



# **INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL**

---

**Escuela Superior de Ingeniería Mecánica y Eléctrica  
Unidad Azcapotzalco**

**Sección de Estudios de Posgrado e Investigación**

**ESTUDIO EXPERIMENTAL DE CONVECCIÓN  
MIXTA LAMINAR EN UN CANAL DE  
LONGITUD FINITA SUJETO A FUENTES  
SIMÉTRICAS Y DISCRETAS GENERADORAS  
DE CALOR: EFECTO DEL ÁNGULO DE  
INCLINACIÓN.**

---

**T E S I S**

**PARA OBTENER EL GRADO DE:**

**MAESTRO EN CIENCIAS EN TERMOFLUIDOS**

**PRESENTA:**

**ING. FAUSTINO PÉREZ FLORES**

---

**DIRECTOR:**

**DR. LORENZO ALBERTO MARTÍNEZ SUÁSTEGUI**



**MÉXICO D.F. DICIEMBRE DEL 2014**



**INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL**  
**SECRETARÍA DE INVESTIGACIÓN Y POSGRADO**

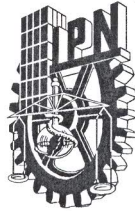
*CARTA CESIÓN DE DERECHOS*

En la Ciudad de México, D.F. el día 21 del mes de noviembre del año 2014, el que suscribe **Ing. Faustino Pérez Flores** alumno(a) del Programa de la **Maestría en Ciencias en Termofluidos**, con número de registro **B120007**, adscrito(a) a la Sección de Estudios de Posgrado e Investigación, ESIME Unidad Azcapotzalco, manifiesto que es el autor intelectual del presente trabajo de Tesis bajo la dirección del **Dr. Lorenzo Alberto Martínez Suástegui** y cede los derechos del trabajo titulado “**Estudio Experimental de Convección Mixta Laminar en un Canal de Longitud Finita Sujeto a Fuentes Simétricas y Discretas Generadoras de Calor: Efecto del Ángulo de Inclinación**”, al Instituto Politécnico Nacional para su difusión, con fines académicos y de investigación.

Los usuarios de la información no deben reproducir el contenido textual, gráficas o datos del trabajo sin el permiso expreso del autor y/o director del trabajo. Este puede ser obtenido escribiendo a las siguientes direcciones de correo: [faustino130489@hotmail.com](mailto:faustino130489@hotmail.com) o [lamartinezs@ipn.mx](mailto:lamartinezs@ipn.mx). Si el permiso se otorga, el usuario deberá dar el agradecimiento correspondiente y citar la fuente del mismo.

---

Ing. Faustino Pérez Flores



# INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL SECRETARÍA DE INVESTIGACIÓN Y POSGRADO

## ACTA DE REVISIÓN DE TESIS

En la Ciudad de México D.F siendo las 14:00 horas del día 26 del mes de Noviembre del 2014 se reunieron los miembros de la Comisión Revisora de la Tesis, designada por el Colegio de Profesores de Estudios de Posgrado e Investigación de ESIME- Unidad Azcapotzalco para examinar la tesis titulada:

Estudio Experimental de Convección Mixta Laminar en un Canal de Longitud Finita Sujeto a Fuentes Simétricas y Discretas Generadoras de Calor: Efecto del Ángulo de Inclinación.

Presentada por el alumno:

|                                  |                                   |   |   |   |   |   |   |   |   |
|----------------------------------|-----------------------------------|---|---|---|---|---|---|---|---|
| <u>Pérez</u><br>Apellido paterno | <u>Flores</u><br>Apellido materno | <u>Faustino</u><br>Nombre(s)  |   |   |   |   |   |   |   |
|                                  | Con registro:                     | <table border="1"> <tr> <td>B</td> <td>1</td> <td>2</td> <td>0</td> <td>0</td> <td>0</td> <td>7</td> </tr> </table> | B | 1 | 2 | 0 | 0 | 0 | 7 |
| B                                | 1                                 | 2   | 0 | 0 | 0 | 7 |   |   |   |

aspirante:

al Grado de Maestro en Ciencias en Termofluidos

Después de intercambiar opiniones, los miembros de la Comisión manifestaron **APROBAR LA TESIS**, en virtud de que satisface los requisitos señalados por las disposiciones reglamentarias vigentes.

