

**DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA
DETERMINAR EXPRESIONES DE COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE
CALOR POR CONVECCIÓN PROMEDIO**

LUCIANO URIBE MORA

CARLOS ALBERTO GOMEZ AMAYA

UNIVERSIDAD PONTIFICIA BOLIVARIANA SECCIONAL BUCARAMANGA

FACULTAD DE INGENIERIAS Y ADMINISTRACIÓN

ESCUELA DE INGENIERIA MECÁNICA

BUCARAMANGA

2008

**DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA
DETERMINAR EXPRESIONES DE COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE
CALOR POR CONVECCIÓN PROMEDIO**

LUCIANO URIBE MORA

CARLOS ALBERTO GOMEZ AMAYA

**Trabajo de Grado para optar al título de
Ingeniero Mecánico**

Director

JAVIER MAURICIO CASTELLANOS OLARTE

UNIVERSIDAD PONTIFICIA BOLIVARIANA SECCIONAL BUCARAMANGA

FACULTAD DE INGENIERIAS Y ADMINISTRACIÓN

ESCUELA DE INGENIERIA MECÁNICA

BUCARAMANGA

2008

DEDICATORIA

En primer lugar a mi Padre Hernando por su valiosa colaboración, apoyo, comprensión, cariño y paciencia. Sin su ayuda este logro no sería una realidad.

A mi esposa Andrea y a mis dos hijos Juan Pablo y Ana María por que son ellos el motor de mi vida y por ellos es que cada día quiero seguir mas y mas adelante y conseguir todos nuestros sueños y logros conjuntos y que éste es el punto de partida para una vida mejor.

A mi familia y amigos residentes en Bucaramanga que en algún momento de mi carrera conté con ellos y que siempre estuvieron atentos para brindarme su colaboración, a la Comunidad Bolivariana por darme la oportunidad de pertenecer a ella y sobre todo por hacer de mí un profesional con valores y principios éticos y morales.

Luciano Uribe Mora

DEDICATORIA

Especialmente a mi padre, quien es el que con su apoyo me ha permitido ser lo que hoy en día soy. Porque con su ejemplo me ha demostrado que hay que ser PERSONAS por encima de todo.

A mi madre, quien con su cariño me dio animo para no desvanecer ni caer ante las dificultades que el camino puso delante. Y que con su carácter me enseñó a recuperarme de los tropezones.

A Diosito, que fue mi refugio en todo momento, que fue mi confidente y que fue mi consejero.

A mis amigos, que hicieron inolvidable el paso por esta etapa.

Carlos Alberto Gómez Amaya.

CONTENIDO

	Pág.
INTRODUCCION	15
1. OBJETIVOS	19
1.1 Objetivo General	19
1.2 Objetivos Específicos	19
2. MARCO TEORICO	21
2.1 Transferencia de calor	21
2.1.1 Convección.	23
2.1.2 Leyes básicas de la transferencia de calor.	24
2.1.3 Coeficientes de transferencia de calor por convección	26
2.1.4 Calculo de coeficientes de transferencia de convección	27
2.1.5 Relaciones empíricas y prácticas en transferencia de calor por convección forzada	29
2.1.6 Temperatura de película	30
2.2 Correlaciones para flujos para placa plana	31
2.2.1 Numero de Reynolds.	31
2.2.2 Numero de Nusselt.	32
2.3 Flujos externos sobre tubos o cilindros	33
2.4 Flujo a través de un banco de tubos	36
2.4.1 Temperatura media logarítmica	41
3. METODOLOGIA Y PROCESO DE DISEÑO	45
3.1 Diseño conceptual	46
3.2 Diseño Básico del Equipo	55
3.2.1 Análisis dinámico del fluido y diseño geométrico del ducto	55
3.3 Diseño térmico de las resistencias eléctricas	66
3.3.1 Elemento calefactor de placa plana.	69
3.3.2 Elemento calefactor de tubo o cilindro	71
3.3.3 Diseño de banco de tubos	73

4. RESULTADOS Y DISCUSIÓN	80
4.1 Pruebas con el banco de tubos	90
Figura 22. Banco de tubos	90
4.2 Pruebas con el tubo o cartucho	96
4.3 Pruebas con la placa plana	102
Figura 28. Elemento calefactor de placa plana	102
4.4 Análisis de resultados de las pruebas	108
5. CONCLUSIONES	111
6. RECOMENDACIONES	114
BIBLIOGRAFIA	116
ANEXOS	118
ANEXO A. Tablas para caracterizar una RTD PT100	119
ANEXO B. MANUAL DE LABORATORIO	122
ANEXO C. PLANOS DEL EQUIPO	137
ANEXO D. FICHA TÉCNICA DEL VENTILADOR UF15P11	141

LISTA DE TABLAS

	Pág.
Tabla. 1: Constante de la ecuación (20) para banco de tubos de flujo cruzado	40
Tabla. 2: Factor de corrección para la ecuación (21).	41
Tabla 3. Propiedades termofísicas del aire	59
Tabla 4. Rugosidad absoluta de algunos materiales	60
Tabla 5. Cálculo de las pérdidas por caída de presión en el ducto	65
Tabla 6. Geometría del elemento calefactor de placa plana	69
Tabla 7. Relaciones de transferencia de calor y mecánica de fluidos para placa plana	69
Tabla 8. Cálculos del diseño térmico para resistencia de placa plana	70
Tabla 9. Geometría del elemento calefactor de placa plana	71
Tabla 10. Relaciones de transferencia de calor y mecánica de fluidos para cilindro o tubo	71
Tabla 11. Cálculos del diseño térmico para resistencia de cilindro o tubo	72
Tabla 12. Relaciones de transferencia de calor y mecánica de fluidos para banco de tubos	74
Tabla 13. Factor de correlación C_2 de la ecuación $Nu_D NL < 20 Re_D > 103$	75
Tabla 14. Constantes para la ecuación Nu_D para banco de tubos de flujo cruzado	75
Tabla 15. Geometría del elemento calefactor para el banco de tubos	76
Tabla 16. Cálculos del diseño térmico para montaje del banco de tubos	77
Tabla 17. Propiedades eléctricas y térmicas de los materiales de fabricación de las resistencias calefactoras	78
Tabla 18. Toma de datos de la comparación de las mediciones de una RTD y la interface Science Workshop 750	86
Tabla 19. Comparativo de mediciones entre el anemómetro calibrado y el EA-200	88
Tabla 20. Resultados de las pruebas con el banco de tubos	92
Tabla 21. Comportamiento de las propiedades del aire de acuerdo al cambio de temperatura para el banco de tubos	93
Tabla 22. Resultados de las pruebas con el tubo o cartucho	98

Tabla 23. Comportamiento de las propiedades del aire de acuerdo al cambio de temperatura para las pruebas del cartucho o tubo	99
Tabla 24. Resultados de las pruebas con la placa plana	104
Tabla 25. Comportamiento de las propiedades del aire de acuerdo al cambio de temperatura para las pruebas de la placa plana	105

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Arreglo escalonado de banco de tubos	36
Figura. 2: Posibles arreglos geométricos para un banco de tubos	37
Figura 3. Banco de ensayos para convección libre y forzada con registro de datos de edición en PC WL 352 de G.U.N.T.	45
Figura 4. Concepto de BANCO DE CONVECCION. Dibujó Gómez C. y Uribe L.	47
Figura 5. BANCO DE CONVECCION con el montaje de placa plana	49
Figura 6. BANCO DE CONVECCION con el montaje de cilindro o tubo	50
Figura 7. BANCO DE CONVECCION con el montaje de banco de tubos	50
Figura 8. Aparato para convección espontánea y forzada WL352 de GUNT.	54
Figura 9. Banco de pruebas para determinar expresiones de transferencia de calor por convección promedio	55
Figura 10. Ventilador FULLTECH UF15P	57
Figura 11. Aparte de la ficha técnica del ventilador UF15P	57
Figura 12. Diagrama de Moody	61
Figura 13. Curva de operación del ventilador UF15P11	63
Figura 14. Conexión y postura de instrumentos de medición	82
Figura 15. Interface Science Workshop 750 con sensor de temperatura de acero inoxidable	83
Figura 16. Programa DataStudio, mostrando el tipo de proceso de medición.	84
Figura 17. Programa DataStudio, proceso de adquisición de datos	84
Figura 18. Montajes para pruebas de los sensores de temperatura	86
Figura 19. Anemómetro ERASMUS EA-200	87
Figura 20. Anemómetro Lutron AM-4206 con certificado de calibración	88
Figura 21. Medición de velocidades de anemómetros	89
Figura 22. Banco de tubos	90
Figura 23. COMPORTAMIENTO DEL BANCO DE TUBOS EN EL EXPERIMENTO DE PRUEBA	94
Figura 24. COMPARACIÓN DEL COMPORTAMIENTO DEL COEFICIENTE DE CALOR POR CONVECCIÓN EXPERIMENTAL CON EL TEORICO DE LA PRUEBA CON EL BANCO DE TUBOS	95

Figura 25. Elemento calefactor de cartucho o tubo	96
Figura 26. COMPORTAMIENTO DEL TUBO O CARTUCHO EN EL EXPERIMENTO DE PRUEBA	100
Figura 27. COMPARACIÓN DEL COMPORTAMIENTO DEL COEFICIENTE DE CALOR POR CONVECCIÓN EXPERIMENTAL CON EL TEORICO DE LA PRUEBA DEL CARTUCHO	101
Figura 28. Elemento calefactor de placa plana	102
Figura 29. COMPORTAMIENTO DE LA PLACA PLANA EN EL EXPERIMENTO DE PRUEBA	106
Figura 30. COMPARACIÓN DEL COMPORTAMIENTO DEL COEFICIENTE DE CALOR POR CONVECCIÓN EXPERIMENTAL CON EL TEORICO DE LA PRUEBA CON LA PLACA PLANA	107

LISTA DE ANEXOS

ANEXO A. Tablas para caracterizar una RTD PT100	119
ANEXO B. MANUAL DE LABORATORIO	122
ANEXO C. PLANOS DEL EQUIPO	137
ANEXO D. FICHA TÉCNICA DEL VENTILADOR UF15P11	141

GLOSARIO

NOMENCLATURA

ρ	Densidad del fluido a una temperatura dada, kg/m ³ .
V	Velocidad calculada de las pérdidas, m/s.
\dot{Q}	Caudal disponible, m ³ /s.
A_s	Área superficial, m ² .
D_e	Diámetro equivalente, m.
D	Diámetro de elemento calefactor, m.
μ	Viscosidad dinámica, N.s/m ² .
C_p	Calor específico, J/kg.K
k	Conductividad del aire, W/m.K
ν	Viscosidad cinemática, m ² /s.
Pr	Número de Prandtl.
Pr_s	Número de Prandtl a temperatura se superficie.
h_L	Pérdidas por altura, Pa
h_T	Coefficiente de convección teórico, W/m ² .K.
h_e	Coefficiente de convección experimental, W/m ² .K.
f	Factor de fricción del material
L	Longitud de referencia, m.
l	Lado del ducto, m.
H	Altura del ducto, m.

e	Rugosidad de superficie.
$\frac{e}{D}$	Rugosidad absoluta.
ΔP	Caída de presión en el ducto, Pa
g	Aceleración de la gravedad, m/s ² .
y	Altura del ducto, m.
A	Área de la sección transversal, m ² .
Q	Cantidad de calor, W.
T_f	Temperatura de película, K.
T_∞	Temperatura del medio, K.
T_o	Temperatura a la salida del ducto, K.
T_s	Temperatura de superficie, K.
$T_{s_{cal}}$	Temperatura de superficie calculada, K.
q	Cantidad de calor, W.
\dot{q}	Flujo de la cantidad de calor, W/s.
L'	Longitud de la superficie de referencia, m.
Nu	Número de Nusselt .
u	Velocidad del aire, m/s.
P_{elec}	Potencia eléctrica, W.
%e	Porcentaje de error, %.
T_s'	Temperatura superficial calculada, K.
d	Diámetro de tubo calefactor, m.

$Re_{D_{max}}$	Número de Reynolds a velocidad máxima.
V_{max}	Velocidad máxima, m/s.
S_D	Separación diagonal, m.
S_L	Separación longitudinal, m.
S_T	Separación transversal, m.
C	Factor de corrección.
m	Constante para Nusselt de tubos.
\dot{m}	Flujo másico, Kg/s.
C_2	Factor de corrección.
T_i	Temperatura a la entrada del ducto, K.
N_T	Número de tubos.
ΔTm_L	Temperatura media logarítmica, K.
$\Delta Tm_L'$	Temperatura media logarítmica calculada, K
N_L	Número de líneas.
N	Número de tubos.

RESUMEN

Este proyecto fue elaborado con el propósito de construir y dotar a la Universidad de un equipo para realizar pruebas de transferencia de calor por convección, hallar su coeficiente , y de observar, analizar y discutir el fenómeno y de sensibilizarse con la importancia de éste dentro de la Ingeniería Mecánica y su ocurrencia en múltiples casos de la vida cotidiana.

En el desarrollo del proyecto se utilizaron teorías de mecánica de fluidos como el teorema de Bernoulli, teorías de transferencia de calor por convección para las geometrías de placa plana, tubo y banco de tubos. Para calcular el coeficiente de transferencia de calor por convección promedio de manera experimental, energía eléctrica se convierte en calor que a su vez se trasmite a un flujo de aire, originando un delta de temperatura en el aire entre la entrada y salida del ducto.

El montaje y pruebas del equipo se llevaron a cabo en el laboratorio de transferencia de calor I-205 de la UPB Bucaramanga. El resultado es el *BANCO DE PRUEBAS PARA DETERMINAR EXPRESIONES DE COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONVECCIÓN PROMEDIO* con todos los accesorios y guías para realizar prácticas de laboratorio. Por medio de otro trabajo de grado basado en éste banco, el equipo quedará automatizado.

ABSTRACT

This was carried out to construct and test an experimental bench which principal goals were to find the averaged heat transfer coefficient and to observe, analyze and discuss the phenomenon involved.

In this work were involved fluid mechanics theories, the Bernoulli theorem and convection heat transfer theories for flat plate geometries, pipe and tubes bank.

In order to obtain the averaged heat transfer coefficient, electricity is converted into heat which is transmitted to the air creating a temperature change between the inlet and outlet of the tube.

The assembly and the equipment tests were made at the heat transfer laboratory of the UPB Bucaramanga. The final result is a test bench to determine expressions of averaged convection heat transfer coefficients with all the accessories and documents to perform experimental procedures.

INTRODUCCION

Históricamente, el desarrollo de equipos térmicos y las investigaciones en torno a los mismos han sido fundamentales para el desarrollo industrial de la mayoría de los países del mundo. Del mismo modo, la comprensión de los fenómenos involucrados es indispensable para que los estudiantes de ingeniería mecánica logren un nivel de competencias mínimo para el diseño, selección, uso y mantenimiento de estos equipos. Debido a esto, la transferencia de calor constituye una disciplina central en la campo de ingeniería contemporánea, haciendo que Universidades alrededor del mundo adopten modelos o equipos para mostrar de manera académica y didáctica, el comportamiento de variables físicas durante procesos en donde ocurren cambios de temperatura, cambios de presión, intercambios de energía y de masa.

A pesar de que el uso de este tipo de equipos no es aplicable directamente a nivel industrial, se pueden implementar en ellos ciertos sistemas complementarios que permiten ofrecer una idea como de cómo se comportan los dispositivos industriales reales, como por ejemplo, el monitoreo de variables físicas con la ayuda de elementos de medición orientados hacia la supervisión y control de las variables físicas de interés tales como temperatura, potencia y velocidad de flujo.

La realización de este proyecto nació de la necesidad de dotar el laboratorio de transferencia de calor de la Universidad Pontificia Bolivariana con un equipo que permitiera extender las prácticas experimentales para afianzar conocimientos y que vinculará a estudiantes en trabajo de grado con el desarrollo de acciones que fortalezcan la calidad académica en esta institución.

En esa medida, se tomó la decisión de construir un banco de pruebas para realizar cálculos de coeficientes de transferencia de calor por convección, mediante un estudio del estado del arte y a partir del desarrollo obtenido, realizar y analizar pruebas basadas en la aplicación de los fundamentos teóricos gobernantes.

EL BANCO DE CONVECCIÓN es una puerta que abre el camino a nuevos proyectos en el área de las ciencias térmicas favoreciendo el crecimiento, no solo de los laboratorios existentes, sino el de los estudiantes de Ingeniería Mecánica de U.P.B seccional Bucaramanga.

