

DESARROLLO EXPERIMENTAL

En el presente parte se muestra el diseño y construcción de la zona pruebas así como las características del túnel de viento y las modificaciones realizadas a la zona de descarga para realizar las pruebas experimentales del presente trabajo.

1.1 DESCRIPCIÓN DEL TÚNEL DE VIENTO

Las investigaciones de la transferencia de calor en bancos de tubos con arreglo en triángulo se llevaron a cabo en el túnel de viento, el cual está configurado como se muestra en la figura 1.1 y en la figura 1.2 se muestra la zona de descarga modificada, la instalación se encuentra ubicada en el Laboratorio de Ingeniería Térmica e Hidráulica Aplicada SEPI ESIME IPN.



Figura 1.1. Túnel de viento en Laboratorio de Ingeniería Térmica e Hidráulica Aplicada S.E.P.I. E.S.I.M.E. I.P.N.

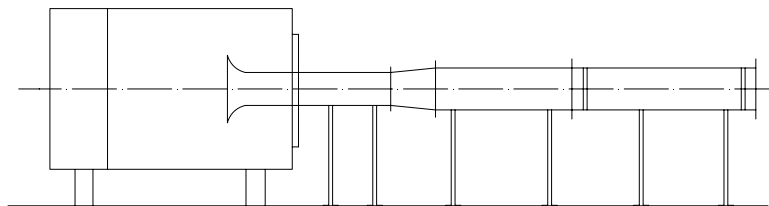


Figura 1.2. Esquema la sección del túnel de viento modificada.

El túnel de viento está conformado por un motor eléctrico, un ventilador y dos tubos Venturi los cuales son intercambiables entre sí. La descripción de los componentes del túnel de viento se hace a continuación:

Características del túnel de viento

Ventilador:

Marca: Solyvent-ventec
Serie: HD 57 L R4 N2 174 1610 111

Motor Asincrónico Trifásico

Marca: UNELEC
Serie: 582511J0001
Potencia nominal: 11,4 kW
rpm: 3 000
Voltaje: 425 V
Amperes: 31,9 A

La descarga del túnel de viento se instaló una entrada acampanada, para que el flujo de aire en la sección de pruebas tenga perturbaciones mínimas, esta sección se diseñó con base la norma ANSI/AMCA STANDARD 210-85, las dimensiones de la campana se muestran en la figura 1.3.

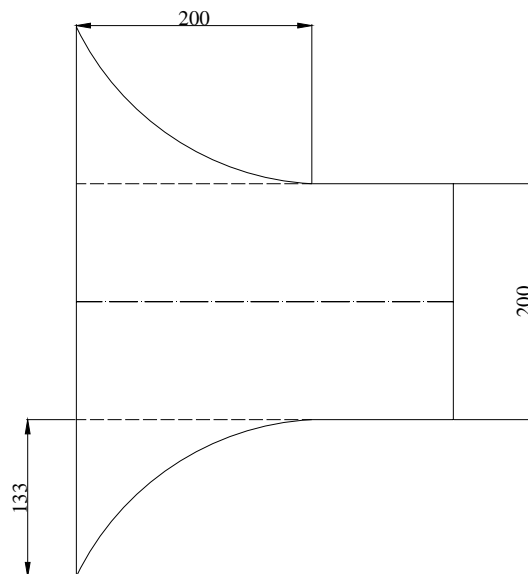


Figura 3.3. Campana de entrada (acotaciones en mm).

Ducto rectangular, se utilizó para acoplar el cambio de sección a la sección de pruebas y entrada acampanada, las dimensiones de esta sección se muestran en la figura 1.4.

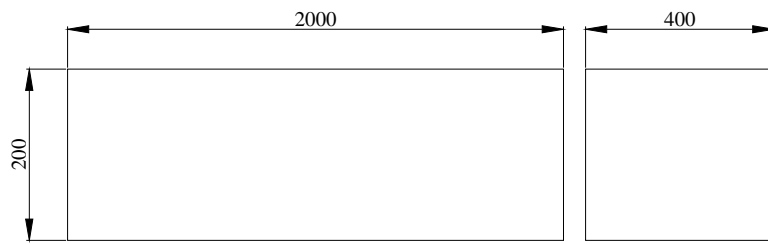


Figura 1.4. Ducto rectangular (acotaciones en mm).

Cambio de sección, este cambio de sección se realizó para poder ampliar el ducto y acoplarlo a la sección de pruebas. Las dimensiones se muestran en la figura 1.5.

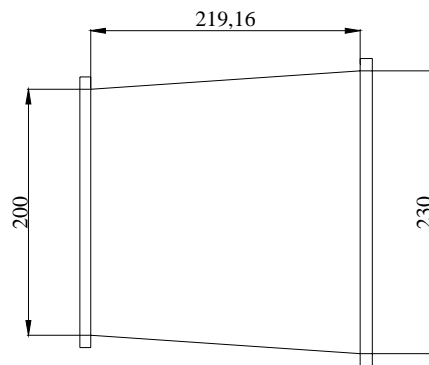


Figura 1.5. Cambio de sección (acotaciones en mm).

Ducto de salida, este ducto se diseñó con madera pensando en la posibilidad de cambiar las dimensiones de este para los distintos arreglos geométricos de los bancos de tubos, y así evitar el cambio de ducto para cada arreglo geométrico del banco de tubos, además siendo de madera se disminuyen las pérdidas de calor por conducción.

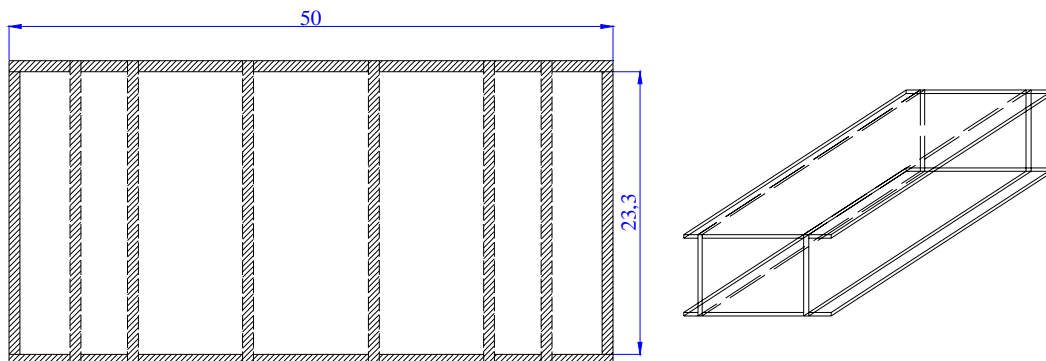


Figura 1.6. Ducto de salida (acotaciones en mm).

1.2 CONSTRUCCIÓN Y CARACTERIZACIÓN DE LA SECCIÓN DE PRUEBAS

La sección de pruebas se diseñó con lámina de acero y la parte superior de la misma se construyó de madera, consta básicamente de dos secciones en la cual van instaladas las curvas de tercer grado que sirven para obtener una reducción gradual del ducto a la entrada de la zona de pruebas además que ayuda a incrementar la velocidad del flujo de aire, la segunda sección es la zona de pruebas la cual está diseñada con la posibilidad de modificar la geometría del banco de tubos sin la necesidad de grandes modificaciones en la zona de pruebas, En la figura 1.7 se muestra la sección de pruebas y sus dimensiones y la figura 1.8 muestra la sección de pruebas ensamblada.