### LA COMISIÓN REVISORA

Director(a) de tesis

Dr. Lorenzo Alberto Martínez Suástegui

Primer vocal

Dr. Eric Gustavo Bautista Godínez

Secretario

Dr. Juan Pablo Escandón Colín

Segundo vocal

Dr. Oscar Eladio Bautista Godínez

Presidente

Dr. René Osvaldo Vargas Aguilar

Tercer vocal

PRESIDENTE DEL COLEGIO DE PROFESORES

Dr. Manuel Faraón Carbajal Romero

UNIDAD AZCAPOTZALCO  
SECCIÓN DE ESTUDIOS DE  
POSGRADO E INVESTIGACIÓN

## AGRADECIMIENTOS

*A Dios por cada momento vivido, la felicidad, mi familia, la salud y por todas las bendiciones recibidas a lo largo de mi vida.*

*A mis padres el Sr. Faustino Pérez Aguilar y la Sra. Florentina Flores Olvera por todas las noches de desvelo, cada pensamiento dedicado a mí, el apoyo, el amor, la comprensión, el cariño, y por ser los pilares que sostienen e impulsan cada logro de mi vida.*

*A mis abuelos el Sr. Víctor Flores Silva, la Sra. Rosalina Olvera Piña y la Sra. Rufina Aguilar Díaz por su cariño, los consejos, las bendiciones, por ser ejemplos y fuentes de inspiración para cada logro de mi vida.*

*A mi hermano Eduardo Pérez Flores por su compañía, cariño, consejos, por ser un hombre excepcional y mi mejor amigo.*

*A mi hermana Elizabeth Pérez Flores por todos los momentos compartidos, su apoyo, cariño y por llenar mi vida de felicidad.*

*A mis tíos los Sres. Adrián, Ricardo, Fermín, y Felipe Flores Olvera, así como a sus esposas las Sras. Delia Waldo, Rosalba Suarez, Norma Ferrer y Estela Morales por su compañía, su calidez y los buenos momentos ofrecidos incondicionalmente.*

*A mis tías las Sras. Rosa y Remedios Flores Olvera, así como a sus esposos los Sres. Laurencio Moreno y Blas Salinas por su cariño, su apoyo y por todos los gratos momentos compartidos.*

*Al Dr. Lorenzo Alberto Martínez Suástegui por los consejos, el apoyo y la guía recibida durante estos últimos dos años.*

*Al cuerpo académico de la SEPI ESIME UA: Dr. Oscar Bautista, Dr. Erick Bautista, Dr. Juan Carlos Arcos, Dr. René Vargas y Dr. Juan Pablo Escandón por el apoyo y la disposición ofrecida para mi superación profesional.*

*Al consejo Nacional de Ciencia y Tecnología (CONACyT) por otorgarme la beca con número de registro 489162 para la realización de mis estudios de Maestría.*

*Al proyecto de investigación financiado por el CONACyT, No. de proyecto 167474, Convocatoria de Investigación Científica Básica 2011.*

*A la Secretaría de Investigación y Posgrado del IPN, por otorgarme beca BEIFI correspondiente al proyecto con número de clave SIP 20131191*

*A la memoria del*

*Sr. Manuel Pérez Rivera*



# Índice general

|  |           |
|--|-----------|
| Nomenclatura . . . . .   | X         |
| Abstract . . . . .   | XI        |
| Resumen . . . . .  | XII       |
| <b>1. Introducción</b>   | <b>1</b>  |
| 1.1. Antecedentes . . . . .                                      | 1         |
| 1.2. Motivación . . . . .  | 6         |
| 1.3. Objetivos . . . . .   | 7         |
| <b>2. Materiales y métodos</b>                                   | <b>9</b>  |
| 2.1. Diseño experimental . . . . .                               | 9         |
| 2.2. Reducción de datos . . . . .                                | 15        |
| 2.3. Análisis de incertidumbre . . . . .                         | 18        |
| <b>3. Resultados experimentales y análisis.</b>                  | <b>19</b> |
| 3.1. Canal vertical, $Re = 700$ , $\gamma = 90^\circ$ . . . . .  | 19        |
| 3.2. $Re = 700$ , $\gamma = 60^\circ$ . . . . .                  | 22        |
| 3.3. $Re = 700$ , $\gamma = 45^\circ$ . . . . .                  | 25        |
| 3.4. $Re = 700$ , $\gamma = 30^\circ$ . . . . .                  | 28        |
| 3.5. Canal horizontal, $Re = 700$ , $\gamma = 0^\circ$ . . . . . | 31        |
| 3.6. Efecto del número de Reynolds . . . . .                     | 33        |
| <b>4. Conclusiones</b>   | <b>37</b> |
| <b>A. Cálculo del porcentaje de pérdidas</b>                     | <b>43</b> |





