bajar para un ángulo comprendido entre 20 y 30°.

Tabla 4.2

Re_L	Nu_L (0°)	Nu_L (5°)	Nu_L (10°)	Nu_L (20°)	Nu_L (25°)	Nu_L (30°)	Nu_L (40°)	Nu_L (50°)	Nu_L (345°)
42672	151	146	150	159	139	161	129	122	112
64008	186	183	189	198	168	178	155	142	144
74676	201	199	206	215	181	187	167	150	158
96012	228	228	237	246	206	206	187	165	185
106680	241	242	252	261	217	215	197	172	197
128016	264	268	279	288	238	235	214	184	221
149352	286	291	304	313	258	256	229	195	243
170688	306	313	328	336	277	278	244	204	264
181356	315	324	339	347	287	289	251	209	274
202692	334	344	361	369	305	312	264	218	294
224028	351	364	382	389	325	336	276	226	313
245364	367	382	402	409	345	361	288	234	331
266700	383	400	422	428	366	387	299	242	348
277368	391	409	431	437	378	400	304	245	357
288036	399	417	440	446	390	414	310	249	365
298704	406	426	450	455	402	428	315	252	374
309372	413	434	459	463	416	442	320	255	382
320040	421	442	467	472	430	456	325	259	390
330708	428	450	476	480	445	470	330	262	398
341376	435	458	485	489	461	485	335	265	406



(a)



(b)

Figura 4.10 (a) Fotografía para 25° , $Re = 300000$ y (b) fotografía para 30° , $Re = 300000$.

ESTA TESIS NO SALE
DE LA BIBLIOTECA

Las Figuras 4.11 y 4.12 presentan los resultados para 40 y 50°.

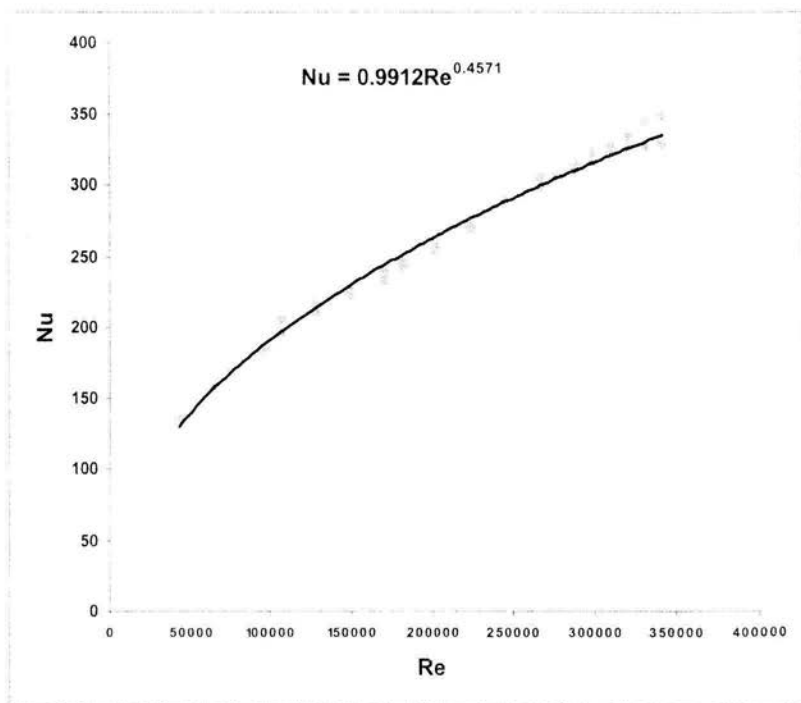


Figura 4.11 Gráfica y correlación para una ángulo de 40° de inclinación

Se observa que Nu_L disminuye con el incremento del ángulo de manera significativa e incluso es menor que para el caso de 0°. Esto se debe a que la corriente forma detrás de la placa una zona de estancamiento, que dificulta la transferencia de calor.