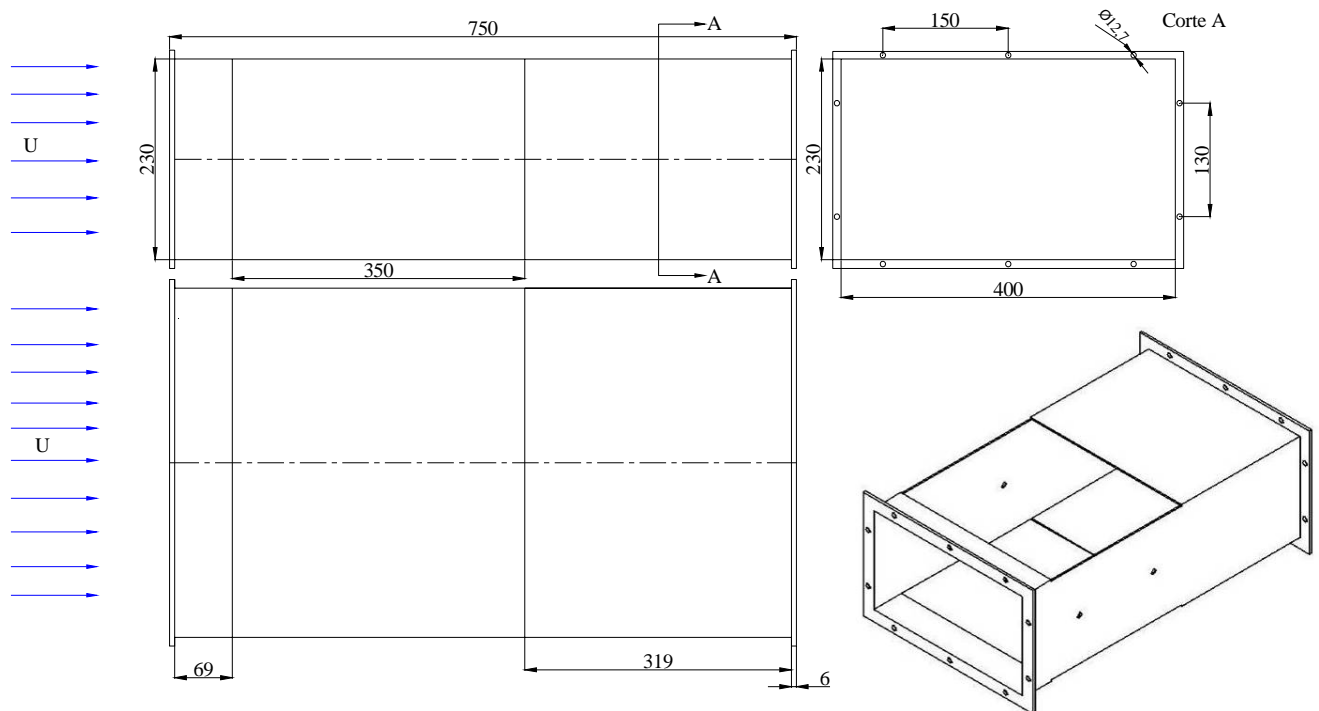


Figura 1.7. Sección de pruebas con dimensiones (acotaciones en mm).

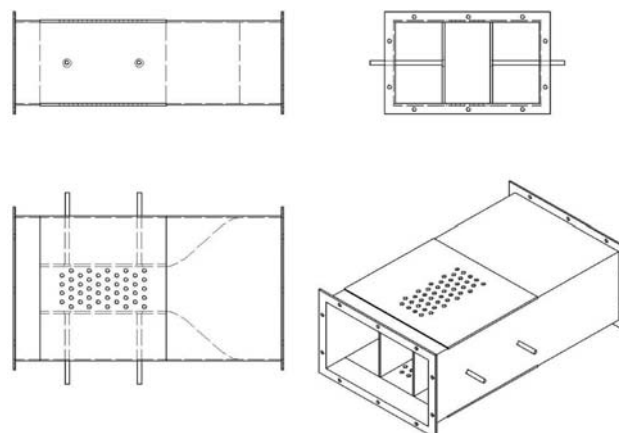


Figura 1.8. Ensamble de la sección de pruebas, sin curvas de tercer grado y sin banco de tubos.

Las curvas de tercer grado se calcularon con las ecuaciones siguientes:

$$H(x) \Big|_{\frac{x}{L} \leq X} = \left[1 - \frac{1}{x^2} \left(\frac{x}{L} \right)^3 \right] (H_1 - H_2) + H_2 \quad (1.1)$$

$$H(x) \Big|_{\frac{x}{L} \geq X} = \left[\frac{1}{(1-x)^2} \left(1 - \frac{x}{L} \right)^3 \right] (H_1 - H_2) + H_2 \quad (1.2)$$

La figura 1.9 muestra como quedan las curvas de tercer grado para la sección de pruebas en el caso del primer montaje del banco de tubos en la zona de pruebas.

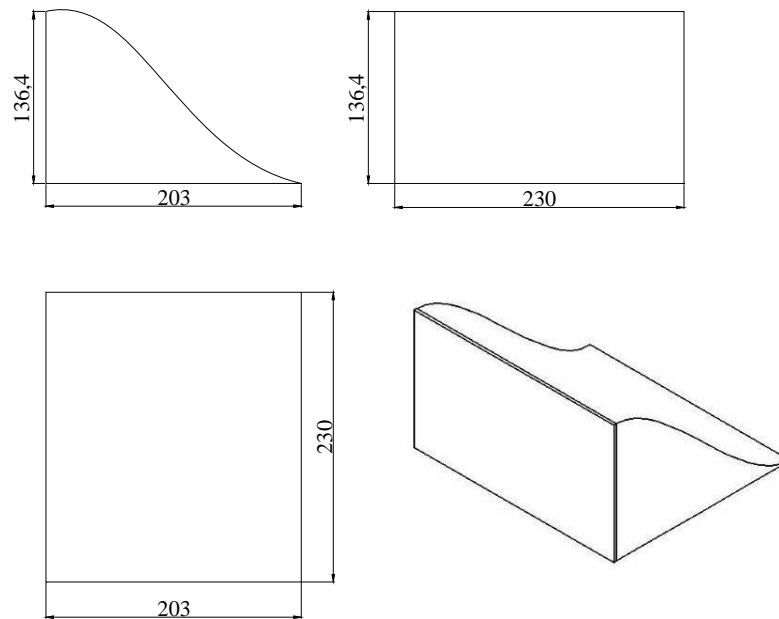


Figura 1.9. Curvas de tercer grado (acotaciones en mm).

Estas curvas fueron construidas con bases de madera y lámina de aluminio calibre 20 para crear la superficie curva. La sección de pruebas se muestra en la figura 1.10, en esta observa la zona de pruebas y las curvas de tercer grado.

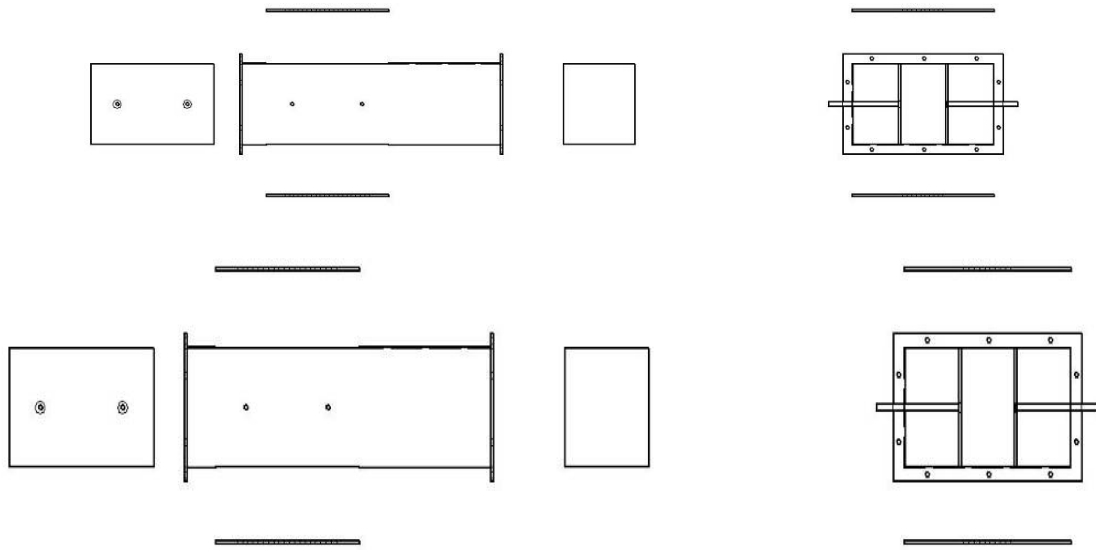


Figura 1.10. Zona de pruebas sin curvas de tercer grado.

En la figura 1.11. se muestra la sección de pruebas montada en el túnel de viento.



Figura 1.11. Montaje de sección de pruebas.

1.3 BANCO DE TUBOS

El banco de tubos consta de cuarenta y cuatro resistencias de latón, un tubo calorímetro y medios tubos de PVC, los cuales fueron montados en un arreglo en triángulo, a continuación se muestran las características de los tubos de latón y del tubo calorímetro. En la figura 1.12. se muestra una resistencia.

Características de la Resistencia

Las resistencias tienen un diámetro exterior de 12.7 mm, y una longitud de 244mm, el material con el cual está hecha en la parte exterior es latón, en su interior contiene un tubo cerámico y un filamento de nicromel.



Figura.1.12. Resistencia (tubo exterior de latón, tubo interior de cerámica, e hilo de nicromo).

En la tabla 1.1. el valor en Ohms de las resistencias de latón, en la tabla 1.2. se muestra el orden en el cual fueron colocados de los tubos en el banco y en la figura 1.13 se muestra la distribución física de las resistencias en el banco de tubos, así como también muestra donde fue colocado el tubo calorímetro (TC).

Tabla 1.1. Valor de las resistencias en Ohms.

Resistencias de Latón											
Ohms											
No. de resistencia	Ω	No. de resistencia	Ω	No. de resistencia	Ω	No. de resistencia	Ω	No. de resistencia	Ω	No. de resistencia	Ω
1	108.3	9	104.5	17	101.9	25	99.6	33	55.7	41	51.4
2	107.2	10	104.4	18	101.5	26	98.9	34	54.1	42	51.4
3	106.4	11	103.6	19	101.1	27	98.5	35	53.4	43	51.3
4	106.2	12	103.5	20	100.9	28	98.3	36	53.3	44	51.2
5	105.6	13	103.1	21	100.6	29	97.4	37	52.7	45	50.6
6	105.5	14	103.0	22	100.4	30	96.5	38	52.4		
7	105.4	15	102.4	23	100.3	31	96.1	39	52.3		
8	104.8	16	102.2	24	100.1	32	91.8	40	52.0		

Tabla 1.2. Distribución de las resistencias en los bancos de tubos.