1. OBJETIVOS

1.1 Objetivo General

Diseñar y construir un banco de pruebas para determinar expresiones de coeficientes de transferencia de calor por convección promedio, como respuesta a los requerimientos en materia de equipos para la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Pontificia Bolivariana seccional Bucaramanga.

1.2 Objetivos Específicos

- Elaborar un estudio sobre el estado del arte en equipos para la medición de parámetros asociados al fenómeno de la convección, mediante la consulta y revisión de documentos y material bibliográfico (papers, libros, catálogos de fabricantes, etc.)
- Realizar el diseño básico del banco de pruebas, haciendo uso de modelos matemáticos, software especializado y el estudio preliminar sobre el estado del arte.

- Aplicar los resultados del diseño y llevar a cabo las tareas de construcción, montaje, adecuación y desarrollo de los sistemas que conforman el Banco.
- Evaluar el comportamiento y los resultados obtenidos en pruebas preliminares de operación para verificar su adecuado desempeño y realizar los ajustes que sean necesarios.
- Elaborar una guía de laboratorio para el desarrollo de prácticas experimentales de los estudiantes de la asignatura de Transferencia de Calor.

2. MARCO TEORICO

La conformación del marco teórico tiene como propósito primordial el establecer relación entre la teoría existente sobre la temática tratada y aplicación de la misma para desarrollo y constitución del proyecto en proceso. Específicamente se refiere a las ecuaciones necesarias durante el proceso de diseño y del análisis de pruebas.

Se intenta hacer una recopilación de las ecuaciones más relevantes para la interpretación de sistemas de transferencia de calor en donde se involucra la convección, y que a su vez involucren flujos externos sobre superficies; cilindros, placas planas y haz de tubos.

2.1 Transferencia de calor

El estudio de la termodinámica permite observar que la energía puede ser transferida de un sistema a sus alrededores por medio de interacciones. Pero el análisis termodinámico no permite conocer nada sobre la naturaleza de la interacción o incluso a la rapidez con la cual se efectúa. La rama de la física que permite ir más allá de los estados finales de este tipo de procesos en donde la energía se transfiere a través de trabajo y calor a otro medio es la transferencia de calor.

Las transferencia de calor trata los procesos en donde una energía de tránsito aparece debido a una diferencia de temperaturas. Es decir que la condición universal para que exista transferencia de calor es que haya una diferencia de temperaturas. La clasificación conocida en cuanto al estudio de las formas en que este fenómeno de la naturaleza se presenta se denomina modos, y son tres; conducción, radiación y convección.¹

Conducción se conoce como el modo de transferencia en donde hay una diferencia de temperaturas en un medio estacionario, ya sea líquido o sólido.

La radiación térmica consiste en la emisión de energía en forma de ondas electromagnéticas de un cuerpo con temperatura finita. Quiere decir que aun ante la ausencia de un medio solo con la simple condición de que exista un diferencial de temperaturas puede efectuarse una transferencia de calor por radiación.

En cuanto al modo de convección es aquel en que la transferencia de calor ocurre entre una superficie y un fluido en movimiento.

Este último es de mayor interés para el propósito de este proyecto.

¹ INCROPERA, Frank p. Fundamentos de transferencia de calor. México; Prentice hall, 1999. p. 2

2.1.1 Convección.

Como convección se conoce el mecanismo de transferencia de calor que tiene lugar en un fluido cuando por medio de movimiento de masa una parte de este se mezcla con otra. Este proceso se lleva a cabo por medio de una combinación de procesos tales como conducción de calor, almacenamiento de energía y movimiento de mezcla.²

Específicamente es de interés tratar la transferencia de calor por convección que ocurre entre un fluido en movimiento y una superficie limitante.

Este tipo de transferencia se realiza en varias etapas, empezando por la conducción desde la superficie limitante sólida hacia las partículas del fluido. Este proceso lleva a que aumente la energía interna de las partículas del fluido provocando que el fluido se movilice hacia una región de menor temperatura en donde se mezclaran y se transferirá una parte de esa energía a las demás partículas del fluido, caso en el cual encontramos flujo combinado de masa y energía.

La energía es almacenada en las partículas del fluido y trasladada conforme el movimiento del flujo de masa para finalmente ceder parte de esa energía por

² HOLFMAN, J. P. Transferencia de calor. Madrid : McGraw-Hill/Interamericana., 1998. p. 7

conducción deshaciéndose de las particular menos energizadas. Apartándose un poco de la realidad del concepto teórico que se basa en la definición estricta de que la transferencia de calor depende únicamente del diferencial de temperaturas. A pesar de esta contrariedad lo que se conoce como flujo de calor por convección implica el transporte de energía y se realiza en la dirección de un gradiente.

La transferencia de calor por convección se puede clasificar a partir de la naturaleza del fluido, en ese caso encontramos que existen dos tipos de clasificación que son la convección forzada y la convección natural.

La convección forzada es la que se produce a causa de flujos externos como por ejemplo un ventilador o una bomba.

Mientras que en la convección libre o natural el flujo es causado por fuerzas de empuje como consecuencia de diferencias de densidad ocasionadas por variaciones de temperatura en el fluido.

2.1.2 Leyes básicas de la transferencia de calor.

Para poder realizar cualquier estudio de fenómenos físicos que envuelvan aplicaciones de ingeniería es necesario cuantificar resultados que permitan

realizar un análisis de la situación mediante la consulta, aplicación de leyes físicas y relaciones que rijan sobre estos fenómenos.

Sin importar la naturaleza particular del proceso de convección la rapidez de calor transferido por convección entre una superficie y un fluido puede calcularse por la relación:

$$q = h_c A_s (\Delta T) \quad (1)$$

donde:

- q = rapidez de calor transferido por convección.
- A_s = área de transferencia de calor.
- ΔT = diferencia entre la temperatura T_s de la superficie y la temperatura T_f del fluido.
- h_c = unidad de conductancia térmica promedio para la convección.

Cabe destacar que el valor de h_c depende de la geometría y la superficie, de la velocidad y de las propiedades físicas del fluido.

Como estos parámetros son variables el coeficiente de transferencia de calor es de la misma manera cambiante. Es por esto que se debe diferenciar un coeficiente local y un coeficiente promedio.

El coeficiente local h_c se define como:

$$dq_c = h_c dA(T_s - T_f) \quad (2)$$

El coeficiente promedio se define como:

$$\bar{h}_c = \frac{1}{A} \iint h_c dA \quad (3)$$

A partir de la ecuación se define la conducción térmica como K_c para transferencia de calor por convección como:

$$K_c = h_c A \quad (4)$$

Y la resistencia térmica para la transferencia de calor por convección como:

$$R_c = \frac{1}{K_c} = \frac{1}{h_c A} \quad (5)$$

2.1.3 Coeficientes de transferencia de calor por convección

De momento se ha evaluado la transferencia de calor por convección entre el sólido y el fluido por medio de la ecuación (1), pero esta ecuación no es propiamente una ley de transferencia de calor por convección sino una definición de la unidad de conductancia térmica.

El coeficiente de transferencia de calor es realmente una función del flujo, de las propiedades físicas del fluido y de la geometría del sistema. El valor numérico de este no es uniforme sobre una superficie.

Se mencionó anteriormente que dentro del análisis de la convección el transporte de masa y la conducción son parte importante. Ya que la conductividad térmica es relativamente pequeña, la rapidez con la que se transfiera energía depende del movimiento de mezcla de las partículas. Sin embargo cuando la velocidad del fluido es pequeña, el transporte de energía no es ayudado por las corrientes de mezcla a escala microscópica.

Pero cuando se considera una velocidad de flujo alta o turbulenta la mezcla entre las partículas frías y las calientes constituyen un factor favorable para el transporte de energía, dejando en claro la gran importancia que ejerce este mecanismo de transferencia por encima de la conducción.

Debido a lo anterior, se tiene como conclusión que para efectuar una transferencia de calor con un fluido de rapidez dada se necesita de un gradiente de temperatura mayor en una región de baja velocidad que en una región de baja velocidad.

2.1.4 Calculo de coeficientes de transferencia de convección

Básicamente son cuatro los métodos conocidos para el cálculo de coeficientes de transferencia de calor por convección, entre los cuales se encuentran:

- Análisis dimensional combinado con experimentos.
- Soluciones matemáticas exactas de las ecuaciones de capa de frontera.

- Análisis aproximado de la capa de frontera por métodos integrales.
- Analogía entre transferencia de calor, transferencia de masa y transferencia de cantidad de movimiento.

Es claro que cualquiera de estos métodos para cálculo de coeficientes de transferencia de calor es de gran importancia y su aporte es de mucho valor, pero no se puede limitar al uso independiente de cada uno de ellos debido a que existen ciertas limitaciones que no lo permiten.

En cuanto al análisis dimensional se puede afirmar que es matemáticamente simple y tiene una aplicación bastante amplia, pero sus resultados no pueden ser considerados como completos sino se integran algunos datos experimentales. Este permite correlacionar estos datos experimentales en forma de grupos adimensionales.

El análisis matemático exacto requiere de la solución de ecuaciones que describen el movimiento del fluido y el transporte de energía, y que requiere ser resueltas de manera simultánea. Entre las limitaciones que podrían ser complejidad de estas ecuaciones. A pesar de esto las suposiciones que se realizan durante este tipo de análisis son de gran validez y además pueden comprobarse experimentalmente.

Refiriéndose al análisis aproximado de la capa de frontera se puede afirmar que se basa en la utilización de ecuaciones simples para describir las distribuciones de velocidad y temperatura en la capa de frontera pero no entrega una descripción matemática detallada del flujo. Esta técnica se puede implementar tanto para condiciones de flujo laminar como para flujo turbulento.

La analogía entre transferencia de calor, masa y cantidad de movimiento es de gran utilidad sobre todo en aplicaciones que vinculan flujos turbulentos, que aunque sea difícil escribir ecuaciones matemáticas que permitan describir la distribución de temperaturas se puede hacer a través de un modelo simplificado.

2.1.5 Relaciones empíricas y prácticas en transferencia de calor por convección forzada

Como se mencionó anteriormente en algunas ocasiones los métodos de análisis de sistemas de transferencia de calor por convección se basan en datos experimentales que suelen ser presentadas en formas gráficas o matemática. Aunque puede ser un método con ciertas complicaciones, el uso de correlaciones permite la generalización de resultados experimentales. Si se dispone de correlaciones que permiten resolver numéricamente ciertos problemas de convección de manera general cabe la posibilidad de emplear otros valores numéricos conocidos como constantes, como es el caso del número de Reynolds.

Cuando esto no es posible entonces es bastante viable la utilización de la intuición y la deducción basada en ecuaciones diferenciales.

2.1.6 Temperatura de película

Las propiedades de los fluidos varían con la temperatura a lo largo de la capa límite, causando una influencia en la transferencia de calor. Una forma simple de tratar esto es evaluando las propiedades del fluido a una temperatura media de la capa límite la cual se denomina como T_f , y que puede ser calculada de la siguiente forma:

$$T_f = \frac{T_\infty + T_s}{2} \quad (6)$$

Donde: T_s es la temperatura de la superficie en contacto con el fluido.

T_∞ es la temperatura del medio.

Partiendo de aquí se inicia el proceso de encontrar las correlaciones que permiten el desarrollo del análisis de la capa límite, entre estos encontramos quizás el más determinante y es el número de Reynolds.

2.2 Correlaciones para flujos para placa plana

2.2.1 Numero de Reynolds.

Reynolds investigó el comportamiento de los fluido en tuberías y se encontró que cuando se consideraban dos situaciones de flujos geoméricamente similares, estos solo podían ser de la misma forma similares dinámicamente si las ecuaciones generales que describen sus flujos eran idénticas. Reynolds encontró que el grupo adimensional $\frac{\rho ul}{\mu}$ debía ser igual para ambos. Donde u es la velocidad característica, l una longitud característica, ρ es la densidad de la masa y μ la viscosidad. Este grupo es el que utilizamos el día de hoy para el cálculo del número de Reynolds.

$$Re = \frac{\rho VD}{\mu} \quad (7)$$

Para estudios técnicos el régimen de flujo en tuberías es considerado como laminar cuando el numero de Reynolds es menor a 2000 y turbulento si el numero de Reynolds es superior a 4000. Entre estos valores se encuentra una zona crítica en la cual el régimen del fluido es impredecible. Esta zona puede ser un estado de transición de donde el fluido pasa de un estado laminar a turbulento o viceversa.

2.2.2 Numero de Nusselt.

El numero de Nusselt es un número adimensional que mide el aumento de la transmisión de calor desde una superficie por la que un fluido discurre (transferencia de calor por convección) comparada con la transferencia de calor si ésta ocurriera solamente por conducción.³

A partir de este valor se establecen otras correlaciones que permiten hallar el valor de \bar{h} a partir del número de Nusselt que dado por la ecuación:

$$Nu = 0.664Re^{\frac{1}{2}}Pr^{\frac{1}{3}} \text{ para } Pr > 0.6 \quad (8)$$

Donde es Pr otro numero adimensional conocido como Prandtl.

Este valor esta dado para flujos laminares. Para flujo turbulento el valor esta dado por la ecuación:

$$Nu = 0.664Re^{\frac{4}{5}}Pr^{\frac{1}{3}} \text{ para } 0.6 < Pr < 60 \quad (9)$$

El número de Nusselt que depende directamente del número de Reynolds, a su vez se encuentra relacionado directamente con el \bar{h} de convección por medio de la siguiente ecuación:

$$h = \frac{Nuk}{l} \quad (10)$$

³ LIENKARD, Jhon H. A Heat Transfer Textbook. Massachusetts USA: Phlogiston press, 2002.

En donde el valor k corresponde a una constante propia del fluido y que se referencia a partir de la temperatura T_f .

Una vez se obtengan los resultados de estas correlaciones se puede optar por utilizar una ecuación mucho más simple para cuantificar la cantidad de calor transferida finalmente al fluido durante el proceso de transferencia de calor. La ecuación enfriamiento de Newton:

$$Q = hAs(T_{s_{cal}} - T_{\infty}) \quad (11)$$

2.3 Flujos externos sobre tubos o cilindros

Otro de los temas de mayor interés a tratar en este trabajo implica las consideraciones de flujo que existen sobre un fluido normal al eje de un cilindro circular.

En la industria se puede encontrar aplicaciones en donde intervienen tubos cilíndricos, comúnmente en los intercambiadores de calor en donde adicionalmente se encuentra tanto flujo externo y flujo interno.

La longitud característica para un cilindro es el diámetro externo D . Debido a esto el número de Reynolds esta definido como:

$$Re = \frac{vd}{\nu} \quad (12)$$

Donde V es la velocidad uniforme del fluido con la cual se aproxima al cilindro. El Reynolds crítico para este tipo de caso es de aproximadamente 2×10^5 , lo cual se considera que el Reynolds para flujo turbulento en este tipo de aplicación es de valores a partir de 2×10^5 . Este tipo de cruce de flujos induce unos patrones con un grado alto de complejidad ya que el fluido se ramifica después de la zona de ataque y se forma una capa límite que envuelve al cilindro. El fluido se detiene al colisionar con el cilindro generando un aumento en la presión en un punto de estancamiento para luego disminuir en la dirección del flujo y creciendo su velocidad.

Para el cálculo de transferencia de calor por convección en este tipo de elementos igualmente hay que tener dentro de las consideraciones iniciales la temperatura media de película T_f para las propiedades iniciales del proceso.

Como se mencionó anteriormente el número de Reynolds es un factor que permite la caracterización del movimiento del fluido, determinando a partir de este, si el flujo del fluido es turbulento o laminar. Por eso se debe calcular utilizando la respectiva correlación (12).

Para el cálculo del número de Nusselt existen correlaciones empíricas que permiten obtener condiciones promedio globales, de gran interés en estudio de

ingeniería. Una de las mas generales y de mayor extensión, que cubre además todo el rango de Re_D es la propuesta por Churchill y Bernstein.

Esta ecuación es adecuada siempre y cuando cumpla la relación $Re_D Pr > 0.2$.

La cual es aplicable en este caso y que tiene la forma siguiente:

$$Nu = 0.3 + \frac{0.62 Re_D^{\frac{1}{2}} Pr^{\frac{1}{3}}}{\left[1 + \left(\frac{0.4}{Pr}\right)^{\frac{2}{3}}\right]^{\frac{1}{4}}} \left[1 + \left(\frac{Re_D}{282000}\right)^{\frac{5}{8}}\right]^{\frac{4}{5}} \quad (13)$$

Donde todas las propiedades deben evaluarse a la temperatura de película.