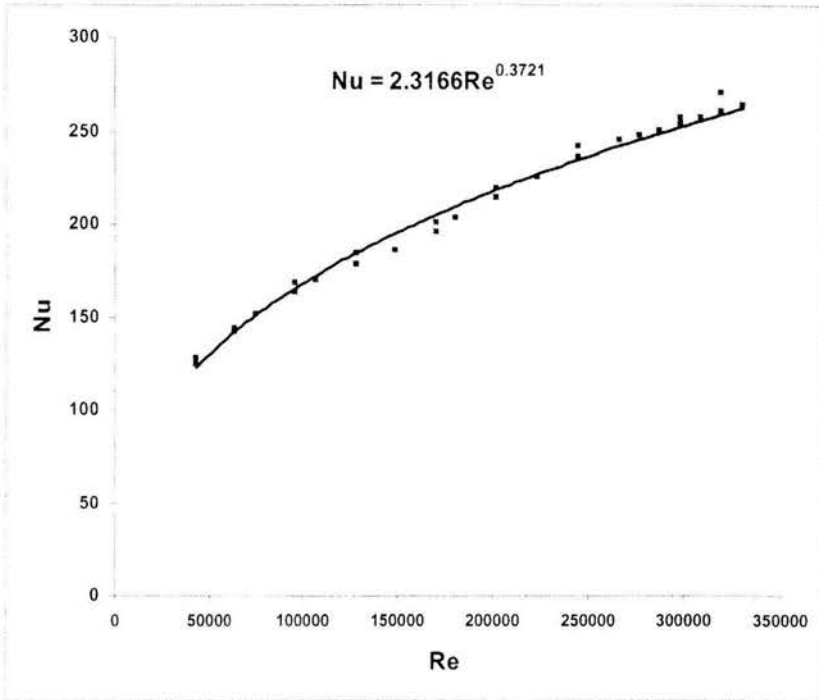


Figura 4.12 Gráfica y correlación para una ángulo de 50° de inclinación.

Por último se realizaron pruebas para un ángulo de 15°, medidos en sentido contrario a los casos anteriores (-15° ó 345°). El resultado obtenido muestra que h es menor en este caso que para 0° (Figura 4.13), lo que puede ser consecuencia de que el flujo se pega más a la superficie con un nivel más bajo de turbulencia.

Las Figuras siguientes muestran los resultados de las mediciones de transferencia de calor y las visualizaciones para 345°.

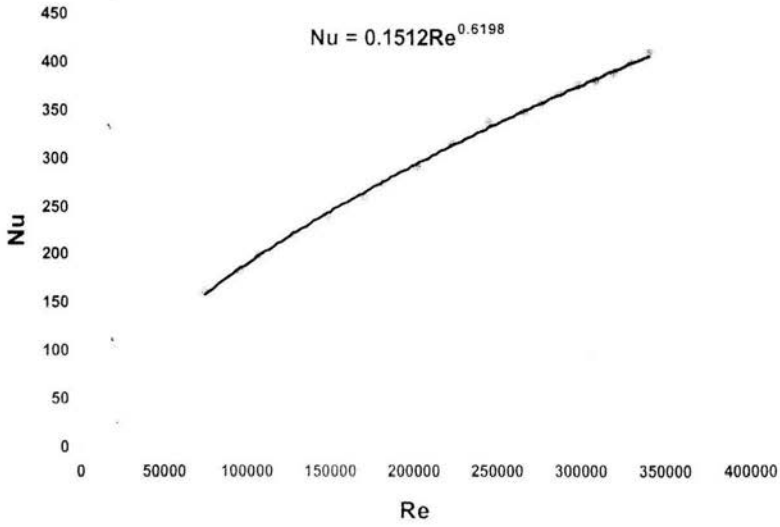


Figura 4.13 Gráfica y correlación de un ángulo de 345° de inclinación.