Resistencia	Línea 1					Línea 2				
	Fila 1	Fila 2	Fila 3	Fila 4	Fila 5	Fila 6	Fila 7	Fila 8	Fila 9	Fila 10
R	1	5	10	14	19	23	28	32	37	41
R	2	6	11	15	20	24	29	33	38	42
R	3	7	12	16	21 (TC)	25	30	34	39 (TC)	43
R	4	8	13	17	22	26	31	35	40	44
R		9		18		27		36		45

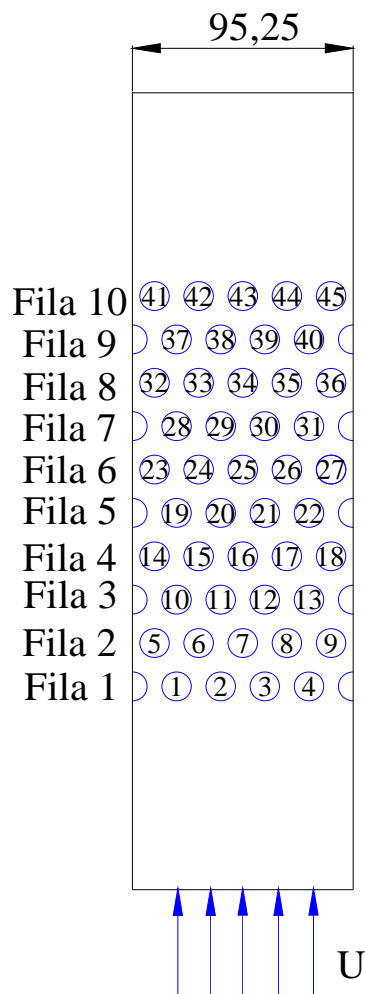


Figura 1.13. Distribución de las resistencia en el banco de tubos de acuerdo al valor en Ohms de la tabla 1.1. (dimensiones acotadas en mm).

El tubo calorímetro es un instrumento de medición el cual se utilizó para medir las cantidades de calor suministradas al banco de tubos, este tubo se muestra en la figura 1.14. y en la figura 1.15 se muestran las posiciones en las cuales están instalados los diez termopares de los que está constituido el tubo calorímetro.



Figura.1.14. Tubo-calorímetro.

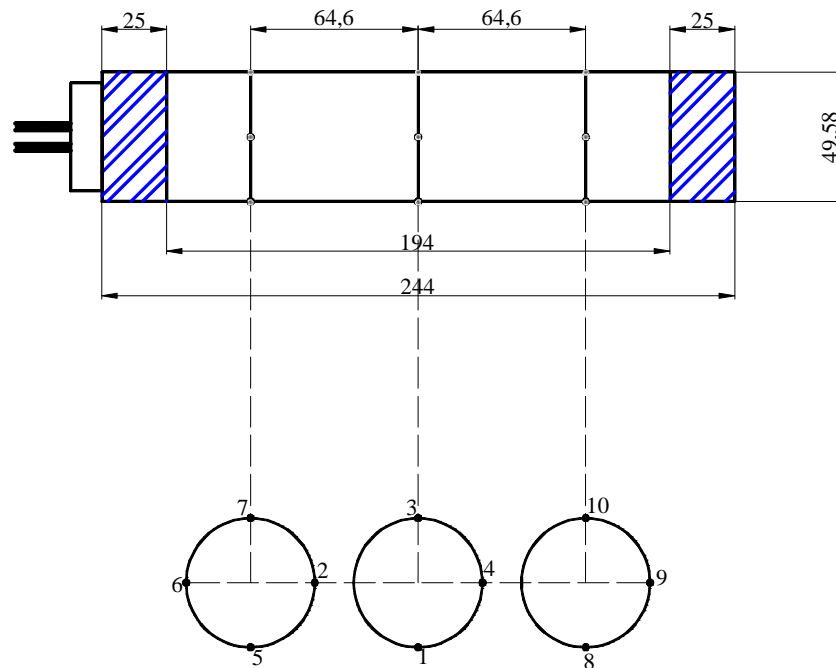




Figura 1.15. Diagrama de las posiciones de los termopares en el tubo que constituyen al tubo calorímetro (las acotaciones están en mm).

Características del tubo calorímetro

El tubo calorímetro al igual que las resistencias tiene un diámetro exterior de 12,7 mm y una longitud de 244 mm, y exteriormente es de latón y en el interior de este tiene un tubo cerámico y un hilo de nicromel. Los termopares que tiene el calorímetro son tipo T (Cobre-Constantan) y estos son adecuados para mediciones en un intervalo de $-200\text{ }^{\circ}\text{C}$ a $350\text{ }^{\circ}\text{C}$. El conductor positivo está hecho de cobre y el negativo, de constantan, produciendo una f.e.m. desde $-5,603$ hasta $19,027\text{ mV}$.

En la tabla 1.2. se muestran los colores con los que se identifica el termopar de acuerdo al código ANSI, el termopar que ocupado de acuerdo a este código es tipo T color café y para la extensión azul.

Tabla 1.3. Termopar tipo T

Código ANSI	Combinación de la aleación		Código de color	
	+	-	termopar	extensión
T	Cobre Cu	Constantan Cobre - níquel		

En la tabla 1.4. se muestran las características geométricas de los bancos de tubos con arreglo en triángulo, como se muestra en la tabla se encuentran marcados tres arreglos distintos esto es por que son los que se utilizaron para el estudio de la transferencia de calor.

Tabla 1.4. Características geométricas para arreglos triangulares.

Número de banco de tubos	$\frac{S_1}{D}$	$\frac{S_2}{D}$	$\frac{S_1}{S_2}$	S_1 mm.	S_2 mm.	N_1 pzas	N_2 pzas	N pzas
1	1.50	3.00	0.5	19.05	38.10	5	10	45
2	1.50	1.50	1.0	19.05	19.05	5	10	45
3	3.00	1.50	2.0	38.10	19.05	5	10	45
4	4.50	1.50	3.0	57.15	19.05	5	10	45
5	5.00	1.25	4.0	63.50	15.88	5	10	45
6	6.00	1.20	5.0	76.20	15.24	5	10	45
7	6.30	1.05	6.0	80.01	13.34	5	10	45

El banco de tubos dentro de la zona de pruebas de acuerdo a la tabla 1.4 queda como se muestra en las figuras 1.16 a la 1.19.

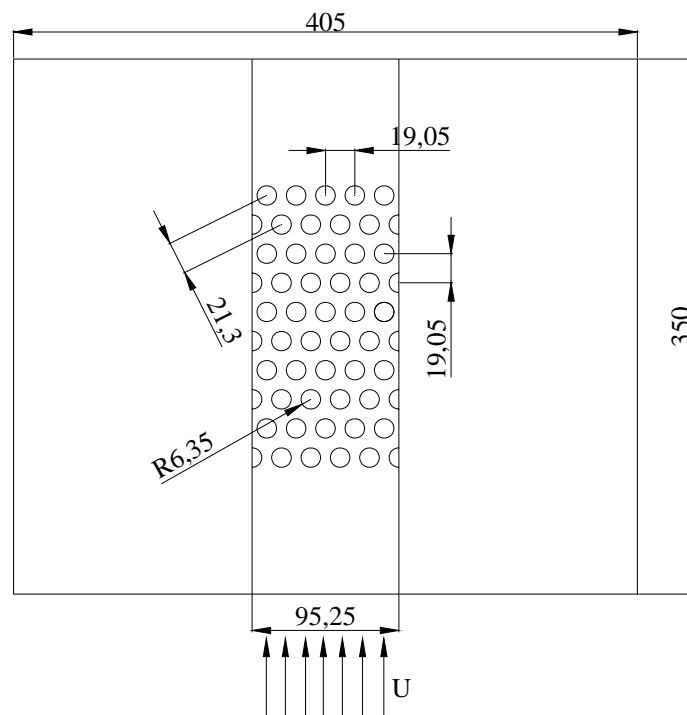


Figura 1.16. Montaje No. 1 para la realización experimental (dimensiones en mm).