La aplicación de este tipo de correlación para hallar el número de Nusselt no es la única existente y mucho menos de exactitud inigualable, pero si es la mas reciente y la que abarca mayor rango de condiciones, por lo cual si es la mas recomendable.

Al igual que para el caso de placas planas el factor \bar{h} dependen del número de Nusselt y puede hallarse de manera sencilla con la ecuación:

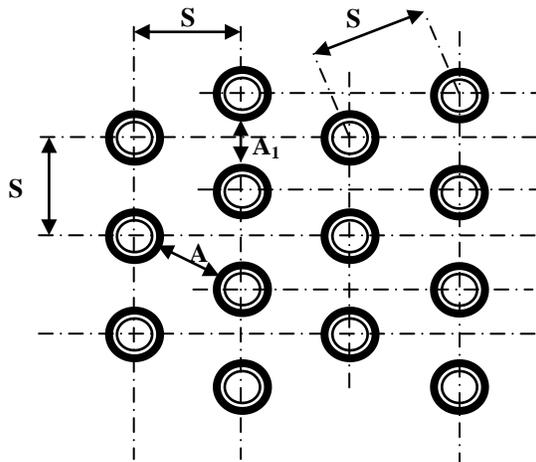
$$h = \frac{Nu k}{D} \quad (14)$$

Tomando el valor de D como el diámetro del cilindro.

2.4 Flujo a través de un banco de tubos

La transferencia de calor desde un banco de tubos en flujo cruzado igualmente es relevante en aplicaciones industriales, por ejemplo para la generación de calor en una caldera o enfriamiento de un serpentín de un acondicionador de aire. Las filas de estos bancos de tubos pueden organizarse ya sea de forma escalonada o alineados con respecto a la dirección del flujo. Las condiciones del flujo dentro del banco dependen también de ciertos parámetros como la separación transversal y longitudinal del centro los tubos, términos conocidos como S_T y S_L respectivamente.⁴

Figura 1. Arreglo escalonado de banco de tubos⁵.



⁴ INCROPERA, Frank. P. Fundamentos de transferencia de calor. México: Prentice Hall, 1999. p. 377

⁵ _____ Fundamentos de transferencia de calor. México: Prentice Hall, 1999. p. 378

Nomenclatura empleada en banco de tubos:

S_L ...Distancia entre dos hileras consecutivas.

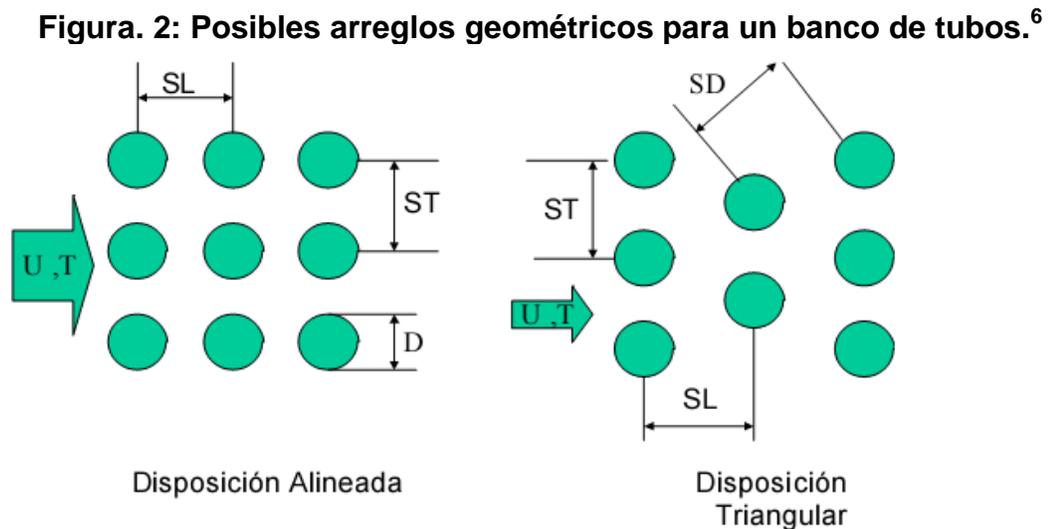
S_T ...Paso transversal; distancia, transversal al flujo, entre dos cilindros consecutivos.

S_D ...Paso diagonal (sólo para disposición triangular).

N_L ...Número de tubos en dirección longitudinal.

N_T ...Número de tubos en dirección transversal.

Para empezar se debe aclarar que existen dos tipos de disposición, o arreglos geométricos que pueden tener los tubos: disposición alineada y disposición triangular o desplazada.



⁶ Extraída de la Web: <http://mipagina.cantv.net>

Para los efectos de transferencia de calor la disposición triangular es más eficiente que la disposición alineada, pero la caída de presión en la primera disposición es mucho mayor. A la hora de diseñar un banco de tubos se busca una transferencia de calor eficiente, y una caída de presión baja. Todas las correlaciones que rigen al flujo externo a través de un banco de tubos están basadas en el $Re_{D_{max}}$. Este dado por la ecuación:

$$Re_{D_{max}} \equiv \frac{\rho V_{max} d}{\mu} \quad (15)$$

La velocidad máxima en la distribución alineada ocurre entre dos cilindros y se expresa con la siguiente ecuación:

$$V_{max} = \frac{S_T}{2(S_T - D)} V \quad (16)$$

En la disposición triangular o escalonada la velocidad máxima puede ocurrir a través del paso diagonal A_2 o a través del paso transversal A_1 , por eso se deben comparar estas distancias para calcular correctamente este parámetro y comprobar que se cumplan los factores siguientes:

Factor 1:

La velocidad será máxima en A_2 siempre que se cumpla que:

$$2(S_D - D) < (S_D - D) \quad (17)$$

Factor 2:

Además de esto el valor de S_D debe cumplir la siguiente condición:

$$S_D = \left[S_L^2 + \left(\frac{S_T}{2} \right)^2 \right]^{1/2} < \frac{S_T + d}{2} \quad (18)$$

Para cuyo caso la velocidad esta dada por la expresión:

$$V_{max} = \frac{S_T}{2(S_D - D)} V \quad (19)$$

De lo contrario si V_{max} ocurre en el punto A_1 se calculará de igual forma que para un arreglo alineado.

Al igual que en el caso del flujo a través de un cilindro, existen diferentes correlaciones que sirven para el calculo del numero de Nusselt. Quizás para el banco de tubos la más reciente sea la desarrollada por Zhukauskas, la cual está dada por:

$$Nu_D = C Re_{D_{max}}^m Pr^{0.36} \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{\frac{1}{4}} \quad (20)$$
$$\left[\begin{array}{l} N_L \geq 20 \\ 1000 < Re_{D_{max}} < 2 \times 10^6 \\ 0.7 < Pr < 500 \end{array} \right]$$

Donde todas las propiedades deben ser evaluadas a la media aritmética de las temperaturas de entrada y salida del fluido a excepción de Pr_s que se evalúa a temperatura de superficie y las constantes C y m se encuentran en la tabla 1:

Tabla. 1: Constante de la ecuación (20) para banco de tubos de flujo cruzado.⁷

Configuración	$Re_{D_{max}}$	C	m
Alineado	$10 - 10^2$	0.80	0.40
Escalonado	$10 - 10^2$	0.90	0.40
Alineado	$10^2 - 10^3$	Se aproxima como un cilindro único (aislado)	
Escalonado	$10^2 - 10^3$		
Alineado $\frac{S_T}{S_L} > 0.7$	$10^2 - 2 \times 10^5$	0.27	0.63
Escalonado $\frac{S_T}{S_L} < 2$	$10^2 - 2 \times 10^5$	$0.35 \left(\frac{S_T}{S_L}\right)^{\frac{1}{5}}$	0.60
Escalonado $\frac{S_T}{S_L} > 2$	$10^2 - 2 \times 10^5$	0.40	0.60
Alineado	$2 \times 10^5 - 2 \times 10^6$	0.021	0.84
Escalonado	$2 \times 10^5 - 2 \times 10^6$	0.022	0.84

La necesidad de que las propiedades del fluido sean evaluadas a la media aritmética de las temperaturas de entrada $T_s - T_\infty$ y de salida T_0 se da debido a la variación de temperatura que experimenta el fluido debido a la transferencia de calor hacia los tubos o desde los tubos. Si este cambio de temperatura resultar ser muy grande, el evaluar las propiedades a la temperatura de entrada se generaría

⁷ INCROPERA, Frank. P. Fundamentos de transferencia de calor. México: Prentice Hall, 1999. p. 380

un gran error. Por otro lado, si $N_L < 20$ se debe aplicar un factor de corrección, dado por:

$$Nu_D|_{(N_L < 20)} = C_2 Nu_D|_{(N_L \geq 20)} \quad (21)$$

En donde C_2 se obtiene de la tabla 2.

Tabla. 2: Factor de corrección para la ecuación (21).⁸

N_L	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Alineado	0.70	0.80	0.86	0.90	0.92	0.95	0.97	0.98	0.99
Escalonado	0.64	0.76	0.84	0.89	0.92	0.95	0.97	0.98	0.99

2.4.1 Temperatura media logarítmica

Debido a que en los arreglos de banco de tubos el flujo de fluido experimenta un cambio considerablemente grande de temperatura en la medida que se mueve por el banco, el ΔT no puede considerarse al igual que en la ley de enfriamiento de Newton como la diferencia entre T_s y T_∞ , ya que al afirmar esto se estaría adentrando en un gran error. El ΔT conforme avanza el fluido por el banco de tubos su temperatura se acerca más a T_s .

⁸ INCROPERA, Frank. P. Fundamentos de transferencia de calor. México: Prentice Hall, 1999. p. 380

La forma apropiada de cuantificar este cambio de temperatura es por medio de la diferencia de temperatura media logarítmica, la cual está dada por la ecuación:

$$\Delta T m_L = \frac{(T_s - T_i) - (T_s - T_0)}{\ln \frac{(T_s - T_i)}{(T_s - T_0)}} \quad (22)$$

En donde T_i y T_0 son las temperaturas del fluido conforme entra y sale del banco respectivamente.

Una vez se obtenga el valor de $\Delta T m_L$ la transferencia de calor por unidad de longitud en los tubos se calcula con la ecuación:

$$q = N(h\pi dl\Delta T m_L) \quad (23)$$

2.5 Estado del arte

Para un soporte técnico completo no solo basta con la consulta bibliográfica de textos guía sino que además se debe realizar un sondeo de información que lleve a proyectos o informes anteriormente desarrollados que correspondan a la misma temática y que además sirvan como soporte para las bases del diseño y del análisis del proyecto en desarrollo.

En la investigación preliminar se encontró un banco de pruebas desarrollado por GUNT para convección espontánea y forzada que permite hacer pruebas de

transmisión térmica en una placa plana, banco de tubos y un tubo individual a través de un ducto cuadrado puesto de forma vertical para hallar coeficientes de transferencia de calor promedio. El principio de operación de este equipo orientó el diseño conceptual del equipo objeto de este proyecto.

Cabe destacar que existen en su gran mayoría equipos en donde el objeto de estudio es la convección natural, estudio el cual puede ser mas común debido a no presentar tantos inconvenientes en cuanto a equipamiento se trata. En este sentido se estudio el proyecto de grado desarrollado por en la Universidad Industrial de Santander [13], que tuvo como objetivo primordial la verificación de la teoría existente a cerca de el fenómeno de convección natural en el aire. El desarrollo de pruebas se realizó mediante un montaje en donde se podía variar el ángulo de inclinación de un tubo de calentamiento. El tubo es alimentado por una fuente eléctrica y se genera calor por medio de una resistencia eléctrica. La idea es obtener el valor de coeficientes de convección natural a diferentes inclinaciones.

En [12] la Revista Tecnológica. Volumen 17, N 1, Junio 2004, SANCHEZ Baquerizo, Jaime A. presenta el diseño de un equipo demostrativo de convección

natural en la superficie externa de cilindros inclinados calentados con condición de frontera de flujo de calor por unidad de área.⁹

El objeto de este equipo esta en realización de pruebas de convección natural en cilindros aleteados para luego ser comparados con resultados existentes en cilindros no aleteados. Las pruebas están diseñadas primero para toma de datos con varias tasas de disipación de calor por unidad de ares manteniendo un ángulo constante. La segunda para varios ángulos de inclinación pero manteniendo constante la tasa de calor por unidad de áreas.

⁹ Revista Tecnológica. Vol. 17, No. 1. Junio 2004

3. METODOLOGIA Y PROCESO DE DISEÑO

Para el diseño y construcción del *BANCO DE PRUEBAS PARA DETERMINAR EXPRESIONES DE COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONVECCIÓN PROMEDIO*, y que de ahora en adelante en este documento se llamará *BANCO DE CONVECCIÓN*, se tomó como guía el Banco de ensayos para convección libre y forzada con registro de datos de edición en PC WL 352 de G.U.N.T.

Figura 3. Banco de ensayos para convección libre y forzada con registro de datos de edición en PC WL 352 de G.U.N.T.¹⁰



¹⁰ G.U.N.T. Gerätebau GmbH, P.O.Box 1125, D-22881 Barsbüttel, Phone +49 (40)670854-0, Fax +49 (40)670854-42, E-mail sales@gunt.de, Web <http://www.gunt.de>

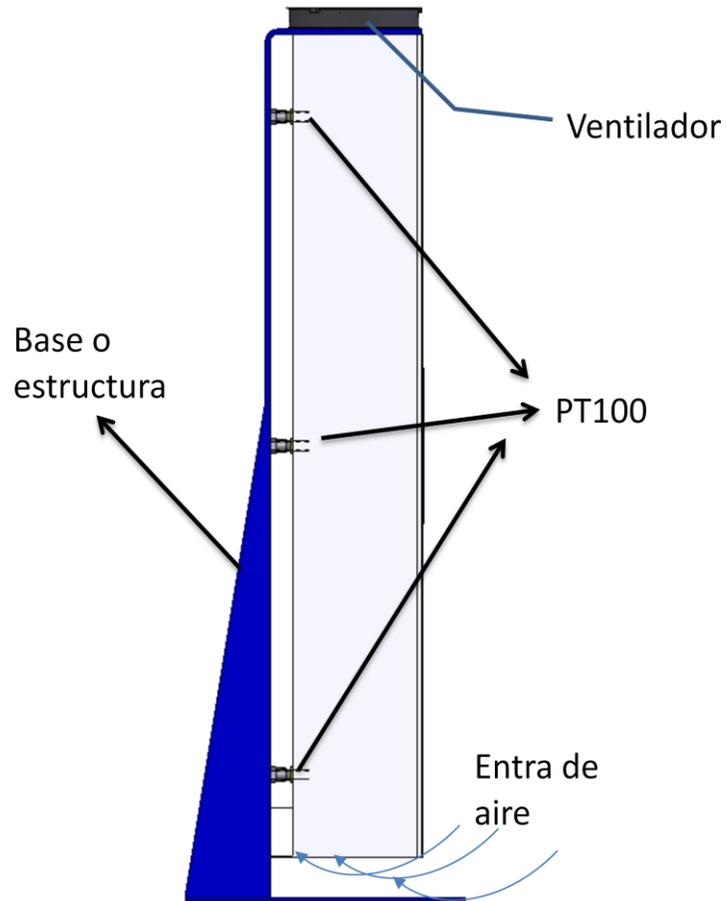
3.1 Diseño conceptual

Teniendo en cuenta las limitaciones tecnológicas y presupuestales con que se contó para realizar este proyecto, a continuación se presenta un diseño conceptual del prototipo construido (figura 4).

El equipo consta:

1. Base soporte de la estructura y soporte del equipo.
2. Ducto cuadrado de 1m de longitud y una sección transversal de 16cmx16cm.
3. Ventilador para AC Fulltech UF15P11.
4. Tres RTD tipo PT100 colocadas a lo largo del ducto.
5. Resistencias calefactoras:
 - 5.1 Resistencia de placa plana de 18cmx15cm.
 - 5.2 Resistencia de cartucho de 1in de diámetro y de 15cm de longitud.
 - 5.3 Banco de tubos de tipo escalonado con 4 líneas en el plano transversal y 4 líneas en el plano longitudinal, con un diámetro de 1/2in y una longitud de 15cm.
 - 5.4 Los tres tipos de resistencias alcanzan una potencia máxima de 100W, a 120V y 60hz de corriente alterna.
6. Termoanemómetro ERASMUS EA-200, con tabuladura de medición como accesorio del ducto.

Figura 4. Concepto de BANCO DE CONVECCION.¹¹



Nota: La ingeniería de detalle se encuentra en el anexo C. PLANOS DEL EQUIPO.