# Índice de figuras

|      |  |    |
|------|--|----|
| 2.1. | Diagrama esquemático del diseño experimental con a) y b) mostrando diferentes perspectivas de éste. 1) Tanque principal; 2) Bomba centrífuga; 3) Tanque secundario; 4) Sección de Pruebas; 5) Soporte principal; 6) Arreglo de válvulas; 7) Depósito de pruebas y; 8) Baño Térmico. . . . .  | 10 |
| 2.2. | Diagrama esquemático de la parte posterior de las placas de aluminio ilustrando las ubicaciones en el plano de medición para las distribuciones adimensionales por columna $Z_i$ y por fila $X_i$ . . . . .  | 11 |
| 2.3. | Fuente generadora de calor desarmada (imagen superior) con todos sus componentes. 1) Aislamiento de espuma de poliestireno con hoyos para los termopares. 2) Cubierta de acrílico con hoyos taladrados para los termopares. 3) Resina epóxica de alta conductividad térmica. 4) Resistencia eléctrica de aleación Níquel-Cromo. 5) Pasta de alta conductividad térmica. 6) Placa de aluminio. La imagen inferior muestra a la fuente generadora de calor ensamblada. . . . . | 12 |
| 2.4. | Diagrama esquemático de la parte posterior de las placas de aluminio ilustrando el arreglo de los termopares y la ranura para la resistencia con a) y b) mostrando diferentes perspectivas de ésta. . . . .  | 13 |
| 2.5. | Diagrama esquemático de la sección de pruebas con a) y b) mostrando diferentes perspectivas de ésta. 1) Estructura de madera auxiliar. 2) Canal de sección transversal cuadrada. 3) Estructuras de malla. 4) Correctores de flujo tipo panal de abeja. 5) Estricción para corrección del flujo. . . . .  | 14 |

- 3.1.  $Re = 700$ ,  $\gamma = 90^\circ$  y  $Ri^* = 31.19$ ,  $54.74$  y  $93.02$ : (a) y (b) Mostrando la media  $\pm$  desviación estándar de los números de Nusselt columna-promedio ( $Z_i$ ) a lo largo de la profundidad del canal durante la transferencia de calor en estado estacionario para la placa izquierda ( $Nu_L$ ) y la derecha ( $Nu_R$ ), respectivamente. (c) y (d) Mostrando la media  $\pm$  desviación estándar de los números de Nusselt fila-promedio ( $X_i$ ) a lo largo de la distancia axial durante la transferencia de calor en estado estacionario para la placa izquierda y el derecha, respectivamente. 21
- 3.2.  $Re = 700$ ,  $Ri^* = 93.02$  y  $\gamma = 60^\circ$ : (a) Evolución temporal de la temperatura superficial promedio de cada placa. (b) Evolución temporal del número de Nusselt promedio de cada placa. (c) Espectros de potencia normalizada de los números de Nusselt promedio. (d) Diagrama de fase del número de Nusselt promedio en la placa izquierda ( $Nu_L$ ) como una función del número de Nusselt promedio en la placa derecha ( $Nu_R$ ). . . . . 23
- 3.3. Variaciones en el tiempo de los números de Nusselt promedio por columna ( $Z_i$ ) y por fila ( $X_i$ ) a lo largo de la profundidad del canal y en dirección axial en la placa izquierda ( $Nu_L$ ) y derecha ( $Nu_R$ ) para  $Re = 700$ ,  $\gamma = 60^\circ$  y  $Ri^* = 93.02$ . . . . . 25
- 3.4.  $Re = 700$  y  $\gamma = 45^\circ$ : (a) Evolución temporal del número de Nusselt promedio de cada placa para  $Ri^* = 54.74$  y  $93.02$ . (b) Diagrama de fase del número de Nusselt promedio en la placa izquierda ( $Nu_L$ ) como una función del número de Nusselt promedio en la placa derecha ( $Nu_R$ ) para  $Ri^* = 54.74$  y  $93.02$ . (c) y (d) Espectros de potencia normalizada de los números de Nusselt promedio para  $Ri^* = 54.74$  y  $93.02$ , respectivamente. 26
- 3.5. Variaciones en el tiempo de los números de Nusselt promedio por columna ( $Z_i$ ) y por fila ( $X_i$ ) a lo largo de la profundidad del canal y en dirección axial en la placa izquierda ( $Nu_L$ ) y derecha ( $Nu_R$ ) para  $Re = 700$ ,  $\gamma = 45^\circ$  y  $Ri^* = 93.02$ . . . . . 28
- 3.6.  $Re = 700$ ,  $Ri^* = 93.02$  y  $\gamma = 30^\circ$ : (a) Evolución temporal del número de Nusselt promedio. (b) Diagrama de fase del número de Nusselt promedio en la placa izquierda ( $Nu_L$ ) como una función del número de Nusselt promedio en la placa derecha ( $Nu_R$ ). (c) Espectros de potencia normalizada de los números de Nusselt promedio en ambas placas para  $Ri^* = 93.02$ . . . . . 29