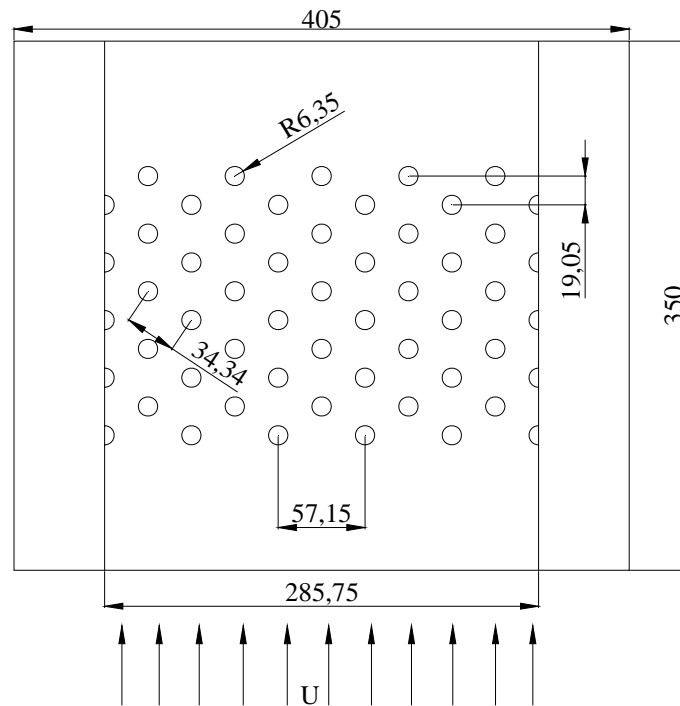


Figura 1.17. Montaje No. 2 cambian los pasos S_1 , S_2 y S_3 (dimensiones en mm).

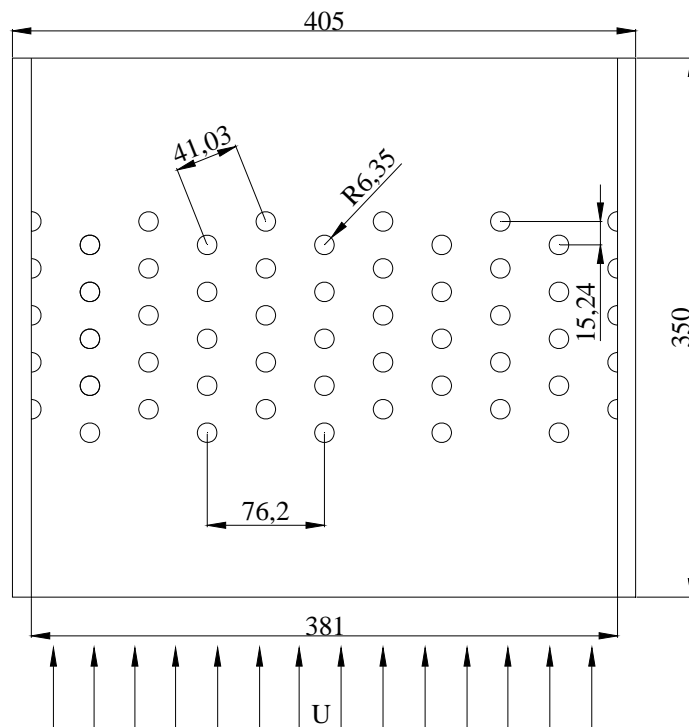


Figura 1.18. Montaje No.3 cambian los pasos S_1 , S_2 y S_3 (dimensiones en mm).

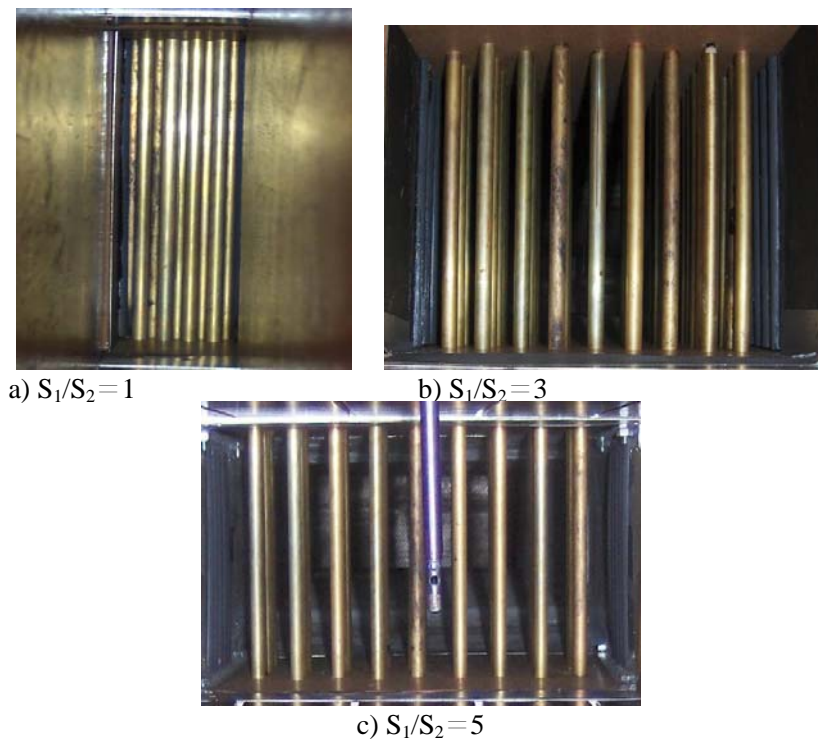


Figura 1.19. Montaje de los bancos de tubos para las siguientes relaciones: a) $S_1/S_2=1$, b) $S_1/S_2=3$ y c) $S_1/S_2=5$.

El sistema de calentamiento utilizado para las resistencias consta de tres líneas de alimentación las cuales están conformadas de la siguiente manera:

- Línea 1: alimenta a las primeras 5 filas de tubos
- Línea 2: alimenta a las siguientes 5 filas de tubos
- Línea 3: alimenta tan solo al tubo calorímetro

El sistema de calentamiento está configurado como se muestra en la figura 1.20.

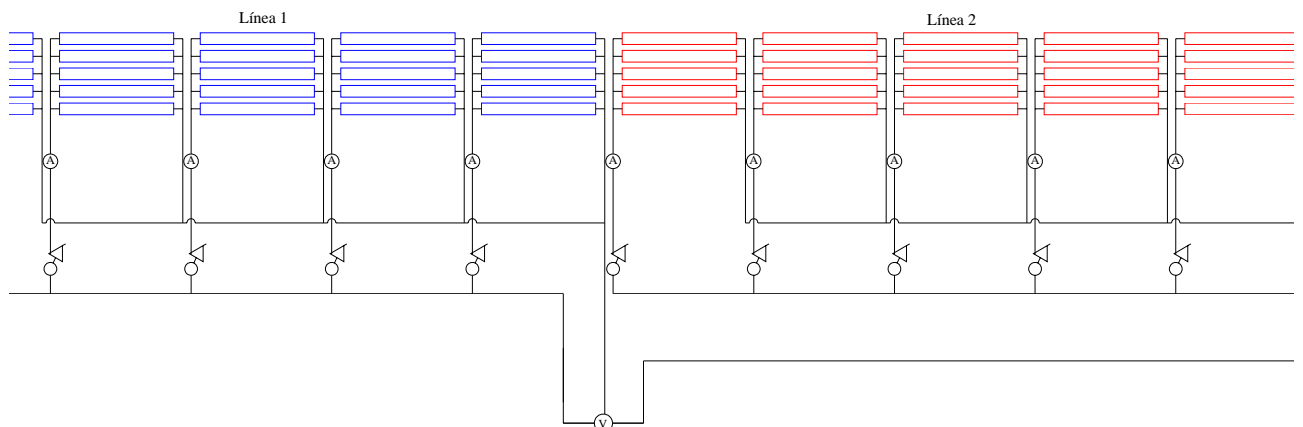


Figura 1.20. Sistema de calentamiento.

1.4. INSTRUMENTACIÓN

Las mediciones requeridas para la evaluación del comportamiento de n en Re son presión estática, temperatura del aire a la entrada y salida del banco de tubos, temperatura ambiente, presión atmosférica y humedad atmosférica. Estas se medirán con el sistema de mediciones meteorológicas con el cual cuenta el laboratorio, además se instaló el tubo calorímetro en el banco de tubos, así como también se ocuparon dos termo anemómetros, los cuales se describen a continuación

Tablero de control, está constituido por quince ampérmetros, quince DIMMERS y un voltmetro, los cuales están conectados a tres líneas de alimentación y una tierra, la cuales tiene un voltaje aproximado de 130 V. El tablero de control se muestra en la figura 3.21.



Figura 1.21. Tablero de control de corriente y voltaje.

AMPÉRMETRO DIGITAL (figura 1.22)



Figura 1.22. Ampérmetro digital.

El ampérmetro digital utilizado para las mediciones de corriente es marca ENTES, modelo EPM-4D, y trabaja en un intervalo de voltaje de 220/230 V, la alimentación es con corriente alterna y su intervalo de medición es de 0.05-5.5A (AC), sus dimensiones son de 48×96 mm y maneja una exactitud: $1\% \pm 1$ dígito.

DIMMER (figura 3.23):



Figura. 1.23. DIMMER atenuador.

Dimmer es marca STEREN, modelo DIM-300, con una potencia de 1000 W, para un voltaje 110 V y una frecuencia: 60 Hz.

VÓLTMETRO (figura 1.24)



Figura 1.24. Vólmetro.