Para tener aprovechamiento del aire como fluido de referencia, se parte de la idea de diseñar y construir un ducto en el que se induce a pasar una cantidad de aire a una velocidad definida.

¹¹ GOMEZ C. y URIBE L. Dibujo R.

Así mismo, para aprovechar el hecho de que en flujo turbulento hay mejor transferencia de calor por convección debido a las perturbaciones producidas por la velocidad de flujo, se ajustó la geometría y para que en los cálculos de diseño se defina una velocidad que asegure éste flujo turbulento.

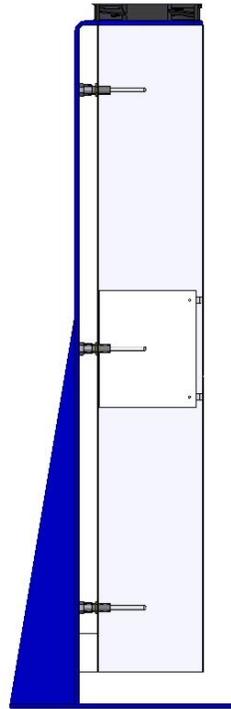
Se define que la posición del BANCO DE CONVECCION debe ser vertical teniendo en cuenta el espacio disponible en el sitio donde va a funcionar, además queda abierta la posibilidad para realizar pruebas de convección natural.

El ventilador se coloca en la parte superior del BANCO DE CONVECCION puesto que al producir flujo inducido dentro del ducto, se evitan las perturbaciones o interrupciones que produciría un flujo forzado con un ventilador a la entrada del ducto, que pueden aumentar los porcentajes de error en los resultados de los experimentos.

Para llegar a los parámetros definitivos del equipo y todos sus accesorios, se empieza definiendo el tipo de intercambiadores o termoresistencias se van a implementar y que para efectos del diseño metodológico se supone que toda la potencia producida se convertirá en calor. Habiendo definido los anteriores parámetros se entra a definir el tipo montajes a utilizar para realizar las pruebas experimentales, en su orden se escogen tres configuraciones así:

1. Placa plana (figura 5): Utilizando esta configuración, permite analizar el comportamiento además del coeficiente de convección, realizar un estudio de comportamiento del Reynolds, dependiendo de la velocidad del flujo y de la superficie de referencia.

Figura 5. BANCO DE CONVECCION con el montaje de placa plana¹²

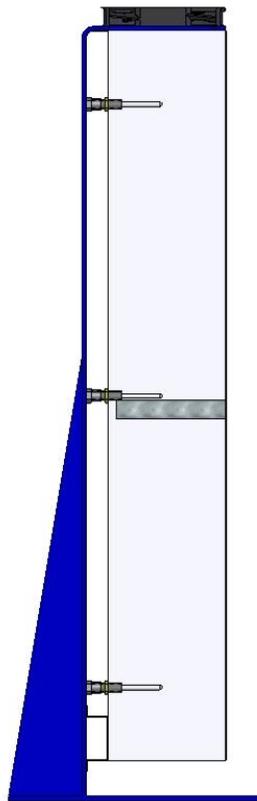


2. Tubo o cilindro (Figura 6): Esta geometría favorece la formación de perturbaciones en el flujo y por lo tanto favorece la aparición de turbulencia, habiendo turbulencia el intercambio de calor por convección es mas eficiente, y además permite observar el comportamiento de este tipo de

¹² GOMEZ C. y URIBE L. Op. cit., p. 48.

intercambiadores y conocer su comportamiento en cualquier aplicación industrial.

Figura 6. BANCO DE CONVECCION con el montaje de cilindro o tubo¹³

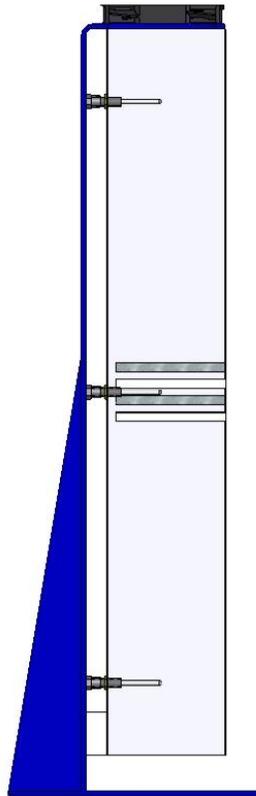


1. Banco de tubos (Figura 7): Para Ingeniería Mecánica es de gran interés el estudio del comportamiento de intercambiadores de calor en forma de banco de tubos, estas configuraciones se presentan en sin número de formas que dentro de los mas conocidas de sus aplicaciones se conoce la de su aplicación en calderas o en dispositivos de refrigeración. Por estas

¹³ GOMEZ C. y URIBE L. Op. cit., p. 48.

razones se quiso estudiar este tipo de configuración para dar una idea mas clara de su comportamiento y complementar los conocimientos teóricos sobre este tipo de montajes.

Figura 7. BANCO DE CONVECCION con el montaje de banco de tubos¹⁴



En el diseño de bancos de tubos se tiene en cuenta la misma metodología utilizada para el diseño de los elementos calefactores de placa plana y de tubo, solo que incluyen algunas propiedades adicionales que es necesario tener en cuenta para este tipo de montajes, estas propiedades adicionales son:

- Separación transversal (entre los centros de los tubos).

¹⁴ GOMEZ C. y URIBE L. Op. cit., p. 49.

- Separación longitudinal (entre los centros de los tubos).
- Separación diagonal (entre los centros de los tubos).

El coeficiente de convección aumenta con el número de líneas utilizadas pero se estabiliza luego de la cuarta o quinta línea, es por esta razón que se escoge hacer un banco de tubos que no tenga más de cuatro filas, ya que de aquí en adelante se observan cambios mínimos en la turbulencia y, por tanto, en el coeficiente de convección.

No debe haber valores pequeños de $S_T/S_L < 0.7$ para que la transferencia de calor no se vea afectada, desfavorablemente.

Como el flujo es dependiente del arreglo del banco de tubos, se escogió hacer un arreglo escalonado por que el recorrido del flujo principal es más ondulado, y gran parte de la superficie de los tubos corriente abajo continua en este camino. La transferencia de calor se ve beneficiada por el flujo ondulado del arreglo escalonado.

La configuración de este banco de tubos es la que obliga a que el ducto se cuadrado, para simplificar el proceso de construcción y para generar homogeneidad a medida que el fluido se mueve por entre los tubos.

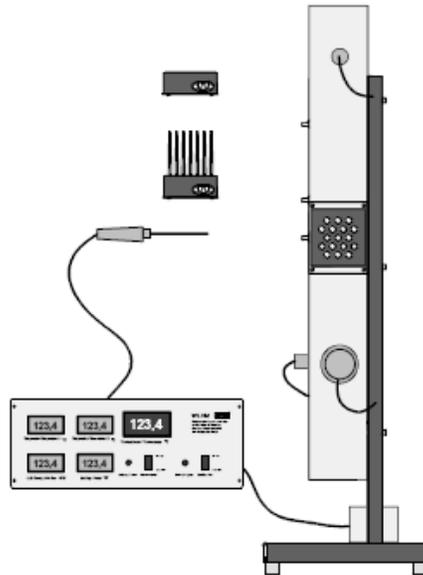
Las RTD PT100 utilizadas para sensar las temperaturas van ubicadas en la entrada, el intercambiador de calor y en la salida del ducto, es importante conocer estas tres temperaturas para llevar a cabo el proceso de cálculos experimentales y teóricos de cualquiera de las tres configuraciones de prueba.

Para que el experimento funcione, es necesario que haya un delta de temperatura entre la entrada y la salida del ducto, teniendo este delta, para cada configuración y/o geometría del elemento calefactor se observa el comportamiento del coeficiente de convección h .

Se escogieron RTD por encima de termocuplas por que son sensores muy precisos con un posible error máximo de tan solo 1°C, y por que al hacer pruebas preliminares se encontró que los deltas de temperaturas entre la entrada y la salida oscilan entre 2°C y 5°C dependiendo del tipo de resistencia eléctrica que se use, por tanto es necesario y aconsejable utilizar sensores mas precisos para reducir el porcentaje (%) de error en los resultados.

El BANCO DE CONVECCION toma como base conceptual al Banco de ensayos para convección libre y forzada con registro de datos de edición en PC WL 352 de G.U.N.T. (figura 8), se decidió diseñar y construir uno propio pero contando únicamente con las herramientas disponibles por la industria colombiana.

Figura 8. Aparato para convección espontánea y forzada WL352 de GUNT.¹⁵



Para poder hacer un comparativo del equipo concepto y punto de partida del BANCO DE CONVECCION, se pueden confrontar las figuras 3 y 4 respectivamente; evidenciando que no fue una réplica exacta sino que únicamente fue un modelo a seguir, tomando decisiones propias y determinando cada uno de los elementos y accesorios que contiene el BANCO DE CONVECCION.

En este sentido la apropiación de tecnología y el desarrollo de un equipo con herramientas disponibles en la Universidad y en la región es el sello de diferencia del banco desarrollado en este proyecto.

¹⁵ Manual de experimentos de Equipo de para convección espontánea y forzada WL 352. GUNT.

3.2 Diseño Básico del Equipo

En el diseño se sugirieron dos pasos importantes que son:

- Análisis dinámico del fluido y diseño geométrico inicial del equipo.
- Diseño térmico y geométrico de las resistencias eléctricas

El detalle de cada uno de estos dos ítems se presentan a continuación:

3.2.1 Análisis dinámico del fluido y diseño geométrico del ducto

Figura 9. Banco de pruebas para determinar expresiones de transferencia de calor por convección promedio¹⁶



En el análisis dinámico del fluido y para el cálculo de las pérdidas es necesario conocer parámetros tales como la longitud y sección transversal del ducto, la velocidad del aire y el material de fabricación del ducto para poder calcular las

¹⁶ GOMEZ C. y URIBE L. Op. cit., p. 49.

pérdidas y tener un dato aproximado de la velocidad de diseño para lograr realizar el diseño térmico de las resistencias.

Ya en el diseño conceptual se fijó la longitud del ducto en 1m, se mencionó que la sección transversal del ducto es de 16cmx16cm, aunque este valor es determinado por los cálculos de las resistencias eléctricas ya que sus dimensiones son las que rigen principalmente la sección del ducto.

El ventilador escogido para el montaje del BANCO DE CONVECCION es el UF15P11 (figura 10), para el cual se tiene una ficha técnica detallada (Anexo D), útil y de gran importancia para los cálculos de pérdidas de presión del fluido.

Para el inicio de los cálculos de las pérdidas, se debe conocer el valor del caudal máximo disponible para el ventilador, para obtener este dato se agrega un aparte de la ficha técnica del ventilador (Anexo D) a la que se le denomina figura 11, también se debe conocer la curva de operación del ventilador con la cual se debe calcular el caudal disponible luego de haber calculado las pérdidas.

Figura 10. Ventilador FULLTECH UF15P¹⁷



Del aparte de la ficha técnica se seleccionan el valor de caudal disponible para una frecuencia de operación de 60Hz que es el valor nominal de frecuencia para la operación de corriente alterna en Colombia. (Detalle de la selección en la figura 11).

Figura 11. Aparte de la ficha técnica del ventilador UF15P¹⁸

Spec. Model	Rated Voltage V	Frequency Hz	Input Power W	Rated Current A	Locked Current A	Speed RPM	Maximum Air Flow m ³ /min.	Maximum Air Flow CFM	Maximum Pressure mmH ₂ O	Maximum Pressure InchH ₂ O	Noise dB	Weight kg
UF15P11-H	115V	50 60	32 28	0.43 0.36	0.51 0.45	2750 3100	4.8 5.5	170 195	10.5 9.5	0.42 0.38	50 55	0.9
UF15P23-H	230V	50 60	35 30	0.23 0.18	0.29 0.25	2750 3100	4.8 5.5	170 195	10.5 9.5	0.42 0.38	50 55	0.9

Con este valor máximo de flujo de aire o caudal máximo del ventilador UF15P y con la geometría de la sección transversal se halla la velocidad del flujo V .

¹⁷ GOMEZ C. y URIBE L. Op. cit., p. 49.

¹⁸ ANEXO D. Tomado de

www.fulltech.com.tw/english/products/actube_axialfan/actube_axialfan_right/actube_pdf/9_15p.pdf

$$V = \frac{\dot{Q}}{A} \quad (23)$$

Donde \dot{Q} es el caudal disponible del ventilador y A es el área de la sección transversal del ducto.

1. Para tener los datos de densidad, viscosidad cinemática, viscosidad dinámica y posteriormente número de Reynolds, se toma como patrón 27°C que es la temperatura ambiente promedio para un clima templado como el de Bucaramanga Colombia que es el sitio de operación del BANCO DE CONVECCION, también se necesario tener en cuenta que como es una sección transversal no circular se debe tener un diámetro equivalente D_e para aplicarlo en la fórmula de Reynolds.

$$D_e = 4(\text{radio hidráulico}) = 4 \left(\frac{\text{área sección transversal}}{\text{perímetro}} \right) = \frac{2l_1l_2}{l_1+l_2} = l \quad (24)$$

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu} = 36044 \quad (7)$$

Donde ρ es la densidad del fluido (aire), V es la velocidad calculada en el paso anterior y D es el diámetro equivalente para la tubería particular, en la Tabla 3, se presentan los valores tomados para el cálculo que para mejor entendimiento del lector se resaltan con color. Utilizando los valores de la tabla 3 y realizando la operación se obtiene un número de Reynolds igual a 36044, que se debe conocer factor de fricción con ayuda del diagrama de Moody (Figura 10).

Tabla 3. Propiedades termofísicas del aire.¹⁹

Temperatura T [K]	Densidad ρ [Kg/m ³]	Calor Especifico Cp [kJ/Kg.K]	Viscosidad Dinámica μ x10-7 [N.s/m ²]	Viscosidad Cinemática ν x10-6 [m ² /s]	Conductividad térmica k [W/m.K]	Número de Prandtl Pr
100	3,5562	1,032	71,1	2,000	9,340	0,786
150	2,3364	1,012	103,4	4,426	13,800	0,758
200	1,7458	1,007	132,5	7,590	18,100	0,737
250	1,3947	1,006	159,6	11,440	22,300	0,720
300	1,1614	1,007	184,6	15,890	26,300	0,707
350	0,995	1,009	208,2	20,920	30,000	0,700
400	0,8711	1,014	230,1	26,410	33,800	0,690
450	0,744	1,021	250,7	32,390	37,300	0,686
500	0,6964	1,030	270,1	38,790	40,700	0,684

Antes de hacer cálculos de las pérdidas se debe conocer el valor de las pérdidas causadas por la altura del ducto denotada como h_L :

$$h_L = f \frac{LV^2}{2D}; \text{ donde } f \text{ es el factor de fricción.} \quad (25)$$

L es la longitud del ducto, V es la velocidad disponible, que es la misma que se toma de la ficha técnica del ventilador UF15P y D es el diámetro equivalente que se obtiene por la siguiente fórmula:

$$d_e = 4(\text{radio hidráulico}) = 4 \left(\frac{\text{área sección transversal}}{\text{perímetro}} \right)$$

$$d_e = \frac{2l_1l_2}{l_1 + l_2} = l, \quad \text{por ser una sección cuadrada}$$

¹⁹ INCROPERA, Frank. P. Fundamentos de transferencia de calor. México: Prentice Hall, 1999. p. 839.

El material utilizado para la construcción del ducto fue lámina galvanizada cédula 25, para el hierro galvanizado hay una rugosidad absoluta e que es necesario conocer para el cálculo del factor de fricción f por medio del diagrama de Moody, este valor de e se relaciona en la tabla 4.

Tabla 4. Rugosidad absoluta de algunos materiales²⁰

RUGOSIDAD ABSOLUTA DE MATERIALES			
Material	e (mm)	Material	e (mm)
Plástico (PE, PVC)	0,0015	Fundición asfaltada	0,06-0,18
Poliéster reforzado con fibra de vidrio	0,01	Fundición	0,12-0,60
Tubos estirados de acero	0,0024	Acero comercial y soldado	0,03-0,09
Tubos de latón o cobre	0,0015	Hierro forjado	0,03-0,09
Fundición revestida de cemento	0,0024	<i>Hierro galvanizado</i>	<i>0,06-0,24</i>
Fundición con revestimiento bituminoso	0,0024	Madera	0,18-0,90
Fundición centrifugada	0,003	Hormigón	0,3-3,0

En la tabla 4 se presentan dos valores de e y que en este caso el dato es un promedio de las dos cantidades, siendo este promedio 0.15.