3.7. Variaciones en el tiempo de los números de Nusselt promedio por columna ( $Z_i$ ) y por fila ( $X_i$ ) a lo largo de la profundidad del canal y en dirección axial en la placa izquierda ( $Nu_L$ ) y derecha ( $Nu_R$ ) para  $Re = 700$ ,  $\gamma = 30^\circ$  y  $Ri^* = 93.02$ . . . . . 30

3.8. Efecto de la inclinación del canal ( $\gamma$ ) en la respuesta térmica para  $Re = 700$  y diferentes valores del parámetro de flotación. Aquí, tanto el número de Nusselt promedio como el coeficiente convectivo de transferencia de calor en cada placa son mostrados. Los símbolos cerrados/abiertos corresponden a la placa izquierda (inferior) y a la placa derecha (superior), respectivamente. . . . . 32

3.9. (a) Diferencia de temperatura entre la temperatura de referencia y la temperatura promedio de la superficie de cada placa  $\Delta T = (\bar{T}_w - T_0)$  para diferentes valores de los números de Reynolds y Richardson modificado. (b) Flujo neto de calor convectivo por unidad de área transferido al fluido para diferentes valores de los números de Reynolds y Richardson modificado. . . . . 35

3.10. Efecto de los números de Reynolds y de Richardson modificado en la transferencia de calor global. Aquí, tanto el número de Nusselt promedio como el coeficiente de transferencia de calor convectivo en cada placa son mostrados como una función del número de Reynolds para  $Re = 300, 500, 700$  y  $900$  y para diferentes valores del número de Richardson modificado. . . . . 36

A.1. Arreglo del aislamiento circundante a las placas de aluminio. . . . . 43



# Índice de cuadros

- 3.1. Flujo neto de calor convectivo por unidad de área transferido al fluido como una función del número Richardson modificado para  $Re = 700$  y todos los valores del ángulo de inclinación. . 33

## Nomenclatura

---

|                  |   |
|------------------|---|
| $A_{placa}$      | área de la superficie de cada placa, $m^2$                              |
| $D_H$            | diámetro hidráulico (longitud característica), $m$                      |
| $f$              | frecuencia (Hertz)  |
| $g$              | aceleración de la gravedad, $m\ s^{-2}$                                 |
| $Gr$             | número de Grashof, $Gr = g\beta(T_w - T_0)D_H^3/\nu^2$                  |
| $Gr^*$           | número de Grashof modificado, $Gr^* = g\beta\dot{q}_{conv}D_H^4/k\nu^2$ |
| $h$              | coeficiente de transferencia de calor, $W\ m^{-2}\ K^{-1}$              |
| $k$              | conductividad térmica, $W\ m^{-1}\ K^{-1}$                              |
| $Nu$             | número de Nusselt local basado en el diámetro hidráulico                |
| $\overline{Nu}$  | número de Nusselt promedio basado en el diámetro hidráulico             |
| $Pr$             | número de Prandtl, $Pr = \nu/\alpha$                                    |
| $\dot{q}_{conv}$ | flujo neto de calor por convección transferido al fluido, $W\ m^{-2}$   |
| $Re$             | número de Reynolds, $Re = u_0D_H/\nu$                                   |
| $Ri$             | número de Richardson, $Ri = Gr/Re^2$                                    |
| $Ri^*$           | número de Richardson modificado, $Ri^* = Gr^*/Re^2$                     |
| $St$             | número de Strouhal, $St = fD_H/u_0$                                     |
| $t$              | tiempo, $s$   |
| $T_0$            | temperatura del fluido a la entrada del canal, $K$                      |
| $T_w$            | temperatura local de la superficie, $K$                                 |
| $T_{Amb}$        | temperatura ambiente, $K$   |
| $\overline{T}_w$ | temperatura promedio de la superficie, $K$                              |
| $L$              | longitud del canal, $m$   |
| $u_0$            | velocidad del fluido a la entrada del canal, $m\ s^{-1}$                |
| $u, v$           | componentes de velocidad longitudinal y transversal, respectivamente    |
| $U$              | componente de velocidad longitudinal adimensional, $U = u/u_0$          |
| $V$              | componente de velocidad transversal adimensional, $V = v/u_0$           |
| $x, y, z$        | coordenadas cartesianas rectangulares                                   |
| $X$              | coordenada longitudinal adimensional, $X = x/D_H$                       |
| $Y$              | coordenada transversal adimensional, $Y = y/D_H$                        |
| $Z$              | coordenada adimensional, $Z = z/D_H$                                    |