El vólmetro es modelo EVM-3, marca: ENTES, con un voltaje de alimentación 230 V y una frecuencia: 50/60 Hz, el intervalo de medición es de 0-600 V, sus medidas son 96×96 mm y su peso es 0.3 Kg, la exactitud es $1\% \pm 1$ dígito y la potencia máxima es 1250 VA, el display es 3 dígitos

Estación meteorológica

La presión, temperatura y humedad del aire ambiental se midieron con la estación meteorológica del LABINTHAP (figura 1.25).

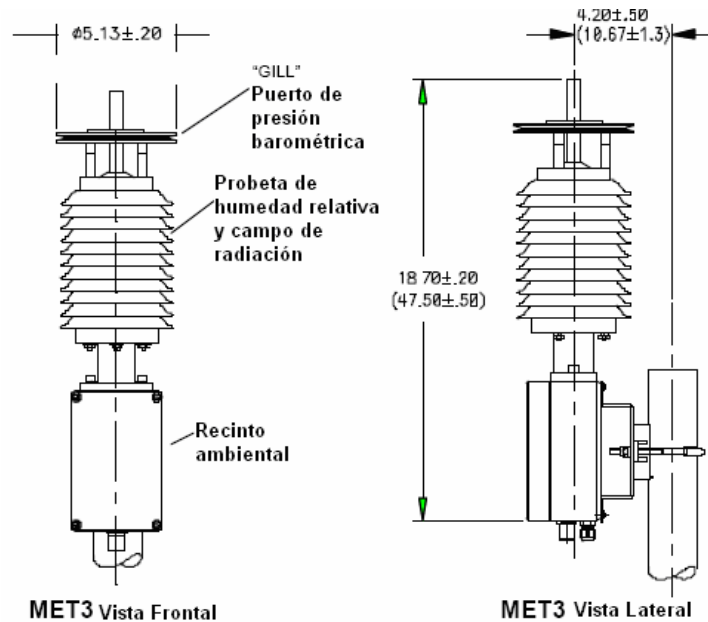


Figura 1. 25. Esquema de la estación meteorológica MET3 del LABINTHAP.

Características:

La estación meteorológica tiene una precisión de ± 0.08 hPa para la medición de presión para la temperatura es de ± 0.5 °C, y el intervalo de temperatura es desde -50 °C a $+60$ °C, para la humedad la exactitud es de $\pm 2\%$.

Sistema de medición de temperatura (Tubo calorímetro)

El sistema de medición de temperatura por medio del tubo calorímetro fue el siguiente, el tubo calorímetro se conectó a un escáner para que este censara las temperaturas del calorímetro, el escáner se conectó a la computadora para poder y registrado en una hoja .txt los resultados obtenidos del registro de temperaturas. En la figura 1.25 se muestra un diagrama de bloque del sistema de medición de temperatura y en la figura 1.26 se puede observar la conexión física de dicho sistema.

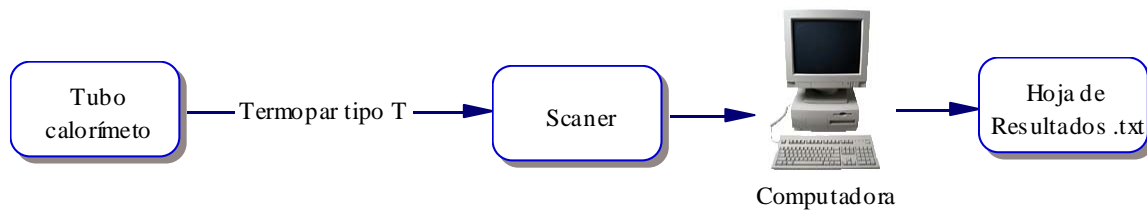


Figura 1.26. Diagrama de bloques del sistema de mediciones de temperatura.



Figura 1.27. Conexión física del sistema de mediciones de temperatura.

Termoanemómetro digital

Los termoanemómetros se ubicaron a la entrada del túnel de viento a una distancia de 0.3 m de la zona de pruebas, para medir la diferencia de temperaturas del aire a la entrada y salida del banco de tubos. En la figura 1.28 se muestran los termoanemómetros que fueron utilizados para medir la temperatura y velocidad del fluido de trabajo (aire) a la entrada y salida de la zona de pruebas como se muestra en la figura 1.29.



Figura 1.28. Termo anemómetros digitales, (a) Modelo 471-2 y (b) Modelo 471-1.

Características:

Los termoanemómetros con marca Dwyer, modelo: 471-1 termoanemómetro digital y 471-2 termoanemómetro digital, tienen un intervalo de medición de temperatura desde -17 a 100 °C y una exactitud: ± 1 °C, con resolución de 0.1°, los límites de temperatura ambiente son 0 a 40 °C, la sonda de acero inoxidable tiene un diámetro de 5/16" (8.13mm), longitud de la sonda, modelo 471-1 = 25.4cm, y para el modelo 471-2 = 83cm, la fuente de energía: Batería alcalina de 9 V.

Intervalos de la velocidad del aire tabla 1.5.

Tabla 1.5. Velocidad del aire*.

Número de intervalo	Velocidad MPS	Exactitud
1	0-3,0	$\pm 3\%$
2	0-7,0	$\pm 3\%$
3	0-30	$\pm 4\%$
4	0-70	$\pm 5\%$

*La exactitud especificada es para un intervalo de temperatura de 15 a 30°C. Fuera de este intervalo agregar 0.2% por °C.

1. 5. METODOLOGÍA DE MEDICIÓN

La metodología para realizar la medición de los parámetros necesarios para el estudio de la transferencia de calor en bancos de tubos lisos con arreglo en triángulo para los distintos arreglos geométricos, se muestra en la figura 1.32 de manera simplificada.

1.6. METODOLOGÍA DE CÁLCULO

La metodología seguida para el cálculo del coeficiente medio de convección en toda la superficie se determinó directamente de los resultados de las mediciones del campo de temperaturas de los tubos de la superficie de intercambio de calor por la ecuación:

$$\bar{h} = \frac{Q}{A \cdot (\bar{T}_{tubo} - \bar{T}_{fluj})} \quad (1.3)$$

La temperatura media para toda la superficie de intercambio de calor \bar{T}_{tubo} se calculó promediando el valor de todas las temperaturas medidas en toda la superficie con ayuda de la ecuación:

$$\bar{T}_{tubo} = \frac{\sum_{i=1}^n T_i \cdot A_i}{\sum_{i=1}^n A_i} \quad (1.4)$$

La temperatura media del flujo de aire T_{flujo} , que moja a la superficie de intercambio de calor, se determina haciendo un balance por la ecuación:

$$\bar{T}_{flujo} = T_{entrada} + \frac{Q}{2Gc_p} \quad (1.5)$$

La cantidad de calor Q se determinó por:

$$Q = Q_{RT} - Q_A \quad (1.6)$$

Donde Q_{RT} es la potencia eléctrica suministrada y Q_A son las pérdidas de calor por conducción.

$$Q_{RT} = Q_{RL1} + Q_{RL2} + Q_{RL3} \quad (1.7)$$

Y de donde Q_{RL1} a Q_{RL3} es igual Q_{RLn}

$$Q_{RL1} = I_{Ln}^2 \cdot R_{Ln}^2 \quad (1.8)$$

La corriente I_{Ln} es la corriente del circuito paralelo, es decir la suma de la corriente que conforman la línea, por lo que I_{Ln} es:

$$I_{L1} = I_1 + I_2 + I_3 + I_4 + I_5 \quad (1.9)$$

$$I_{L2} = I_6 + I_7 + I_8 + I_9 + I_{10} \quad (1.10)$$

Para el caso de la línea 3 la corriente es la misma ya que esta línea solo alimenta al tubo calorímetro. La resistencia R_{Ln} se calcula para un circuito en paralelo.

$$R_{Ln} = \frac{1}{\frac{1}{R_n} + \frac{1}{R_{n+1}} + \frac{1}{R_{n+2}} + \frac{1}{R_{n+3}} + \frac{1}{R_{n+4}}} \quad (1.11)$$

Donde R_n es la suma de las resistencias serie estos es para las líneas 1 y 2, para la línea 3 la resistencia es la misma debido a que la resistencia por que tan solo se conecta un tubo calorímetro.

$$\begin{aligned}
 R_n &= R_1 + R_2 + R_3 + R_4 + R_5 \\
 R_{n+1} &= R_6 + R_7 + R_8 + R_9 \\
 &\dots \\
 &\dots \\
 &\dots \\
 R_{n+10} &= R_{41} + R_{42} + R_{43} + R_{44}
 \end{aligned}
 \tag{1.12}$$

Para el cálculo de Q_A pérdidas de calor por conducción.

$$Q_A = \dot{m} c_p \Delta T \tag{1.13}$$

Con los datos de entrada densidad ρ y velocidad del aire U_{aire} y el área de la superficie de la sección transversal A se determina el gasto másico de aire en el túnel de viento

$$\dot{m} = \rho U_{\text{aire}} A \tag{1.14}$$

La velocidad para el cálculo del número de Reynolds es la velocidad del flujo a la entrada del banco de tubos. Como longitud característica en los cálculos de los números de Nusselt y Reynolds se tomo el diámetro equivalente de la sección transversal para el paso del flujo del banco de tubos. Las propiedades físicas de conductividad térmica k , viscosidad cinemática ν , que intervienen en las ecuaciones (ec.1.2, y ec. 1.4) de los números de Nu y Re , se determinaron con la temperatura media del flujo de aire T_{aire} .