En el diagrama de Moody (figura 12) hay un dato que se denomina aspereza relativa o rugosidad relativa que es la razón entre la rugosidad absoluta del material y el diámetro equivalente, este término se denota por la siguiente fórmula:

²⁰ MATAIX C. Mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas. Ediciones castillo: 1986.p. 219.

$$\text{Rugosidad Relativa} = \frac{e}{D} = 0,00094 \quad (26)$$

Calculando este valor de rugosidad relativa con ayuda del valor de la tabla 2 y del cálculo del diámetro equivalente, realizando la operación matemática, esta rugosidad relativa da un valor de 0,00094.

Teniendo los datos de Reynolds, las rugosidades absoluta y relativa, se puede calcular el factor de fricción con ayuda del diagrama de Moody (Figura 5) así:

Figura 12. Diagrama de Moody²¹

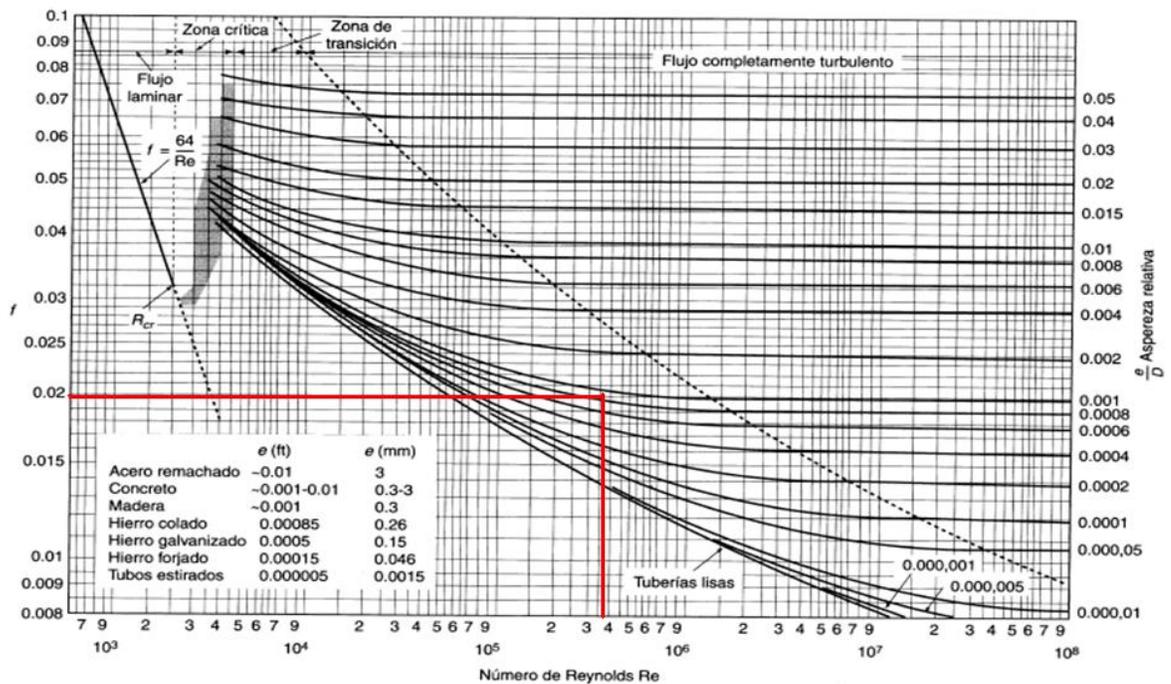


Diagrama de Moody. (De L.F. Moody, *Trans. ASME*, vol. 66, 1944.)

De acuerdo con la gráfica de la figura 12, el valor aproximado de f será ± 0.0198 .

²¹ MATAIX C. Op. cit., p.217.

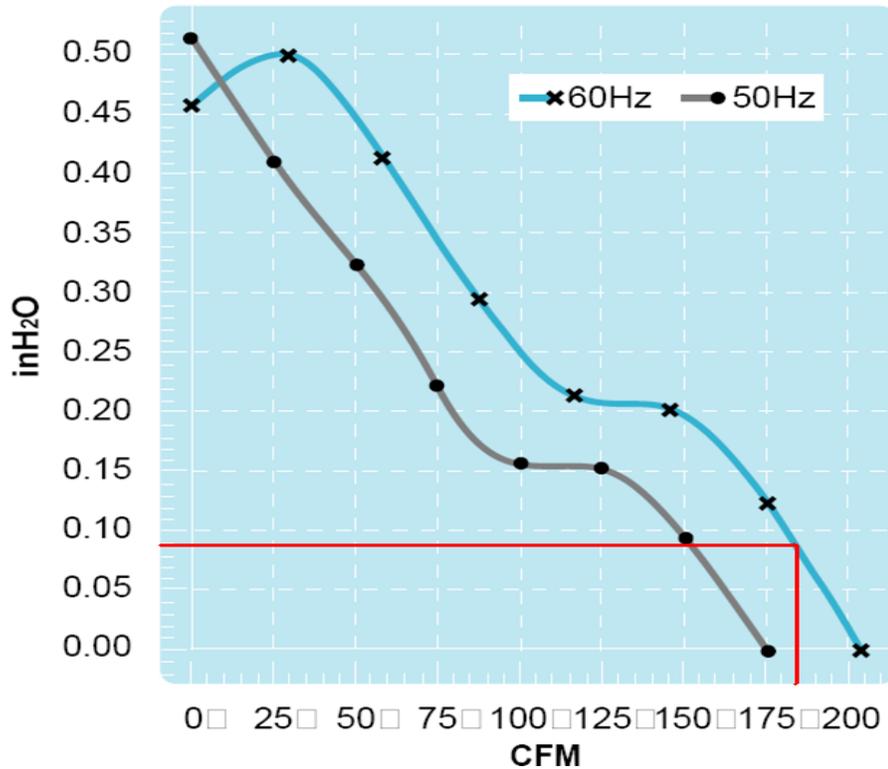
Teniendo los datos completos para el cálculo de las pérdidas causadas por la altura se puede calcular éste valor de h_L .

Para el cálculo de la caída de presión se utiliza la ecuación de Bernoulli modificada (24) que necesita el valor de pérdidas por altura que se calculo anteriormente.

$$\frac{\Delta P}{\rho} = \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} + g(y_2 - y_1) + h_L \quad (27).$$

Donde V es el valor de la velocidad, para los cálculos de diseño se toma como cero el valor de la velocidad a la entrada del ducto, y el valor de la velocidad a la salida es el valor calculado por medio de la ficha técnica del ventilador y la sección transversal del ducto, g es el valor de aceleración de la gravedad que se toma como 9.82 m/s^2 , y es el valor de la altura del ducto, ρ es la densidad del aire a temperatura ambiente que se toma de la tabla 1 y h_L son las pérdidas por altura.

Figura 13. Curva de operación del ventilador UF15P11²²



Se necesita el valor de la caída de presión en pulgadas de agua para poder utilizar la figura 13 y calcular el caudal disponible, este caudal disponible está en pies cúbicos por minuto [CFM], cuyo valor es el punto de partida para los cálculos de diseño de las resistencias eléctricas.

De acuerdo con la figura 13, el se ubica el valor aproximado de ± 185 CFM o 5.23 m³/min.

²² ANEXO D. Tomado de www.fulltech.com.tw/english/products/actube_axialfan/actube_axialfan_right/actube_pdf/9_15p.pdf

Con el valor del caudal disponible para el diseño no queda sino multiplicar por el área de la sección transversal del ducto para obtener la velocidad de que se utiliza en los cálculos del diseño térmico, al multiplicar se obtiene 3.4 m/s.

Para hacer una relación concordante con lo anteriormente descrito para el análisis dinámico del fluido y el diseño geométrico del ducto, se realizó la tabla 5 en la que se detallan los valores de los cálculos (resaltados en rojo y amarillo), valores de las constantes utilizadas para conocer las pérdidas por fricción y altura, y en esencia y lo mas importante se detalla el valor del caudal disponible que se utiliza en el diseño térmico.

Tabla 5. Cálculo de las pérdidas por caída de presión en el ducto²³

CALCULO DE LA CAIDA DE PRESIÓN				
NOMBRE	SIMB	VALOR	UNIDADES	
Lado Ducto	c	0,16	m	
Lado Ducto	c	0,16	m	
Longitud Ducto	L	1	m	
Sección Transversal de Inundación	0,0256	A	m ²	
Velocidad del aire calculada con la ficha técnica del ventilador	V	3,580729167	m/s	
Velocidad calculada con el caudal disponible	V _d	3,40	m/s	
diámetro equivalente	De	0,16	m	
Rugosidad	ε	0,000150	m	
Área sección del ducto	A	0,0256	m ²	
Caudal (característica del ventilador)	Q̇	0,091666667	m ³ /s	
Reynolds	Re	36044,713796	NA	$Re = \frac{\rho V D}{\mu} \quad (7)$
Viscosidad Cinemática	v	1,59E-05	m ² /s	
Rugosidad Relativa	ε/D	0,00094	NA	
Factor de Fricción por diagrama de Moody	f	0,0198	NA	
Densidad	ρ	1,1614	kg/m ³	
Viscosidad Dinámica	μ	1,85E-05	N.s/m ²	
perdidas por altura	h _L	0,79		$h_L = f \frac{LV^2}{2D} \quad (25)$
Caída de presión	ΔP	19,76023207	Pa	0,07933733 in de H2O
Caudal Disponible	Q	185	ft³/min	5,23 m³/min

²³ GOMEZ C. y URIBE L. Op. cit., p. 48.

3.3 Diseño térmico de las resistencias eléctricas

En el diseño conceptual se definió el por qué y el número de pruebas que se van a realizar con el BANCO DE CONVECCION, en el diseño térmico se detalla el procedimiento seguido en cada uno de los montajes de intercambiadores de calor propuestos y construidos para realizar las experiencias en el laboratorio. Detalladamente y en el siguiente orden se explica el diseño para cada una de las termoresistencias que componen el banco:

1. Placa plana
2. Tubo
3. Banco de tubos de 4filas x 4columnas

En los tres casos se inicia el diseño fijando una potencia y asumiendo una temperatura de superficie, la temperatura de entrada se toma 27°C que es la misma temperatura ambiente estándar utilizada para el cálculo de las pérdidas de presión.

Las propiedades termofísicas del fluido se evalúan a temperatura media de película T_f que se evalúa por la siguiente fórmula:

$$T_f = \frac{T_\infty + T_s}{2} \quad (6)$$

Donde T_∞ es la temperatura del medio y T_s es la temperatura de superficie.

Con el valor de velocidad calculada del análisis dinámico del fluido, para montajes de tubo y placa plana se siguieron los mismos siguientes pasos:

1. Fijar la geometría del elemento calefactor.
2. Fijar la potencia.
3. Suponer una temperatura de superficie.
4. Obtener el valor de la temperatura media de película.
5. Evaluar las propiedades termofísicas como densidad, conductividad térmica del aire, viscosidad cinemática, viscosidad dinámica y número de Prandtl.

Teniendo estos datos se procede a calcular los valores de Reynolds, Nusselt y el coeficiente de transferencia de calor por convención.

Como ya se tiene fijo el valor de la potencia, se supone que toda la potencia producida se convierte en calor transferido al fluido, se despeja la temperatura de superficie calculada por medio de la ecuación 1:

$$q = hAs(T_{s_{cal}} - T_{\infty}) \quad (1)$$

$T_{s_{cal}}$ es la temperatura calculada que es el único término desconocido de la ecuación.

Teniendo este valor de temperatura de superficie calculada se compara con el valor supuesto por medio de un porcentaje (%) de error y si el porcentaje es pequeño (<5%) se determina ésta temperatura como temperatura de diseño, de no ser así es posible cambiar cualquiera o todos de los valores de temperatura, geometría del elemento calefactor y la potencia disipada para llegar al porcentaje de error esperado.

Hay que tener en cuenta que la geometría del elemento calefactor juega un papel importante ya que es una variable que está contenida en la ecuación de calor utilizada para el despeje de la temperatura de superficie calculada, para mostrar los resultados de la etapa de diseño de las resistencias calefactoras a continuación en las tablas 6 y 8 se presenta en detalle los resultados del diseño para placa plana y en las tablas 9 y 11, se presentan en detalle de los resultados del diseño para resistencia de tubo o cartucho.

3.3.1 Elemento calefactor de placa plana.

Las formulas que permiten modelar matemáticamente una placa plana, se detallan en el marco teórico pero para facilidad del lector, éstas relaciones se detallan en la tabla 7.

Tabla 6. Geometría del elemento calefactor de placa plana²⁴

Geometría del Elemento Calefactor			
Nombre	Valor	Símb.	Unid.
Longitud de la superficie de referencia	0,18	L'	m
Ancho	0,15	b	m
Área superficial	0,054	As	m ²

Tabla 7. Relaciones de transferencia de calor y mecánica de fluidos para placa plana²⁵

Fórmulas de transferencia de calor para resistencia de placa plana	
Nombre	Fórmula
Temperatura media de película (6)	$T_f = \frac{T_\infty + T_s}{2}$
Número de Nusselt (8)	$Nu = 0.664 Re^{\frac{1}{2}} Pr^{\frac{1}{3}}$ para $Pr > 0.6$
Coefficiente de transferencia de calor por convección (10)	$h = \frac{Nuk}{l}$
Cantidad de calor transferida al aire (11)	$Q = hAs(T_{scal} - T_\infty)$
Número de Reynolds (12)	$Re = \frac{ul}{\nu}$

²⁴ GOMEZ C. y URIBE L. Op. cit., p. 48.

²⁵ Ibíd., p48.

Tabla 8. Cálculos del diseño térmico para resistencia de placa plana²⁶

Resultados y propiedades termofísicas para placa plana			
Nombre	Simb.	Valor	Unid.
<i>Temperatura de superficial supuesta</i>	T_s	353	K
<i>Temperatura a la entrada del ducto</i>	T_1	300	K
<i>Temperatura media de película</i>	T_f	326,5	K
<i>Potencia eléctrica</i>	P_{elec}	50	W
<i>Velocidad del aire o de flujo libre</i>	u	3,404947917	m/s
<i>Densidad del aire en función de la temperatura de entrada</i>	ρ	0,82320	kg/m ³
<i>Conductividad térmica del aire en función de la temperatura de entrada</i>	k	3,02E-02	W/m - K
<i>Viscosidad cinemática en función de la temperatura de entrada</i>	ν	2,12E-05	m ² /s
<i>Numero de Reynolds</i>	Re	28842,72615	
<i>Prandtl</i>	Pr	0,6994	NA
<i>Numero de Nusselt</i>	Nu	100,0986243	NA
<i>Coeficiente de convección promedio</i>	h	16,80989563	W/m ² - °C
<i>Caudal Disponible</i>	Q	5,23	m ³ /min
<i>temperatura superficial calculada</i>	T_s'	355,0821936	K
<i>porcentaje de error</i>	%e	0,586397644	%

²⁶ GOMEZ C. y URIBE L. Op. cit., p. 48.

3.3.2 Elemento calefactor de tubo o cilindro.

Al realizar el diseño del elemento de tubo o cilindro se utilizan las fórmulas correspondientes para tal fin que se consignan en la tabla 10, que al igual que para el diseño de placa plana se incluyen en el diseño para facilitar la lectura del proceso de cálculo.

Tabla 9. Geometría del elemento calefactor de placa plana²⁷

Geometría del Elemento Calefactor			
Nombre	Valor	Símb.	Unid.
Longitud de la superficie de referencia	0,15	l	m
Diámetro	0,025400051	d	m
Área superficial	0,01196952	As	m ²

Tabla 10. Relaciones de transferencia de calor y mecánica de fluidos para cilindro o tubo²⁸

Fórmulas de transferencia de calor para resistencia de tubo o cilindro	
Nombre	Fórmula
Temperatura media de película (6)	$T_f = \frac{T_\infty + T_s}{2}$
Número de Nusselt (13)	$Nu = 0.3 + \frac{0.62 Re_D^{1/2} Pr^{1/3}}{\left[1 + \left(\frac{0.4}{Pr}\right)^{1/4}\right]^{1/4}} \left[1 + \left(\frac{Re_D}{282000}\right)^{5/8}\right]^{4/5}$, todas las propiedades evaluadas a temperatura de película, fórmula aplicada si cumple $Re_D Pr > 0.2$
Coefficiente de transferencia de calor por convección (14)	$h = \frac{Nu k}{d}$

²⁷ GOMEZ C. y URIBE L. Op. cit., p. 48.