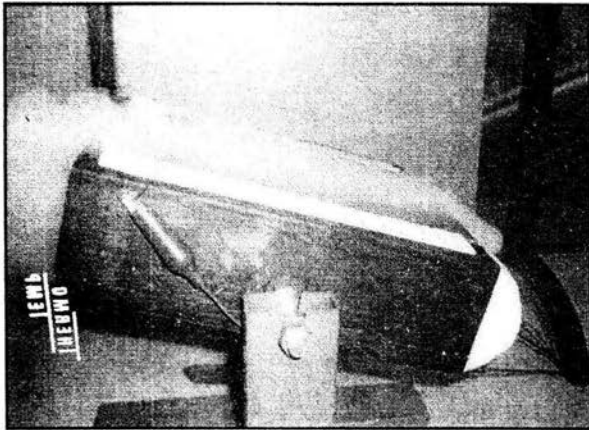


Figura 4.14 Fotografía para un ángulo 345° de inclinación y $Re = 300000$.

La Figura 4.15 incluye los resultados para todos los ángulos estudiados. Se observa claramente la caída en \overline{Nu}_L para ángulos superiores a los 20°. Este efecto es más marcado para 40 y 50°, como ya se comentó.

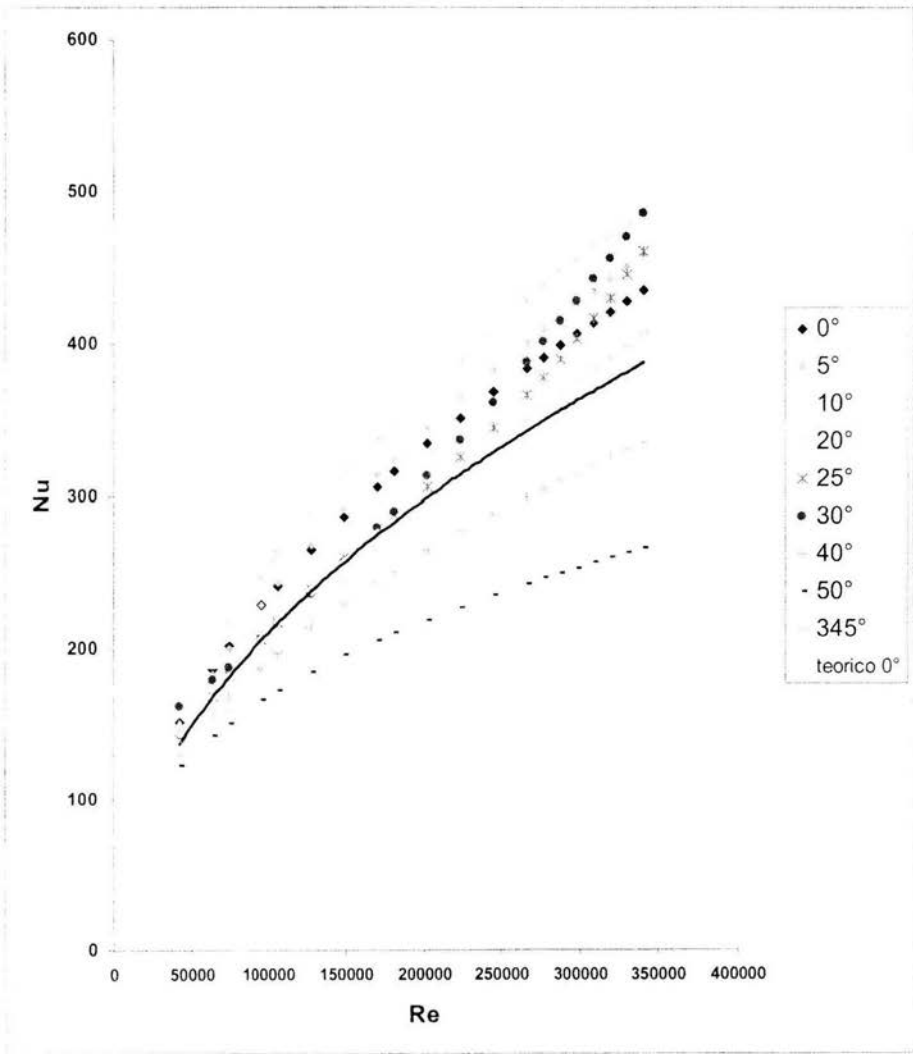


Figura 4.15 Gráficas y correlaciones de todos los casos anteriores.