1.7. METODOLOGÍA DE EXPERIMENTACIÓN.

Las pruebas experimentales se dividieron en tres fases, pero todas las pruebas se realizaron con un arreglo en el banco de tubos en triángulo.

Para la realización de las tres etapas se efectuó la calibración del tubo calorímetro, para la toma de temperaturas en el banco de tubos, después se realizó el arranque del motor y se el encendido de interruptor para el calentamiento de las resistencias y las mediciones de los parámetros requeridos.

La primera prueba se realizó con una relación de $S_1/S_2=1$, las segundas a una relación de $S_1/S_2=3$ y la tercera con una relación de $S_1/S_2=5$. La duración de cada prueba fue aproximadamente de

dos horas y media, esto fue debido a que se dejó estabilizar el flujo y la temperatura del banco de tubos por una hora aproximadamente. Cada prueba se realizó a un intervalo del número de Reynolds de 800, 1200, 2500, 5000, esto es un una velocidad aproximada desde 0.3 m/s hasta 7.2 m/s, y a una temperatura inicial de 100°C en la superficie del los tubos (Por medio de pruebas experimentales preliminares se obtuvo la corriente necesaria para obtener 100°C en la superficie de los tubos y esto fue verificado con un termómetro de infrarrojo digital marca TES con una resolución 0.1°C). El tubo calorímetro se colocó en las filas 5 y 9 del banco de tubos. En la tabla 1.4 se muestra los parámetros que fueron variados en la realización de las pruebas experimentales.

Tabla 1.6. Parámetros variables de las pruebas experimentales.

Arreglo	Rpm ₁	Rpm ₂	Rpm ₃	Velocidad del aire	Temperatura del banco de tubos	Corriente (A)	Calorímetro	
							Fila 5	Fila 9
1	X	X	X	X	Constante	Constante	X	X
2	X	X	X	X	Constante	Constante	X	X
3	X	X	X	X	Constante	Constante	X	X

Las mediciones de la temperatura dentro del banco de tubos fueron censadas por un programa llamado Scanlink 2.0 y este a su vez las almacena los datos en un una hoja de texto (.txt), el programa gráfica la temperatura en función del tiempo, lo que permite observar la estabilización de la temperatura en el banco de tubos durante el desarrollo de las pruebas experimentales, para después utilizar las en el cálculo de la transferencia de calor.

RESULTADOS DEL EXPERIMENTO

Los experimentos se realizaron a diferentes números de Reynolds (Re), rpm, y en diferentes arreglos de los bancos de tubos.

2.1 RESULTADOS DE LAS PRUEBAS EXPERIMENTALES

En la tabla 2.1 se muestran los cálculos realizados de la resistencia (R) y corriente (I) para los circuitos en serie y paralelo de la instalación, así como para la línea 1, 2, y 3.

Tabla 2.1. Corriente (I) y Resistencia (R) para la relación de $S_1/S_2=3$.

1	Circuito Serie											Circuito Paralelo					
	Línea 1					Línea 2				Línea 3		Línea 1		Línea 2		Línea 3	
Fila	1	2	3	4	5	6	7	8	10	9	11	$R_{L1} (\Omega)$	$I_{L1} (A)$	$R_{L2} (\Omega)$	$I_{L2} (A)$	$R_{L3} (\Omega)$	$I_{L3} (A)$
R(Ω)	530.9	419.1	516.2	409.5	404.4	401.7	496.7	388.3	207.1	265.9	101.9	89.914	10.957	83.987	8.330	73.668	3.009
I (A)	2.49	2.014	2.467	1.979	2.007	1.911	2.45	2.019	1.95	2.509	0.500						

2	Circuito Serie											Circuito Paralelo					
	Línea 1					Línea 2				Línea 3		Línea 1		Línea 2		Línea 3	
Fila	1	2	3	4	5	6	7	8	10	9	11	$R_{L1} (\Omega)$	$I_{L1} (A)$	$R_{L2} (\Omega)$	$I_{L2} (A)$	$R_{L3} (\Omega)$	$I_{L3} (A)$
R(Ω)	530.9	419.1	516.2	409.5	404.4	401.7	496.7	388.3	207.1	265.9	101.9	89.914	11.183	83.987	8.602	73.668	3.040
I (A)	2.55	2.026	2.532	2.034	2.041	2.026	2.52	2.026	2.03	2.525	0.515						

La resistencia y corriente mostrados en la tabla 2.2 para cada línea de la instalación experimental son utilizados para obtener el calor total generado por las resistencia en el banco de tubos para Reynolds de 800, 1 200, 2 500 y 5 000.

Tabla 2.2. Calor generado por el banco de tubos con arreglo en triángulo y $S_1/S_2=3$.

	$I^2 (A^2)$	$R (\bar{})$	$Q_{RL}(W)$
Línea 1	125.059	89.914	11244.643
Línea 2	73.994	83.987	6214.559
Línea 3	9.242	73.668	680.813
$Q_{RT} (kW)$			18.140

	$I^2 (A^2)$	$R (\bar{})$	$Q_{RL}(W)$
Línea 1	122.036	89.914	10972.807
Línea 2	75.812	83.987	6367.201
Línea 3	8.833	73.668	650.696
$Q_{RT} (kW)$			17.991

En la tabla 2.3, se muestran propiedades del aire así como el gasto másico, caudal y el calor absorbido por el aire.

Tabla 2.3. Calor absorbido por el aire Q_A en el arreglo en triángulo con relación de pasos $S_1/S_2=3$.

cp (kJ/kg K)	ρ (kg/m ³)	G (m ³ /s)	\dot{m} (kg/s)	Q_A (kW)
1.005	1.1658	0.0495	0.0577	0.4724
1.005	1.1776	0.0727	0.0857	0.7017
1.005	1.1881	0.1554	0.1846	1.5121
1.005	1.1919	0.3108	0.3704	3.0340

El calor total en el banco de tubos se obtuvo haciendo una diferencia del calor generador por las resistencias y el calor absorbido por el aire, el resultado obtenido de este cálculo se muestra en la tabla 2.4.

Tabla 2.4. Calor absorbido, generador y total en el banco de tubos con arreglo en triángulo para $S_1/S_2=3$.

Q_A (kW)	Q_{RT} (kW)	Q (kW)
0.4724	17.290	16.817
0.7017	18.140	17.438
1.5121	17.991	16.479
3.0340	18.018	14.984

En la tabla 2.5 se observa que conforme aumenta el número de Reynolds la transferencia de calor también aumenta, en la figura 2.7 se muestran los resultados obtenidos de Re y Nu para los tres arreglos geométricos.

Tabla 2.5. Reynolds y Nusselt obtenidos para flujo de aire en el banco de tubos con arreglo en triángulo para $S_1/S_2=3$.

Re	Nu
811.494	20.552
1214.446	25.196
2635.466	36.906
5301.560	58.583

En la figura 2.1 se muestra que la constante C depende de la relación del paso transversal y longitudinal, esto es que conforme aumenta esta relación el valor de la constante C disminuye.

En la figura 2.2 se muestra el exponente n de Re en depende de la relación del paso transversal y longitudinal, y que como va aumenta esta relación el valor del exponte n de Re también aumenta.

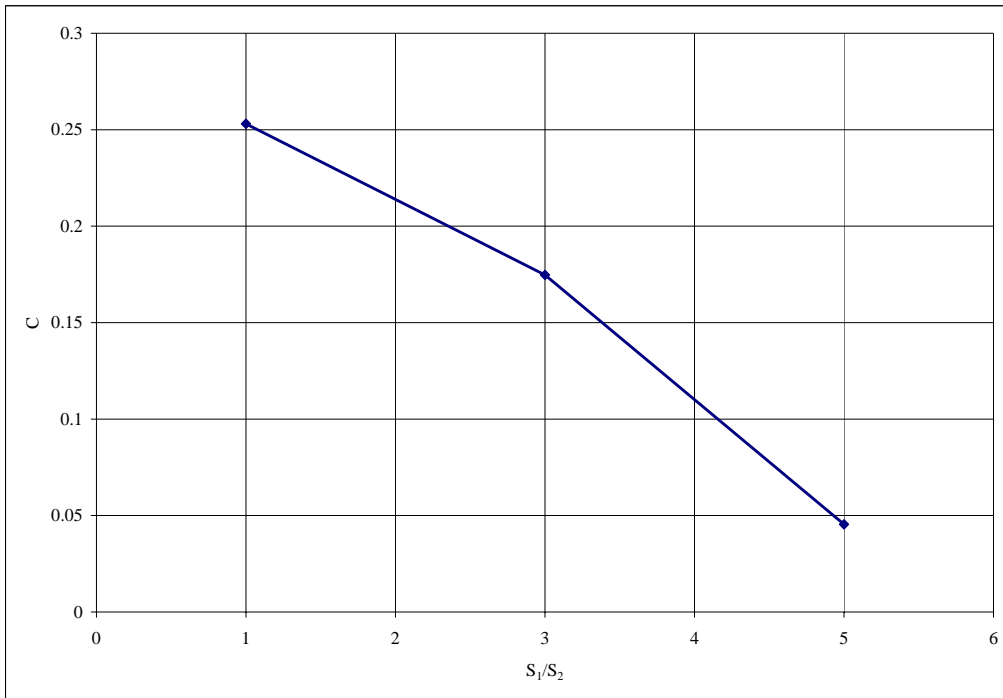


Figura 2.1. Relación entre el coeficiente C con respecto a las características geométricas de los bancos de tubos con arreglo en triángulo.