²⁸ Ibíd., P.48.

Cantidad de calor transferida al aire (11)	$Q = hAs(T_{s_{cal}} - T_{\infty})$
Número de Reynolds (12)	$Re = \frac{ud}{\nu}$

Tabla 11. Cálculos del diseño térmico para resistencia de cilindro o tubo²⁹

Resultados y propiedades termofísicas para resistencia de cilindro o tubo			
Nombre	Simb	Valor	Unid.
<i>Temperatura de superficial supuesta</i>	Ts	370	K
<i>Temperatura a la entrada del ducto</i>	T ₁	300	K
<i>Temperatura media de película</i>	Tf	335	K
<i>Potencia eléctrica</i>	P _{elec}	40	W
<i>Velocidad del aire o de flujo libre</i>	u	3,404947917	m/s
<i>Densidad del aire en función de la temperatura de película</i>	ρ	1,0449	kg/m ³
<i>Conductividad térmica del aire en función de la temperatura de película</i>	K	2,89E-02	W/m - K
<i>Viscosidad cinemática en función de la temperatura de película</i>	ν	1,94E-05	m ² /s
<i>Numero de Reynolds</i>	Re	4455,50719	
<i>Prandtl</i>	Pr	0,7021	NA
<i>Numero de Nusselt</i>	Nu	34,4918072	NA
<i>Coeficiente de convección promedio</i>	h	39,23095737	W/m ² - K
<i>Caudal Disponible</i>	Q	5,23	m ³ /min
<i>temperatura superficial calculada</i>	Ts'	385,1832788	K

²⁹ GOMEZ C. y URIBE L. Op. cit., p. 48.

porcentaje de error	%e	3,941832264	%
---------------------	----	-------------	---

3.3.3 Diseño de banco de tubos.

En el análisis de un banco de tubos el número de Reynolds debe ser analizado a la velocidad máxima ocurrida en algún punto del banco que es necesario determinar, para el cálculo de este número se aplica la siguiente fórmula:

$$Re_{D_{max}} \equiv \frac{\rho V_{max} d}{\mu} \quad (15)$$

Donde ρ y μ están evaluados a la temperatura de entrada del ducto y V_{max} se debe evaluar si está en la zona A_1 o A_2 según la figura1.

En la ecuación de Reynolds hay un término que es el de velocidad máxima y es necesario saber si ésta velocidad máxima ocurre en el plano transversal A_1 o en el plano diagonal A_2 , ocurrirá en A_2 si las filas están espaciadas de modo que:

$$S_D = \left[S_L^2 + \left(\frac{S_T}{2} \right)^2 \right]^{1/2} < \frac{S_T + d}{2} \quad (18)$$

Si se cumple esta condición la velocidad máxima está dada por:

$$V_{max} = \frac{S_T}{2(S_D - d)} V \quad (19)$$

Pero si la V_{max} ocurre en A_1 entonces se calcula por medio de la siguiente ecuación:

$$V_{max} = \frac{S_T}{S_T - d} V \quad (16)$$

En la tabla 12, están consignadas las relaciones para calcular el Nusselt para un montaje característico de $N_L < 20$ con un factor de correlación C , el coeficiente de convección h , las temperaturas de salida y logarítmica.

Tabla 12. Relaciones de transferencia de calor y mecánica de fluidos para banco de tubos³⁰

$Nu_D = C Re_{D_{max}}^m Pr^{0.36} \left(\frac{Pr}{Pr_s}\right)^{\frac{1}{4}}$ $\left[\begin{array}{l} N_L \geq 20 \\ 1000 < Re_{D_{max}} < 2 \times 10^6 \\ 0.7 < Pr < 500 \end{array} \right]$	(20)
$Nu_D _{(N_L < 20)} = C_2 Nu_D _{(N_L \geq 20)}$	(21)
$h = \frac{Nuk}{d}$	(14)
$C = 0.35 \left(\frac{S_T}{S_L}\right)^{\frac{1}{5}}$	
$To \text{ sale de } \frac{(T_s - T_o)}{(T_s - T_i)} = \exp \left[-\frac{\pi d N \bar{h}}{\rho V N_T S_T C_p} \right]$	(28)
$\Delta T m_L = \frac{(T_s - T_i) - (T_s - T_o)}{\ln \frac{(T_s - T_i)}{(T_s - T_o)}}$	(22)

A continuación de muestran las tablas 13 y 14 respectivamente, utilizadas para hallar los valores de m , C_1 , C_2 y así poder calcular el Nusselt.

³⁰ GOMEZ C. y URIBE L. Op. cit., p. 48.

Tabla 13. Factor de correlación C_2 de la ecuación $Nu_D |_{(N_L < 20)} (Re_D > 10^3)$ ³¹

N_L	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Alineado	0.70	0.80	0.86	0.90	0.92	0.95	0.97	0.98	0.99
Escalonado	0.64	0.76	0.84	0.89	0.92	0.95	0.97	0.98	0.99

Tabla 14. Constantes para la ecuación Nu_D para banco de tubos de flujo cruzado³²

Configuración	$Re_{D_{max}}$	C	m
Alineado	$10 - 10^2$	0.80	0.40
Escalonado	$10 - 10^2$	0.90	0.40
Alineado	$10^2 - 10^3$	Se aproxima como un cilindro único (aislado)	
Escalonado	$10^2 - 10^3$		
Alineado $\frac{S_T}{S_L} > 0.7$	$10^2 - 2 \times 10^5$	0.27	0.63
Escalonado $\frac{S_T}{S_L} < 2$	$10^2 - 2 \times 10^5$	$0.35 \left(\frac{S_T}{S_L}\right)^{\frac{1}{5}}$	0.60
Escalonado $\frac{S_T}{S_L} > 2$	$10^2 - 2 \times 10^5$	0.40	0.60
Alineado	$2 \times 10^5 - 2 \times 10^6$	0.021	0.84
Escalonado	$2 \times 10^5 - 2 \times 10^6$	0.022	0.84

³¹ INCROPERA, Frank. P. Fundamentos de transferencia de calor. México: Prentice Hall, 1999. p. 380

³² INCROPERA, Frank P. Fundamentos de Transferencia de Calor. México: Prentice Hall. Tabla 7.7, pág. 380

Para el cálculo de Nusselt y posteriormente el valor del coeficiente de convección se utiliza los valores de las constantes C , C_2 y m se utilizan las tablas 13 y 14, en donde se señala con color los valores utilizados.

En la tabla 15 se presentan los valores de las propiedades geométricas utilizadas para los cálculos del diseño térmico que se muestran en la tabla 16.

Tabla 15. Geometría del elemento calefactor para el banco de tubos³³

Geometría del Elemento Calefactor			
Nombre	Valor	Símbolo	Unid.
Longitud de la superficie de referencia	0,15	L	m
Diámetro	0,012700025	d	m
Área superficial	0,00598476	As	m ²
Separación transversal	0,027700025	S _T	m
Separación longitudinal (entre los centros de los tubos)	0,022700025	S _L	m
	0,020200025	$\frac{S_T + d}{2}$	
Separación diagonal	0,03096957	S _D	m
S _T /S _L <0.7, SI/NO	1,220264071	S _T /S _L <0.7	NO y <2
<i>Numero total de tubos</i>	16	N	NA
<i>Número de tubos en el plano transversal</i>	4	N _T	NA
Numero de líneas	4	N _L	NA
Cociente entre la separación transversal y la separación longitudinal	1,220264071	ST/SL=PT/PL	NA

³³ GOMEZ C. y URIBE L. Op. cit., p. 45.

Tabla 16. Cálculos del diseño térmico para montaje del banco de tubos³⁴

Propiedades termofísicas			
Nombre	Símbolo	Valor	Unid.
<i>Temperatura de superficial supuesta</i>	T_s	311,29	K
<i>Temperatura a la entrada del ducto</i>	$T_1=T_i=T_\infty$	300	K
<i>Temperatura media de película</i>	T_f	305,645	K
<i>Temperatura a la salida del ducto</i>	T_0	301,500433 4	K
<i>Potencia eléctrica</i>	P_{elec}	96	W
<i>Velocidad del aire o de flujo libre</i>	u	3,40494791	m/s
<i>Densidad del aire en función de la temperatura de entrada</i>	ρ	1,1614	kg/m ³
<i>Conductividad térmica del aire en función de la temperatura de entrada</i>	K	2,63E-02	W/m - K
<i>Calor específico en función de la temperatura de entrada</i>	C_p	1007	J/kg-K
<i>Viscosidad cinemática en función de la temperatura de entrada</i>	ν	1,59E-05	m ² /s
<i>Numero de Reynolds</i>	Re	5025,50922	
<i>Prandtl a temp superficie</i>	Pr_s	0,705	NA
<i>Prandtl ambiente</i>	Pr	0,707	NA
<i>Numero de Nusselt</i>	Nu	47,5943525 5	NA
<i>Coefficiente de convección promedio</i>	h	98,5613361 1	W/m ² - K
<i>Caudal Disponible</i>	Q	5,23	m ³ /min
<i>porcentaje de error</i>	%e	3,32786282 9	%
<i>Vel máx. por segunda ecuación</i>	V_{max}	6,28780958 5	m/s
<i>Caída de presión en el banco de tubos</i>	Δp	31,3388633 2	Pa
<i>Factor de corrección</i>	0,89	C_2	Tabla 11
<i>Constante para Nusselt</i>	0,364215823	C	Tabla 7.7
<i>Constante para Nusselt</i>	0,6	m	Tabla 7.7
<i>Diferencia de temp de superficie y temp salida del ducto</i>	9,789566576	T_s-T_0	°C

³⁴ GOMEZ C. y URIBE L. Op. cit., p. 45.

<i>Temperatura media logarítmica</i>	10,52195915	ΔT_{m_L}	°C
<i>Transferencia de calor por unidad de longitud</i>	99,30472503	q'	W
<i>cambio de temperatura media logarítmica por medio de la potencia de los cartuchos</i>	10,17180279	$\Delta T_{m_L}'$	°C

El material utilizado para la fabricación de las resistencias son tubos de acero Incoloy para su coraza externa y en su interior una capa de óxido de magnesio tipo cerámico, la tabla 16 se presentan propiedades térmicas y mecánicas de estos dos materiales:

Tabla 17. Propiedades eléctricas y térmicas de los materiales de fabricación de las resistencias calefactoras³⁵

Propiedades eléctricas y térmicas de los materiales de fabricación de las resistencias eléctricas			
Acero Incoloy			
Térmicas		Eléctricas	
Conductividad térmica	23°-11.5 W/m-K	Resistividad eléctrica	93 a 100 $\mu\text{ohm/cm}$
Coefficiente de expansión térmica	20-100°C(EXP-6*17K9)14,2		
Punto de fusión	1357 - 1385 °C	Permeabilidad magnética	1.014
Oxido de magnesio cerámico			
Térmicas		Eléctricas	
CTE, linear	13.9 $\mu\text{m/m}^\circ\text{C}$ @ 20.0 °C	Constante dieléctrica	9.60
Conductividad térmica	2.16 W/m-K	Rigidez dieléctrica	5.91 kV/mm
Temperatura máxima de servicio	1800 °C		

Contrastando los valores obtenidos para las temperaturas de diseño se puede constatar con la tabla 17 que ninguna resistencia eléctrica alcanza o por lo menos

³⁵ www.matweb.com

se acerca a valores críticos de temperatura de servicio y por lo tanto no existe riesgo de daño debido a este factor.

4. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

Posterior al proceso de diseño y ensamble se realizaron pruebas del equipo con cada uno de los elementos calefactores. Estas pruebas están detalladas de manera numérica en las tablas 20, 22 y 24 respectivamente.

Igualmente se registró también el cambio en las propiedades termofísicas del fluido para cada una de estas mediciones, información registrada en las tablas 21, 23 y 25. Estas pruebas se realizaron usando una cadena de medición externa, conformada por instrumentación básica puesto que el monitoreo de datos y la automatización del equipo es el objeto de un trabajo de grado que inició recientemente sobre la base del equipo diseñado y construido.

Para tomar las mediciones de las RTD se utilizan multímetros que presentan la señal en ohmios y con la ayuda de una tabla característica (ANEXO A) de las PT100 se traduce a temperatura, que esencialmente es la información que se necesita conocer,

Para proteger los elementos calefactores y no correr el riesgo de sobrepasar su potencia máxima de trabajo, se utilizan un variac, al igual que para controlar la velocidad del ventilador. El variac es un embobinado que regula la corriente y el voltaje.

Con la ayuda de otros multímetros se tiene señal de corriente y voltaje de los elementos calefactores, con la que se puede determinar la potencia de trabajo. La velocidad del flujo de aire inducido por el ventilador se utiliza un anemómetro ERASMUS EA-200 (figura 18), y con la ayuda del variac se calibra la potencia para disminuir o aumentar la velocidad según sea requerido.

Con cada configuración de los elementos calefactores diseñados y fabricados se hicieron pruebas para verificar su comportamiento en funcionamiento, los tres estudios muestran el comportamiento desde el inicio del calentamiento de las resistencias eléctricas y por consiguiente evidencian los cambios de temperatura, densidad, conductividad térmica, calor específico, número de Prandtl y coeficiente de transferencia de calor por convección.

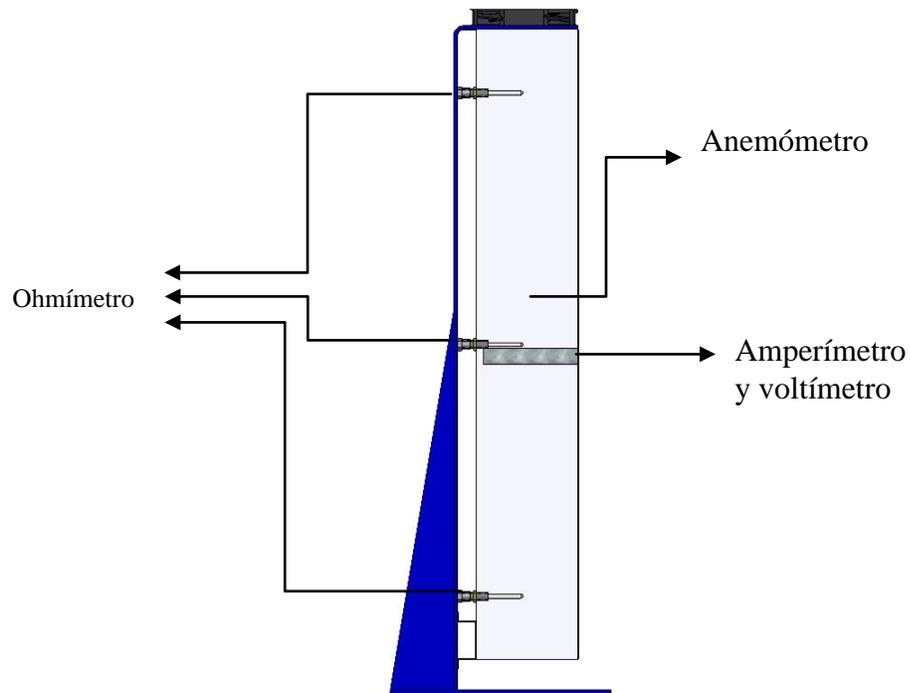
Con cada configuración se siguen los siguientes pasos en los ensayos:

1. Conectar multímetros con los cables de alimentación de corriente del elemento calefactor de manera correspondiente para que se pueda visualizar la corriente y voltaje según corresponda.
2. Con ayuda de un variac y los multímetros, fijar los parámetros de corriente y voltaje para tener la potencia deseada para el proceso.
3. Conectar el ventilador con otro variac, con ayuda del anemómetro fijar la velocidad deseada de acuerdo a la posición de la perilla del variac.

4. Conectar los tres sensores de temperatura al mismo número de multímetros.
5. Interconectar el ventilador y los elementos calefactores a la alimentación de corriente y empezar las mediciones.

En la figura 14 se da una idea de la forma como se conectan los equipos y cuál es el correspondiente para cada proceso de medición.

Figura 14. Conexión y postura de instrumentos de medición³⁶



³⁶ GOMEZ C. y URIBE L. Op. cit., p. 45.

Los anteriores pasos se deben seguir en caso de que no se cuente con una mejor y más eficiente alternativa de medición, en el caso particular del BANCO DE CONVECCION.