En la Figura 4.16 se muestra una gráfica en la que se normaliza el número de Nusselt con el número de Nusselt correspondiente al caso horizontal (0°), para observar con más detalle las variaciones con respecto al caso de 0° .

Para los casos de $5^\circ, 10^\circ$ y 20° , se observa que el \overline{Nu}_L es mayor con respecto al caso de 0° , en todo el rango de Re_L , mientras que para los casos de 25° y 30° presentan \overline{Nu}_L por debajo del caso horizontal (0°), en la mayor parte del rango de Re_L , solo para Re_L mayores a 270 000 para 25° y 310 000 para 30° , el \overline{Nu}_L es mayor con respecto a 0° . Para los casos de $40^\circ, 50^\circ$ y 345° , el \overline{Nu}_L de estos con respecto a 0° es menor para todo el rango de Re_L . Otra observación importante, es que el \overline{Nu}_L es máximo en 20° .

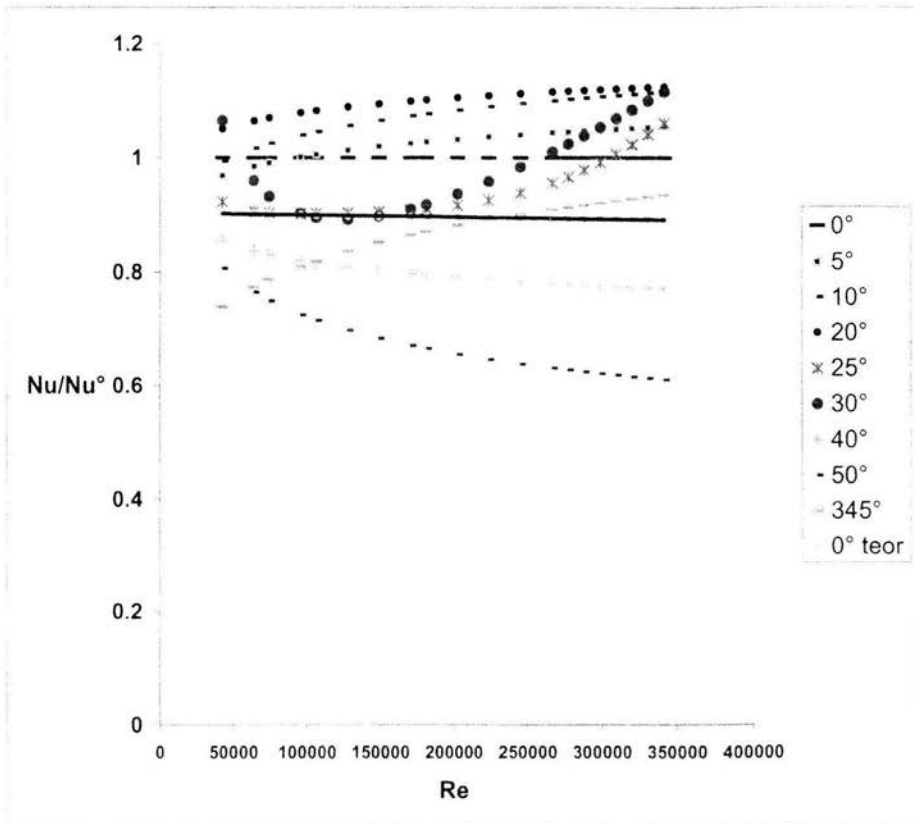


Figura 4.16 Gráfica normalizada de Nu con el Nusselt correspondiente a 0°

Para el cálculo del error se emplea la siguiente fórmula:

$$S_{y,x} = \sqrt{\frac{1}{n(n-2)} \left[n \sum y^2 - (\sum y)^2 - \frac{[n \sum xy - (\sum x)(\sum y)]^2}{n \sum x^2 - (\sum x)^2} \right]}$$

Donde

- x: es el valor independiente conocido
- y: es el valor dependiente conocido
- n: es el número de datos

Capítulo 5

Conclusiones

Se estudia la transferencia de calor desde una placa plana finita expuesta a una corriente uniforme, para diferentes ángulos de ataque. Para tal propósito se diseñó y se construyó un dispositivo experimental. Se presentan las gráficas y correlaciones de \overline{Nu}_L contra Re , para ángulos de 0° , 5° , 10° , 20° , 30° , 40° , 50° y 345° .