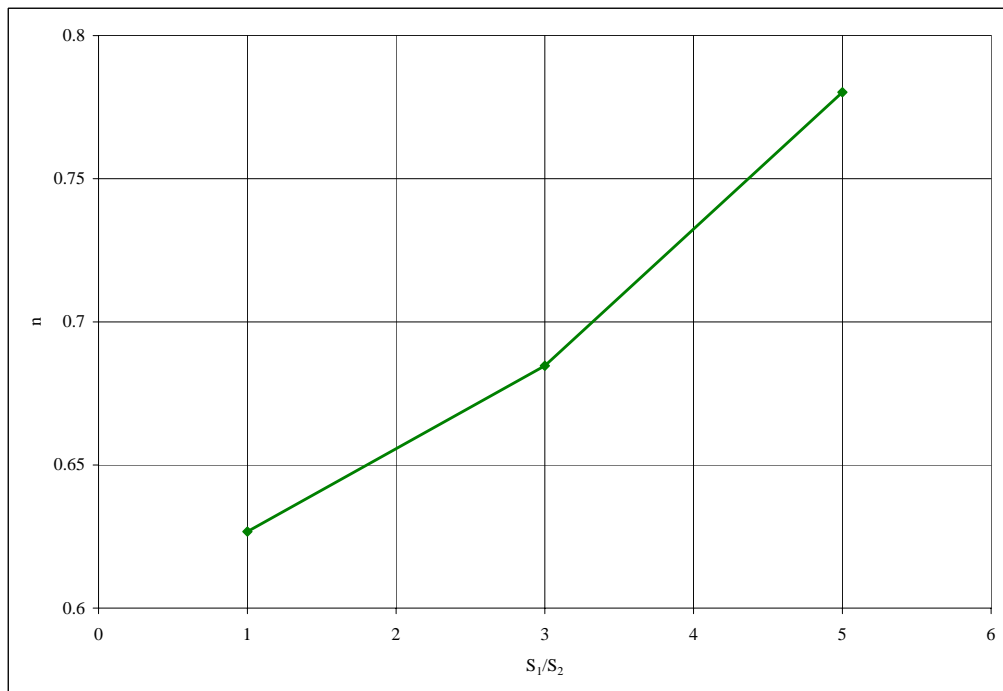


Figura 2.2. Relación del exponente n del número de Reynolds con respecto a las características geométricas de los bancos de tubos con arreglo en triángulo.

En las figuras 2.3. a 2.6, se observa que Nusselt depende de la relación de paso transversal y longitudinal, es decir al aumentar esta relación la transferencia de calor disminuye y que al ir en aumento la velocidad aumenta la transferencia de calor.

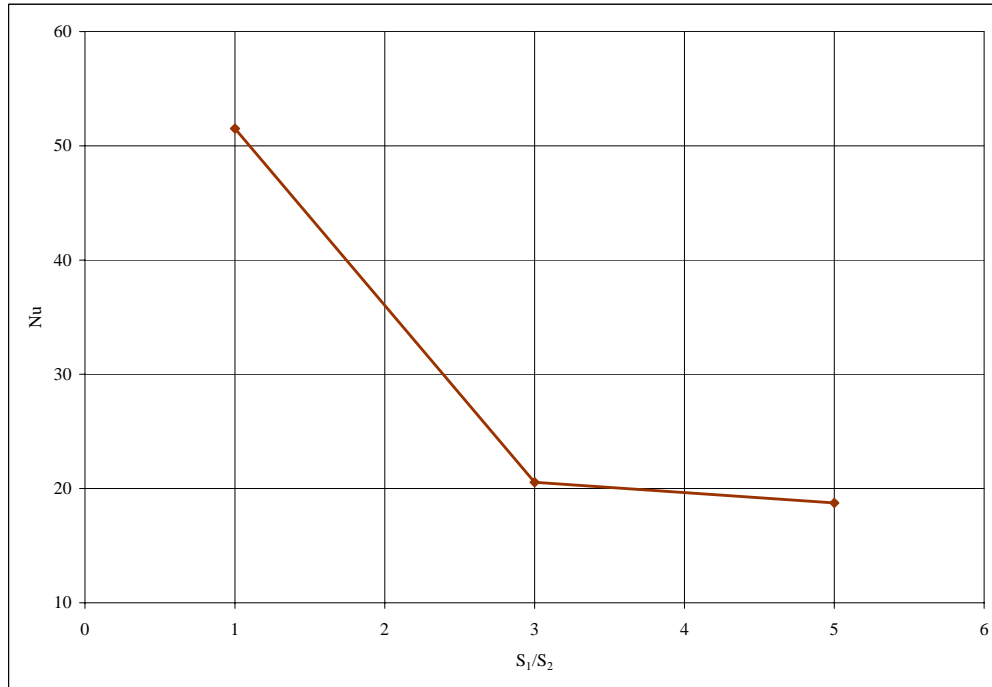


Figura 2.3. Relación de Nusselt respecto al parámetro S_1/S_2 para los bancos de tubos con arreglo en triángulo y $Re = 800$.

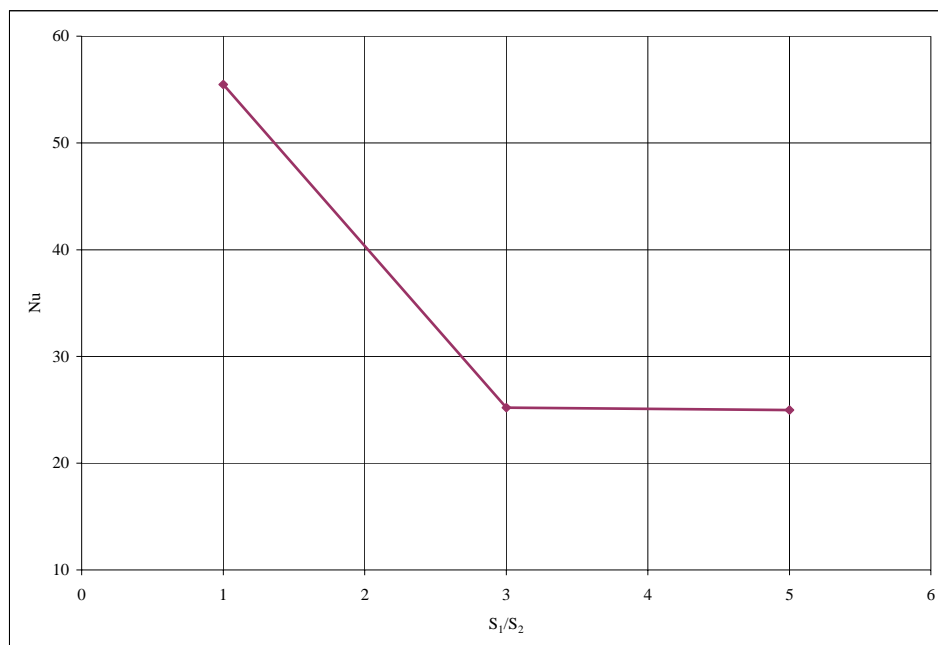


Figura 2.4. Relación de Nusselt respecto al parámetro S_1/S_2 para los bancos de tubos con arreglo en triángulo y $Re = 1\ 200$.