Para simplificar el proceso y reducir el número de multímetros se utilizó una interface de marca Science WorkShop (Figura 15) de propiedad de la UPB Bucaramanga, que entre otras funciones tiene la capacidad de medir temperatura con un sensor de acero inoxidable (Figura 15) que transmite los datos al PC de manera simultanea y los registra en una tabla, gráfica u otra forma de registro según decida quien manipule la interface o depende también del tipo de resultado que se requiera.

Figura 15. Interface Science Workshop 750 con sensor de temperatura de acero inoxidable³⁷



³⁷ GOMEZ C. y URIBE L. Op. cit., p. 45.

Esta interface se comunica con el PC a través de un puerto USB y los datos se registran en un programa propio llamado Data Studio, que es el encargado de procesar el experimento. Para dar una idea de la presentación del programa Data Studio, se presentan las figuras 16 y 17.

Figura 16. Programa DataStudio, mostrando el tipo de proceso de medición³⁸.

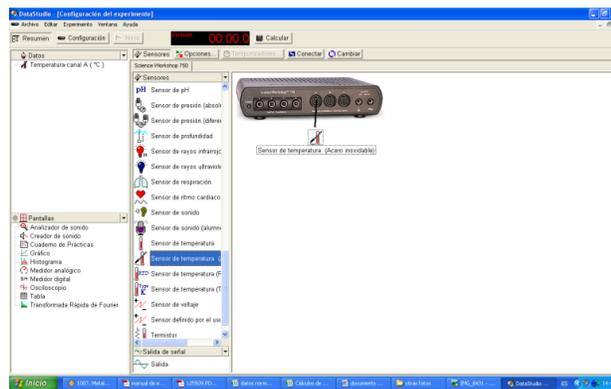
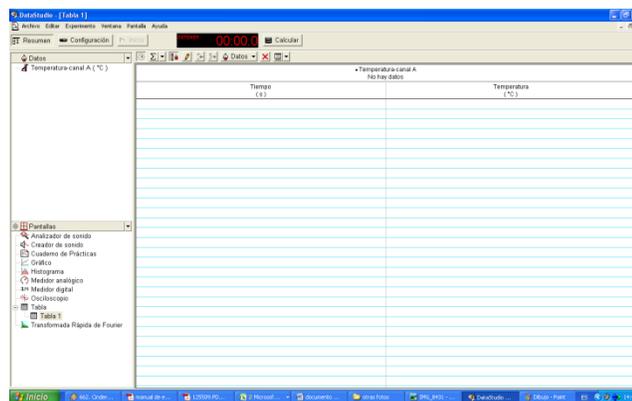


Figura 17. Programa DataStudio, proceso de adquisición de datos³⁹



³⁸ GOMEZ C. y URIBE L. Op. cit., p. 45.

³⁹ GOMEZ C. y URIBE L. Op. cit., p. 45.

El programa Data Studio con el que funciona la interface Science WorkShop 750, está en capacidad de registrar en tiempo real los valores de temperatura con un intervalo de 0.5 segundos. Para el caso del BANCO DE CONVECCIÓN se tabularon los datos y luego se exportaron a Microsoft Excel, donde se procesan y se grafican.

Antes de realizar cualquier tipo de pruebas se comprobó que cada uno de los equipos de medición estuviesen bien calibrados por medio de ensayos comparativos para cada unidad de medición.

El proceso se inició por las RTD que se compararon con el sensor de acero inoxidable de la Interface Science Workshop 750 que está calibrada. Las pruebas que se hicieron consistieron en medir la temperatura de uno de los elementos calefactores, conjuntamente con las tres PT100 y el sensor de acero inoxidable de la interface.

La figura 18 muestra la cadena de medición montada y los resultados obtenidos se tabulan en la tabla 18.

Tabla 18. Toma de datos de la comparación de las mediciones de una RTD y la interface Science Workshop 750⁴⁰

comparación entre los datos de las RTD y el sensor de acero inoxidable de la Interface, tomados en la prueba de placa plana		
t [s]	Data Studio [°C]	Tabla para RTD Anexo A [°C]
0	25,1673	25,63
0,5	25,1616	25,66
1	25,1616	25,66
1,5	25,1616	25,61
2	25,1503	25,13
2,5	25,1503	25,103
3	25,1389	25,89
3,5	25,1219	25,29
4	25,1106	25,06
4,5	25,1162	25,1
5	25,1162	25,89

Figura 18. Montajes para pruebas de los sensores de temperatura⁴¹



Como resultado se pudo establecer que el fabricante proporciona las RTD con un grado de calibración alto, debido a que no presentaron gran diferencia las

⁴⁰ GOMEZ C. y URIBE L. Op. cit., p. 45.

⁴¹ GOMEZ C. y URIBE L. Op. cit., p. 45.

mediciones con los termoresistores y los datos obtenidos por la interface y el sensor de temperatura de acero inoxidable.

Otro equipo de medición que se utiliza en el BANCO DE CONVECCION, es el anemómetro, que en este caso es un ERASMUS EA-200 (figura 19). Con el EA-200 se tuvo el inconveniente de que en el momento de la compra el fabricante no entregó un certificado de calibración. Por eso fue necesario confrontar si las medidas que se toman son reales o si por el contrario se está incurriendo en algún error. Con este propósito, se contrastaron las mediciones con otros valores de medición tomados por un anemómetro Lutron AM-4206 (figura 20) que cuenta con un certificado de calibración suministrado por el fabricante.

Figura 19. Anemómetro ERASMUS EA-200⁴²



⁴² GOMEZ C. y URIBE L. Op. cit., p. 45.

Figura 20. Anemómetro Lutron AM-4206 con certificado de calibración⁴³



Para conocer el comportamiento se tabularon las mediciones que se observan en la tabla 19, adicionalmente se grafica conjuntamente el comportamiento de las mediciones de cada uno de los anemómetros, la grafica se puede observar el la figura 20.

Tabla 19. Comparativo de mediciones entre el anemómetro calibrado y el EA-200⁴⁴

MEDICIÓN	ERASMUS EA-200	VELOCIDAD INSTRUMENTO CALIBRADO
	VELOCIDAD	VELOCIDAD
1	1,15	1,29
2	1,8	1,73
3	2,35	2,22
4	2,5	2,46
5	2,8	2,68
6	3,3	3,2
7	4	3,36
8	4,5	4,02
9	5,5	4,92
10	6,2	5,24
11	6,4	5,52

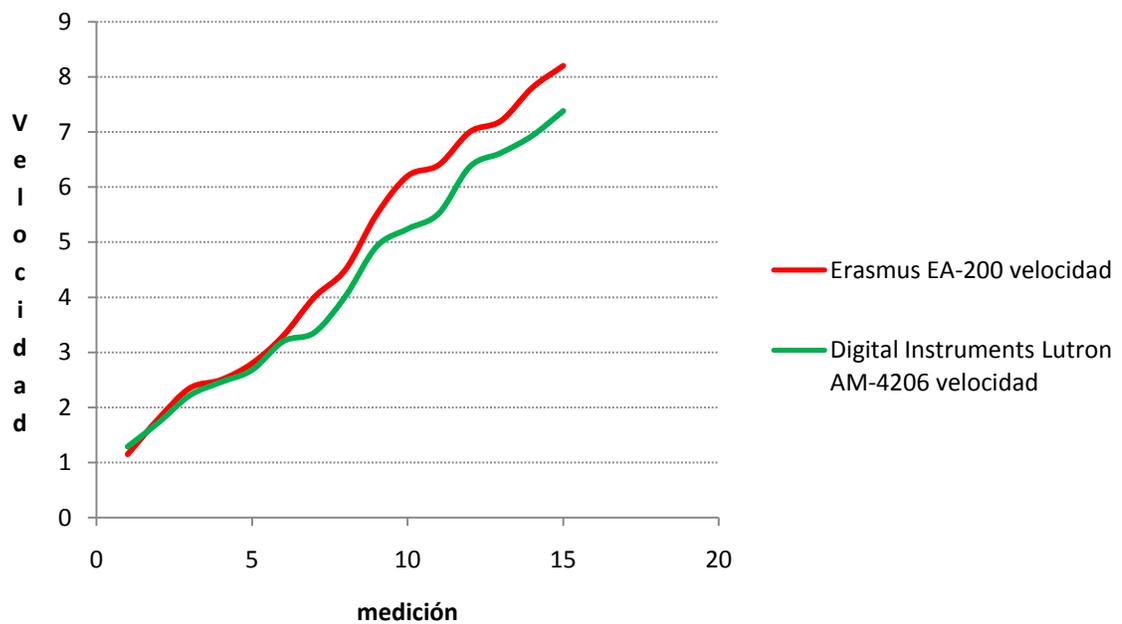
⁴³ GOMEZ C. y URIBE L. Op. cit., p. 45.

⁴⁴ GOMEZ C. y URIBE L. Op. cit., p. 45.

12	7	6,37
13	7,2	6,62
14	7,8	6,93
15	8,2	7,38

Figura 21. Medición de velocidades de anemómetros⁴⁵

Mediciones Anemómetros

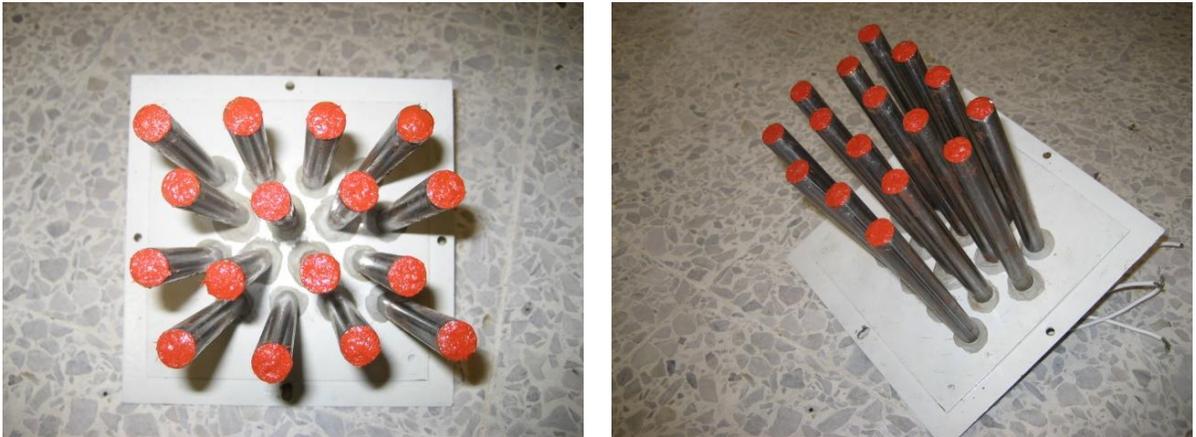


Como evidencia la figura 21, existe una incertidumbre en las medidas de velocidad tomadas por el anemómetro ERASMUS EA-200 y se puede inducir un error. Por esto se debe usar la tabla 19 para corregir los valores del anemómetro asociado al banco. Gracias a estas medias se puede establecer la diferencia que hay entre el valor tomado por el EA-200 y la medida real de la velocidad.

⁴⁵ GOMEZ C. y URIBE L. Op. cit., p. 45.

4.1 Pruebas con el banco de tubos

Figura 22. Banco de tubos⁴⁶



Para hallar el coeficiente de convección experimental se utiliza la misma fórmula (23) de calor para un banco de tubos pero esta vez la cantidad de calor se reemplazó por la potencia eléctrica disipada por el banco de tubos.

$$q = N(h\pi dl\Delta T_{ml}) \quad (23)$$

Donde N es el número total de tubos, d es el diámetro de cada tubo, l es la longitud de cada tubo, ΔT_{ml} es la diferencia de temperatura media logarítmica y h es el coeficiente de transferencia de calor por convección experimental que es la única incógnita de la fórmula (23).

Las resistencias calefactoras están interconectadas en paralelo y por lo tanto la potencia medida con la ayuda de los multímetros es la potencia total disipada por el banco de tubos.

⁴⁶ GOMEZ C. y URIBE L. Op. cit., p. 45.

Teniendo los dos valores del coeficiente de calor por convección se compara por medio de un porcentaje de error.

Los datos de estos cálculos y del comportamiento de las propiedades termofísicas a través del tiempo del experimento se presentan en las tablas 20 y 21 respectivamente. Las figuras 23 y 24 muestran gráficamente la variación de coeficiente de convección experimental y su relación con el coeficiente de convección teórico.

Tabla 20. Resultados de las pruebas con el banco de tubos⁴⁷

DATOS PARA LA RESISTENCIA CARTUCHO A 50W CON UNA VELOCIDAD CONSTANTE DE 3,4 m/s												
Datos tomados el día 27 de agosto de 2008 entre las 2pm y las 4:00pm con una temperatura ambiente de 25,8 °C.												
t (s)	Ti[k]	Ts [K]	To	pot. [W]	Ts-To [K]	Nu	Re	ΔT_{ml}	Qteo	hT	he	% error
0	297,7	298,07	297,71	50	0,36	47,87	5080,50	0,36	3,19	98,44	1432,50	93,13
1	297,7	298,08	297,71	50	0,36	47,87	5080,50	0,37	3,25	98,55	1411,21	93,02
100	297,7	300,87	297,81	50	3,06	47,44	5001,27	3,12	29,16	97,66	167,47	41,69
200	297,7	302,48	297,87	50	4,61	47,15	4956,88	4,69	44,00	97,89	111,25	12,01
300	297,7	302,99	297,89	50	5,10	47,06	4942,46	5,20	48,87	98,20	100,47	2,26
400	297,7	303,24	297,90	50	5,34	47,03	4936,05	5,44	51,21	98,27	95,96	2,42
500	297,7	303,39	297,90	50	5,49	47,00	4932,08	5,59	52,57	98,30	93,49	5,15
600	297,7	303,37	297,90	50	5,47	47,01	4932,69	5,57	52,43	98,35	93,79	4,86
700	297,7	303,34	297,90	50	5,44	47,01	4933,30	5,54	52,21	98,35	94,20	4,41
800	297,7	303,50	297,90	50	5,60	46,99	4929,04	5,70	53,64	98,29	91,62	7,28
843,5	297,7	303,51	297,91	50	5,60	46,99	4929,04	5,71	53,72	98,34	91,53	7,44

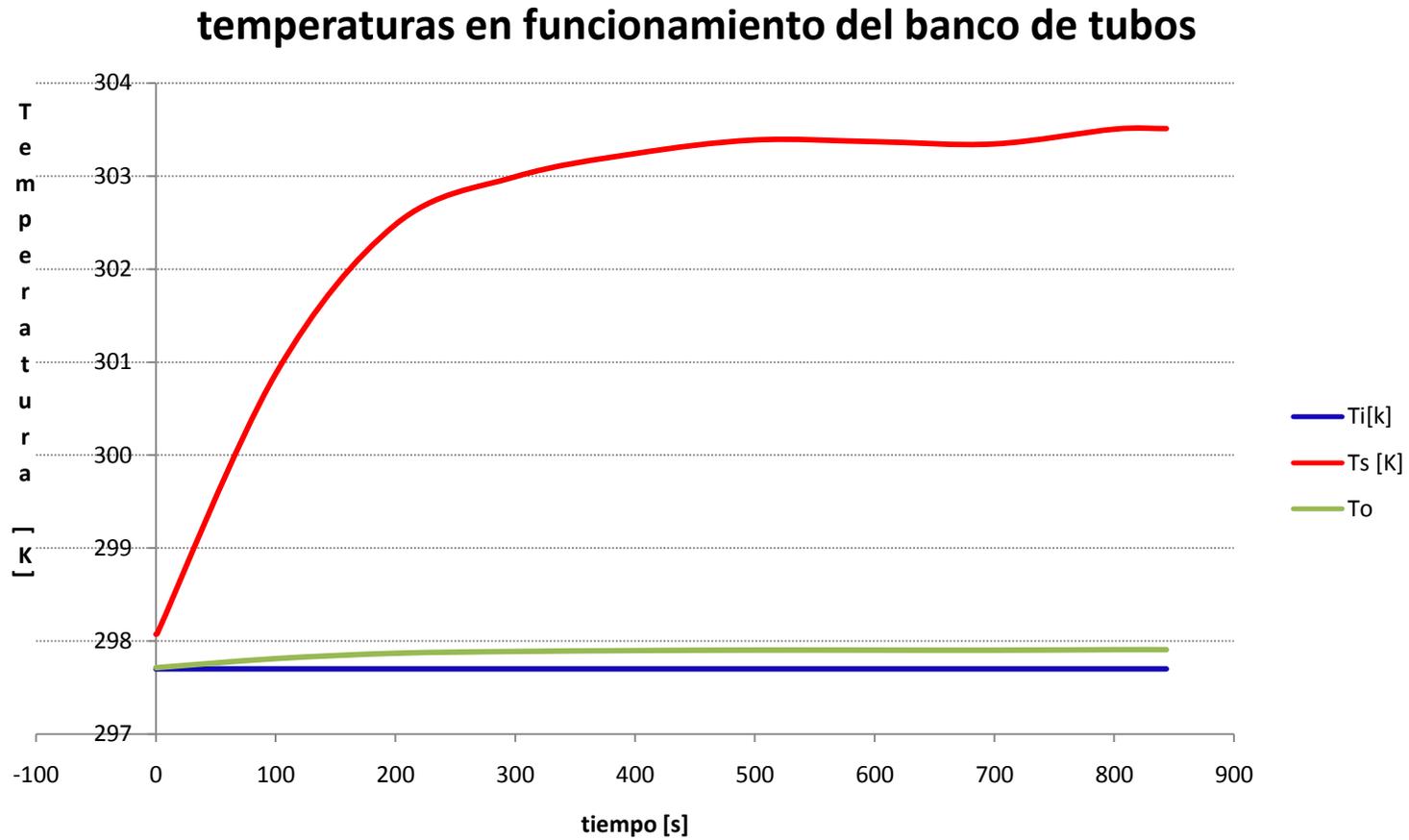
⁴⁷ GOMEZ C. y URIBE L. Op. cit., p. 45.