Se observa que la transferencia de calor aumenta con el incremento del ángulo de ataque para ángulos entre 0° y 20° . En este último caso se presenta la máxima transferencia de calor para todo el dominio de Re_L estudiado cuando $\theta = 20^\circ$.

A partir de un ángulo comprendido entre 20° y 30° , se invierte las tendencias de las curvas. Para ángulos superiores a 40° , el \overline{Nu}_L cae significativamente como consecuencia de la burbuja de separación en la estela de la placa.

La tabla siguiente resume las correlaciones obtenidas para los ángulos estudiados, e incluye el error máximo esperado para cada una de ellas. Debido a los cambios tan abruptos en las tendencias de las curvas ($Nu-Re$), debido a la complejidad del fenómeno en sí: desprendimiento de la capa, recirculación, posibles cambios de laminar a turbulento, dimensiones finitas de la placa etc., no es fácil proponer una correlación general que incluya al número de Reynolds y al ángulo.

Tabla 5.1

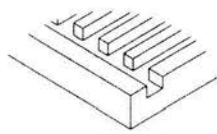
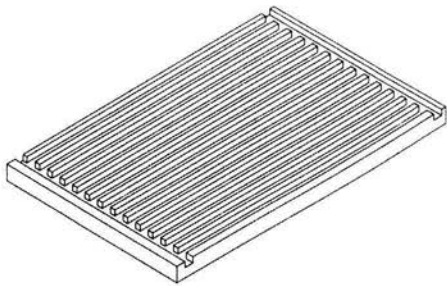
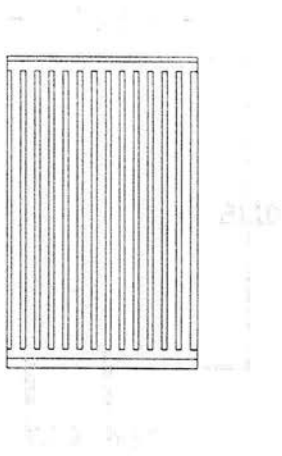
$Nu_L = 0.6836 Re_L^{0.5067}$	$\theta = 0^\circ$	$\epsilon = 15.52\%$
$Nu_L = 0.4285 Re_L^{0.5475}$	$\theta = 5^\circ$	$\epsilon = 10.03\%$
$Nu_L = 0.3750 Re_L^{0.5624}$	$\theta = 10^\circ$	$\epsilon = 11.64\%$
$Nu_L = 0.5067 Re_L^{0.5394}$	$\theta = 20^\circ$	$\epsilon = 9.607\%$
$Nu_L = 9 \times 10^{-15} Re_L^3 - 5 \times 10^{-9} Re_L^2 + 1.8 \times 10^{-3} Re_L + 71.567$	$\theta = 25^\circ$	$\epsilon = 9.2\%$
$Nu_L = 10^{-9} Re_L^2 + 7 \times 10^{-4} Re_L + 129.79$	$\theta = 30^\circ$	$\epsilon = 12.8\%$
$Nu_L = 0.9912 Re_L^{0.4571}$	$\theta = 40^\circ$	$\epsilon = 6.34\%$
$Nu_L = 2.3166 Re_L^{0.3721}$	$\theta = 50^\circ$	$\epsilon = 5.30\%$
$Nu_L = 0.1512 Re_L^{0.6198}$	$\theta = 345^\circ$	$\epsilon = 5.38\%$

Las visualizaciones del flujo fueron de gran utilidad para interpretar el cambio en la tendencia de las curvas, y la variación en la transferencia de calor.