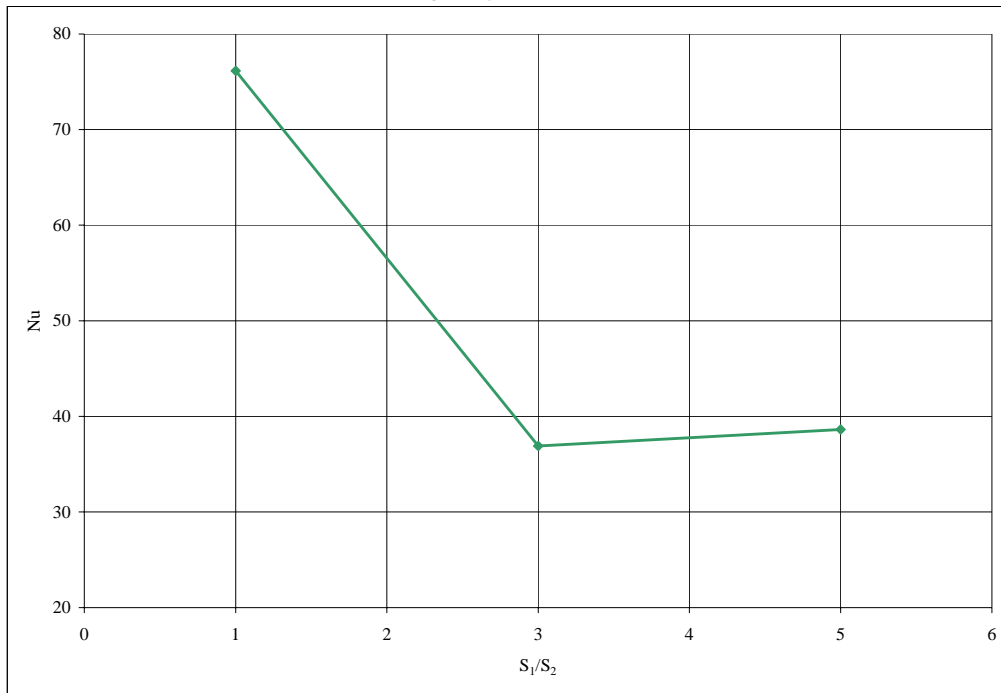


Figura 2.5. Relación de Nusselt respecto al parámetro S_1/S_2 para los bancos de tubos con arreglo en triángulo y $Re = 2\ 500$.

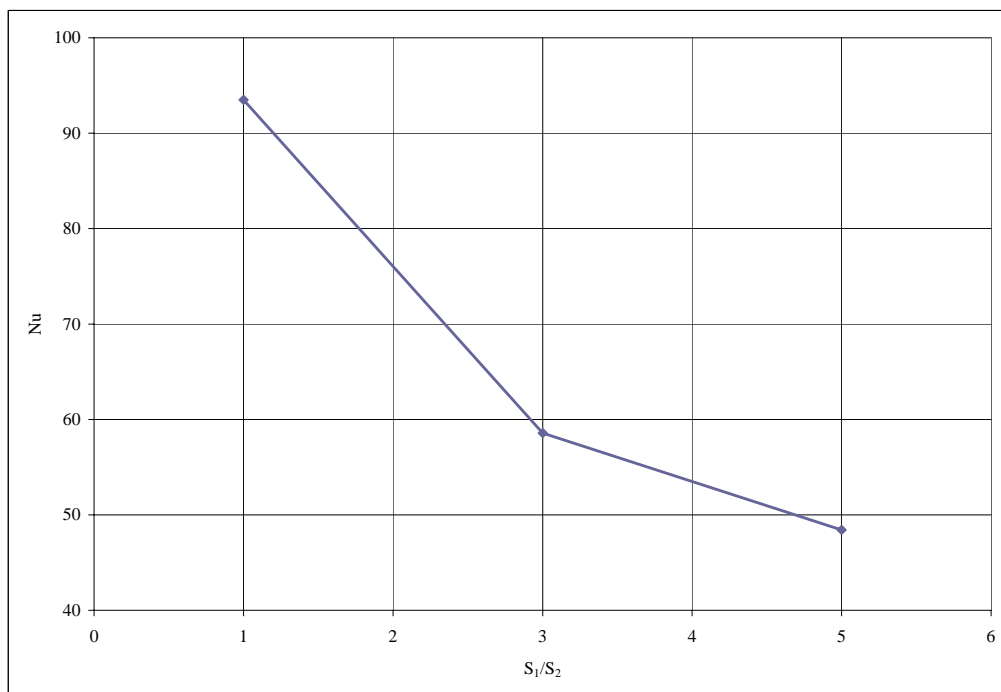


Figura 2.6. Relación de Nusselt respecto al parámetro S_1/S_2 para los bancos de tubos con arreglo en triángulo y $Re = 5\ 000$.

En la figura 2.7 muestra que la transferencia de calor aumenta linealmente con el número de Reynolds, además podemos observar que y que para la relación de $S_1/S_2=1$, es mayor la transferencia de calor y esta disminuya conforme aumenta la relación S_1/S_2 .

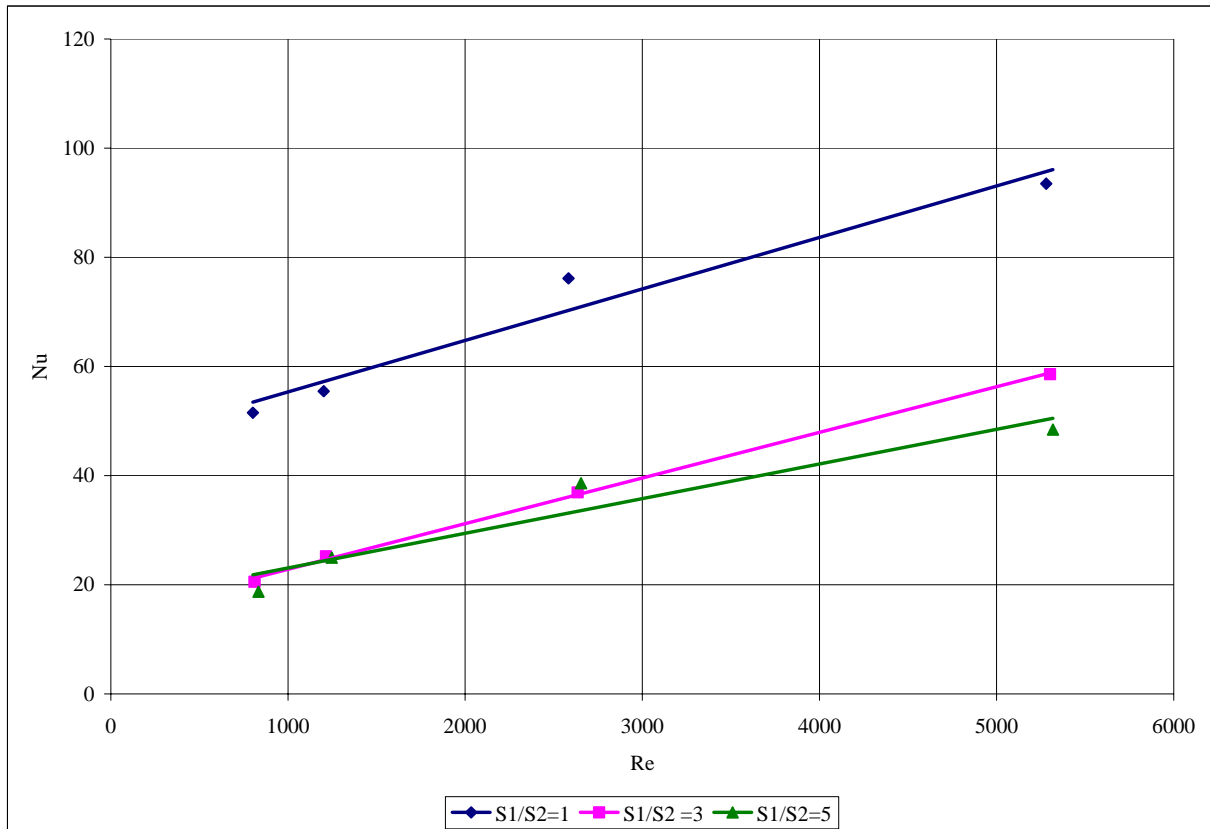





Figura 2.7. Relación entre el número de Nusselt y el número de Reynolds.

2.2. RESULTADOS DE GENERALIZACIÓN DE LOS DATOS EXPERIMENTALES.

La constante C y el exponente n dependen de la relación de S_1/S_2 (geometría del banco de tubos), esto es que conforme aumenta esta relación el valor de C disminuye y el valor de n aumenta (tabla 2.9), esta dependencia fue tomada en cuenta al realizar el cálculo de la transferencia de calor en el banco de tubos.

Tabla 2.9. Constantes C y n para el flujo de aire en el banco de tubos con arreglo en triángulo.

$\frac{S_1}{S_2}$	Configuración	C	n
1	 Triángulo	0.2531	0.6267
3	 Triángulo	0.1747	0.6847
5	 Triángulo	0.0454	0.7802

Por lo que se llega a las siguientes correlaciones (ecuaciones 2.1 a 2.3.) de la forma $Nu = C \left(\frac{v^* d}{v} \right)^n$, para S_1/S_2 de 1, 3, y 5, donde el exponente n y la constante C varían de acuerdo al arreglo.

Relación de pasos	Correlación obtenida	
$\frac{S_1}{S_2} = 1$	$Nu = 0.2531 Re^{0.6267}$	(2.1)
$\frac{S_1}{S_2} = 3$	$Nu = 0.1747 Re^{0.6847}$	(2.2)
$\frac{S_1}{S_2} = 5$	$Nu = 0.0454 Re^{0.7802}$	(2.3)

Por lo que el exponente n de Reynolds varia de 0.6267 a 0.7802 quedando en dependencia del arreglo geométrico del banco de tubos, siendo posible el determinar el coeficiente de convección de manera más exacta.