*Símbolos griegos*

|               |  |
|---------------|--|
| $\alpha$      | difusividad térmica                                |
| $\beta$       | coeficiente de expansión volumétrica               |
| $\varepsilon$ | emisividad de la superficie de aluminio            |
| $\gamma$      | ángulo de inclinación con respecto a la horizontal |
| $\lambda$     | desfasamiento en la señal de los Nusselt promedio  |
| $\nu$         | viscosidad cinemática                              |
| $\rho$        | densidad del fluido                                |
| $\sigma$      | constante de Stefan-Boltzmann, $W/m^2\ K^4$        |
| $\tau$        | tiempo adimensional                                |
| $\theta$      | temperatura adimensional                           |

**Abstract**

An experimental investigation in a vertical rectangular channel using water as the working fluid is carried out to study the transient laminar opposing mixed convection heat transfer from two flush-mounted, symmetric and discrete heat sources subjected to a constant wall heat flux boundary condition while the other bounding walls are insulated and adiabatic. The experiments are done under different values of buoyancy strength or modified Richardson number  $Ri^* = Gr^*/Re^2$ , Reynolds number of  $300 \leq Re \leq 900$  and channel inclination of  $0^\circ \leq \gamma \leq 90^\circ$ . From experimental measurements, averaged surface temperatures, convective heat fluxes, convective heat transfer coefficients and Nusselt number distributions for each heat source are obtained for a wide range in the parametric space. In addition, phase-space plots of the self-oscillatory system, characteristic times of temperature oscillations and spectral distribution of the fluctuating energy are presented. It is observed that for relatively large values of buoyancy strength, the column and row-averaged Nusselt numbers present strong spanwise and axial variations. Results show that for all of inclination angles considered in this study, the values of the column-averaged Nusselt numbers are lower at the middle spanwise positions of both heaters than those registered at other spanwise locations. This indicates that because of the secondary three-dimensional flow, heat transfer augmentation takes place close to the channel corners while the higher surface temperatures and hence, lower heat transfer rates are achieved at the centreline of the discrete heat sources.

### Resumen

En este trabajo se lleva a cabo una investigación experimental en un canal rectangular vertical, usando agua como fluido de trabajo, para estudiar la transferencia de calor por convección mixta, laminar, transitoria y opuesta de dos fuentes de calor simétricas y discretas que se encuentran alineadas a las paredes del canal y que se encuentran sometidas a una condición de flujo de calor uniforme, mientras que las demás paredes del canal son aisladas y adiabáticas. Los experimentos se llevan a cabo bajo diferentes valores de la fuerza de flotación o número de Richardson modificado  $Ri^* = Gr^*/Re^2$ , número de Reynolds de  $300 \leq Re \leq 900$  y ángulos de inclinación del canal de  $0^\circ \leq \gamma \leq 90^\circ$ . A partir de las mediciones experimentales se obtienen las temperaturas superficiales promedio, los flujos convectivos de calor por unidad de área, los coeficientes convectivos de transferencia de calor y las distribuciones del número de Nusselt para cada fuente generadora de calor para un intervalo amplio en el espacio paramétrico. Adicionalmente, se presentan los diagramas de fase del sistema oscilante, los tiempos característicos de oscilación y la distribución espectral de la energía fluctuante. Se observa que para valores relativamente grandes de la fuerza de flotación, los números de Nusselt promedio por columna y por fila de cada fuente generadora de calor presentan variaciones importantes en la dirección axial y a lo largo de la profundidad del canal. Los resultados muestran que para todos los ángulos de inclinación considerados en este estudio, los valores de los números de Nusselt locales son menores en las posiciones de la profundidad media del canal que las registradas en otros lugares de la profundidad del canal. Esto indica que debido al flujo tridimensional secundario, el aumento de la transferencia de calor tiene lugar cerca de las esquinas del canal, mientras que las temperaturas superficiales más altas, y por lo tanto una rapidez de transferencia de calor más baja, se consiguen en la parte central de las fuentes generadoras de calor.