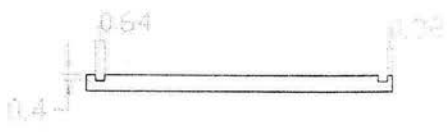
Referencias

1. A. Bejan, *Convective Heat Transfer*, Second Edition, John Wiley and Sons, 1993.
2. G. Vickern, Mixed Convection from an Arbitrarily Inclined Semi-infinite Flat Plate-1. The Influence of the Inclination Angle, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 34, No. 8, pp. 1939-1941, 1991 .
3. G. Vickern, Mixed Convection from an Arbitrarily Inclined Semi-infinite Flat Plate-1. The Influence of Prantl Number, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 34, No. 8, pp. 1947-1956, 1991.
4. M. Yaghoubi and M.Rahnama, Turbulent Heat Transfer Around a Finite Thick Plate with Incident Angle, *Int. Comm. Heat Mass Transfer*, Vol 28, 271-275, 2001
5. F. P. Incropera and D. P. DeWitt, *Introduccion to Heat Transfer*, Third Edition, John Wiley and Sons, pp. 324-333 (1996).

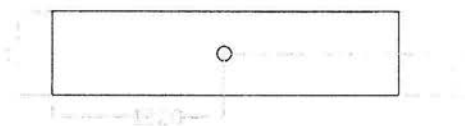
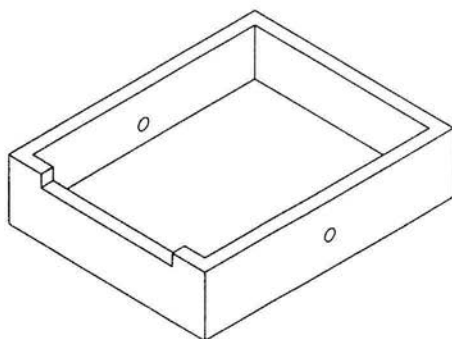
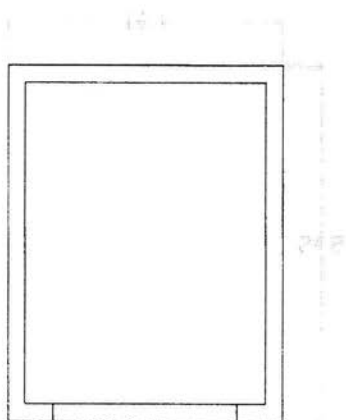
ANEXO



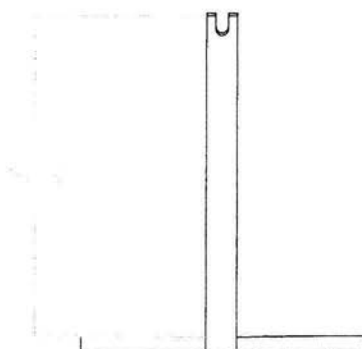
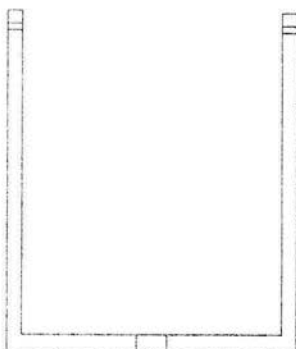
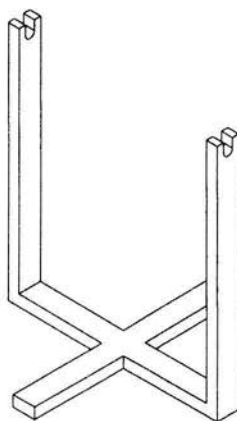
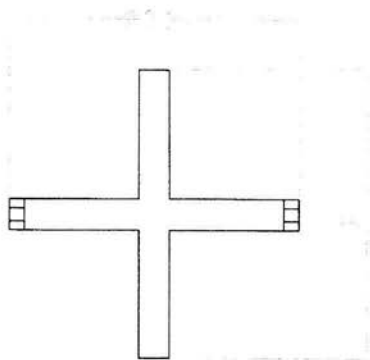
Detalle A
Escala 2.5:1



Aplicaciones en mm
Escala 1:2.5
Material aluminio



Ассембляж
Рисунг 18.5
Масштаб: 1:1



Acotaciones, en cm

Escala 1:3

Materia: solera