Tabla 21. Comportamiento de las propiedades del aire de acuerdo al cambio de temperatura para el banco de tubos⁴⁸

Propiedades del Aire a distintas temperaturas [°C]	ρ [kg/m ³]	C_p [J/kg.K]	ν [m ² /s]	$k \times 10^{-3}$ [W/m.K]	Pr
24,7	1,1882	1007	1,57E-05	2,61E-02	0,707
25,0709	1,1704	1007	1,57E-05	2,61E-02	0,707
25,0766	1,1704	1007	1,57E-05	2,61E-02	0,707
27,8729	1,1585	1007	1,60E-05	2,64E-02	0,706
29,4775	1,1531	1007	1,61E-05	2,65E-02	0,706
29,9908	1,1514	1007	1,62E-05	2,65E-02	0,706
30,2399	1,1506	1007	1,62E-05	2,66E-02	0,706
30,3862	1,1501	1007	1,62E-05	2,66E-02	0,706
30,3679	1,1501	1007	1,62E-05	2,66E-02	0,706
30,3435	1,1501	1007	1,62E-05	2,66E-02	0,706
30,5022	1,1497	1007	1,62E-05	2,66E-02	0,706
30,5083	1,1497	1007	1,62E-05	2,66E-02	0,706

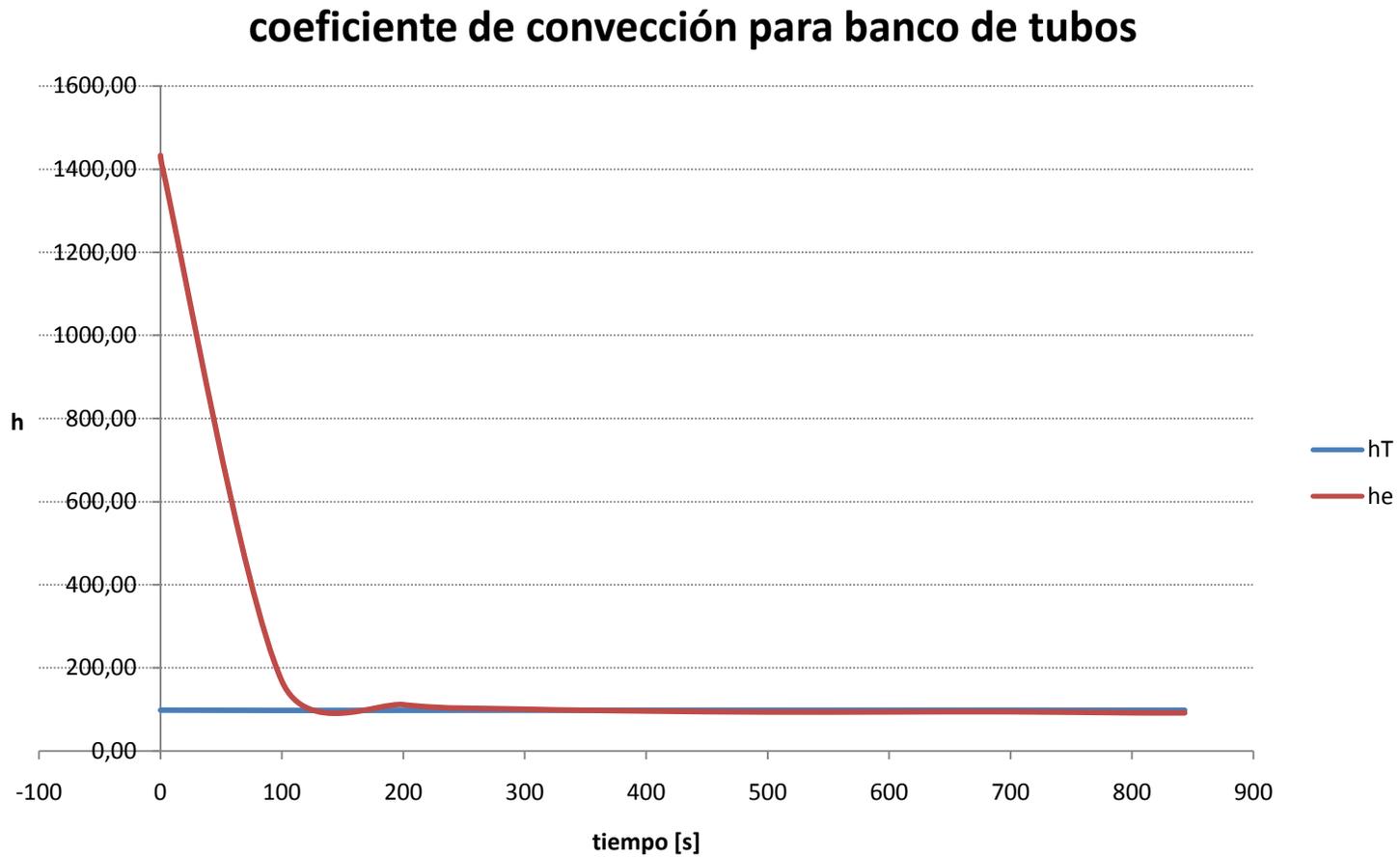
⁴⁸ GOMEZ C. y URIBE L. Op. cit., p. 45.

Figura 23. COMPORTAMIENTO DEL BANCO DE TUBOS EN EL EXPERIMENTO DE PRUEBA⁴⁹



⁴⁹ GOMEZ C. y URIBE L. Op. cit., p. 45.

Figura 24. COMPARACIÓN DEL COMPORTAMIENTO DEL COEFICIENTE DE CALOR POR CONVECCIÓN EXPERIMENTAL CON EL TEORICO DE LA PRUEBA CON EL BANCO DE TUBOS⁵⁰



⁵⁰ GOMEZ C. y URIBE L. Op. cit., p. 45.

4.2 Pruebas con el tubo o cartucho

Figura 25. Elemento calefactor de cartucho o tubo⁵¹



Para calcular el coeficiente de convección experimental para el tubo o cartucho se utiliza la fórmula (11), pero en este caso la temperatura de superficie calculada se reemplazó por la temperatura superficial experimental, posteriormente por conservación de calor se supone que toda la potencia disipada es transferida al aire, quedando en la ecuación (11) el coeficiente de convección como única incógnita, pero esta vez se llamará coeficiente de convección experimental.

$$Q = hAs(T_{s_{cal}} - T_{\infty})$$

Se realizó el mismo procedimiento de comparar los coeficientes de convección teórico y experimental por medio de un porcentaje de error como lo muestra la tabla 22.

⁵¹ GOMEZ C. y URIBE L. Op. cit., p. 45.

En la tabla 23 se muestra el comportamiento termofísico de las propiedades del aire para el experimento de tubo o cartucho.

La figura 26 relaciona el comportamiento de las temperaturas de superficie, salida y entrada respectivamente, para el montaje de cartucho o tubo, los resultados de ésta prueba se detallan en el análisis de resultados de las pruebas.

La figura 27 muestra el comportamiento del Nusselt experimental confrontado con teórico y al igual que con el comportamiento de las temperaturas mostradas en la figura 26, los resultados se detallan en el análisis de resultados de las pruebas,

Tabla 22. Resultados de las pruebas con el tubo o cartucho⁵²

DATOS PARA LA RESISTENCIA CARTUCHO A UNA VELOCIDAD CONSTANTE DE 3,2 m/s											
Datos tomados el día 3 de septiembre de 2008 entre las 10am y 12m, con una temperatura ambiente de 24,6°C.											
t (s)	Pot [W]	Ti[k]	Ts [K]	To [K]	Nu	Re	Ts - Ti	To-Ti	hT	he	% error
0	120	298,3	300,17	298,39	37,4492531	5173,79	1,87	0,09	38,54	5357,20	99,28
1	120	298,3	300,31	298,53	37,4467091	5173,13	2,01	0,23	38,57	4984,82	99,23
100	120	298,3	326,09	298,60	37,4149523	5164,91	27,79	0,30	38,50	360,70	89,33
200	120	298,3	352,48	298,76	37,3394847	5150,83	54,18	0,46	38,46	185,03	79,21
300	120	298,3	371,91	298,94	37,3268659	5147,57	73,61	0,64	38,41	136,20	71,80
400	120	298,3	384,96	299,48	37,2639607	5131,32	86,66	1,18	38,38	115,69	66,82
500	120	298,3	392,71	299,81	37,2226147	5120,66	94,41	1,51	38,31	106,19	63,92
600	120	298,3	402,81	299,90	37,2126119	5118,08	104,51	1,60	38,33	95,93	60,04
700	120	298,3	408,72	299,86	37,2138618	5118,40	110,42	1,56	38,30	90,80	57,82
800	120	298,3	412,23	300,12	37,188887	5111,96	113,93	1,82	38,31	87,99	56,47
900	120	298,3	415,19	299,97	37,2063642	5116,47	116,89	1,67	38,29	85,76	55,35
1000	120	298,3	411,25	300,29	37,1764182	5108,75	112,95	1,99	38,29	88,76	56,86
1100	120	298,3	412,81	300,46	37,1515176	5102,33	114,51	2,16	38,23	87,55	56,33
1200	120	298,3	421,04	299,98	37,205115	5116,14	122,74	1,68	38,32	81,68	53,08
1300	120	298,3	419,27	300,27	37,1764182	5108,75	120,97	1,97	38,26	82,87	53,83
1400	120	298,3	417,26	300,28	37,1714341	5107,46	118,96	1,98	38,29	84,28	54,57
1500	120	298,3	419,62	300,38	37,1602271	5104,58	121,32	2,08	38,24	82,64	53,72
1597	120	298,3	421,04	300,42	37,1552495	5103,29	122,74	2,12	38,27	81,68	53,14

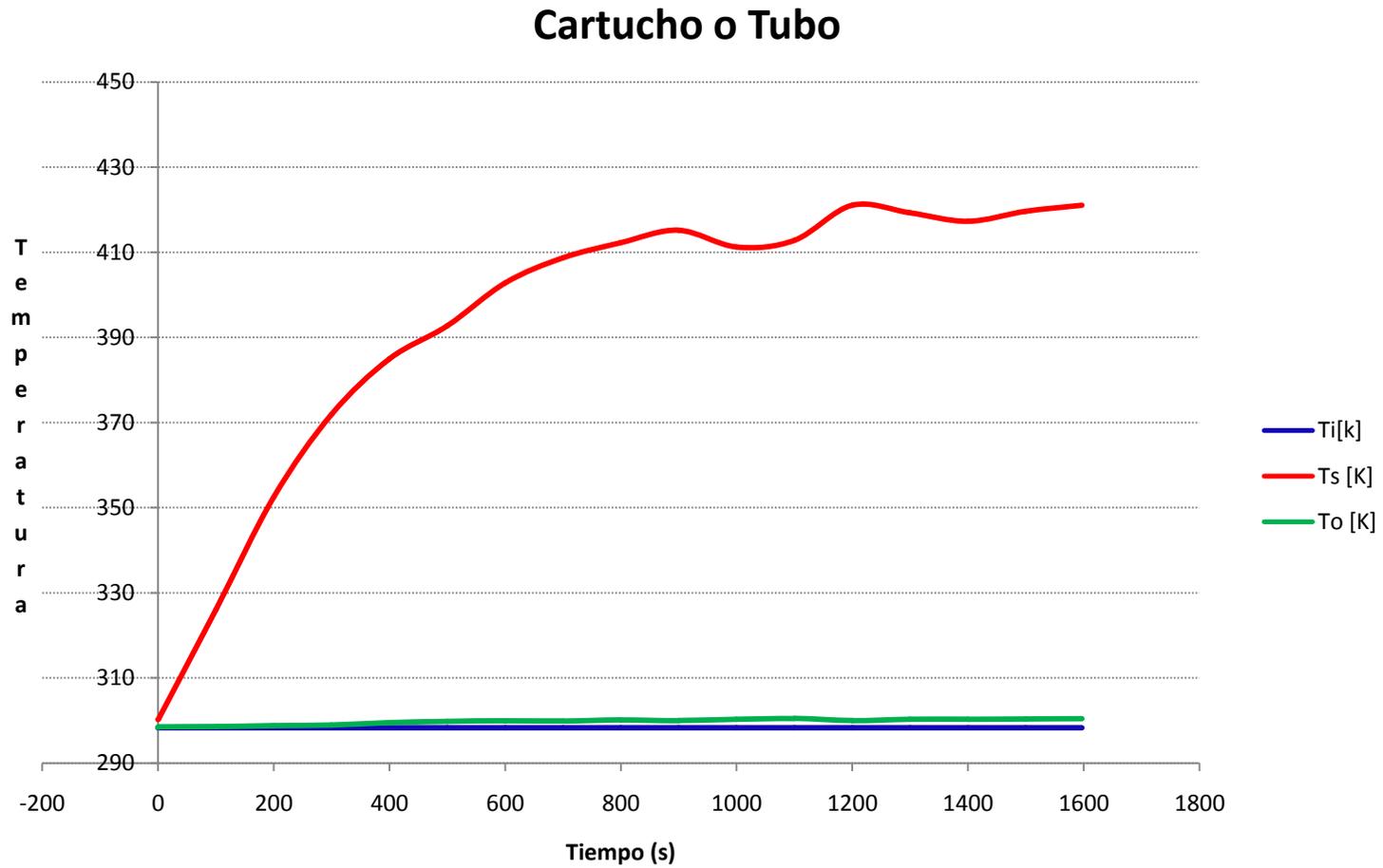
⁵² GOMEZ C. y URIBE L. Op. cit., p. 45.

Tabla 23. Comportamiento de las propiedades del aire de acuerdo al cambio de temperatura para las pruebas del cartucho o tubo⁵³

Propiedades del Aire a distintas temperaturas [K]	ρ [kg/m ³]	Cp [J/kg.K]	ν [m ² /s]	k [W/m.K]	Pr
298,3	1,1693	1007	1,57E-05	2,62E-02	0,707
298,39	1,1707	1007	1,57E-05	2,61E-02	0,707
298,53	1,1707	1007	1,57E-05	2,62E-02	0,707
298,60	1,1693	1007	1,57E-05	2,61E-02	0,706
298,76	1,1671	1007	1,58E-05	2,62E-02	0,706
298,94	1,1664	1007	1,58E-05	2,61E-02	0,706
299,48	1,1638	1007	1,58E-05	2,62E-02	0,706
299,81	1,1622	1007	1,59E-05	2,61E-02	0,706
299,90	1,1618	1007	1,59E-05	2,62E-02	0,706
299,86	1,1620	1007	1,59E-05	2,61E-02	0,706
300,12	1,1608	1007	1,59E-05	2,62E-02	0,706
299,97	1,1615	1007	1,59E-05	2,61E-02	0,706
300,29	1,1600	1007	1,59E-05	2,62E-02	0,706
300,46	1,1593	1007	1,59E-05	2,61E-02	0,706
299,98	1,1615	1007	1,59E-05	2,62E-02	0,706
300,27	1,1601	1007	1,59E-05	2,61E-02	0,706
300,28	1,1601	1007	1,59E-05	2,62E-02	0,706
300,38	1,1596	1007	1,59E-05	2,61E-02	0,706
300,42	1,1600	1007	1,59E-05	2,62E-02	0,706

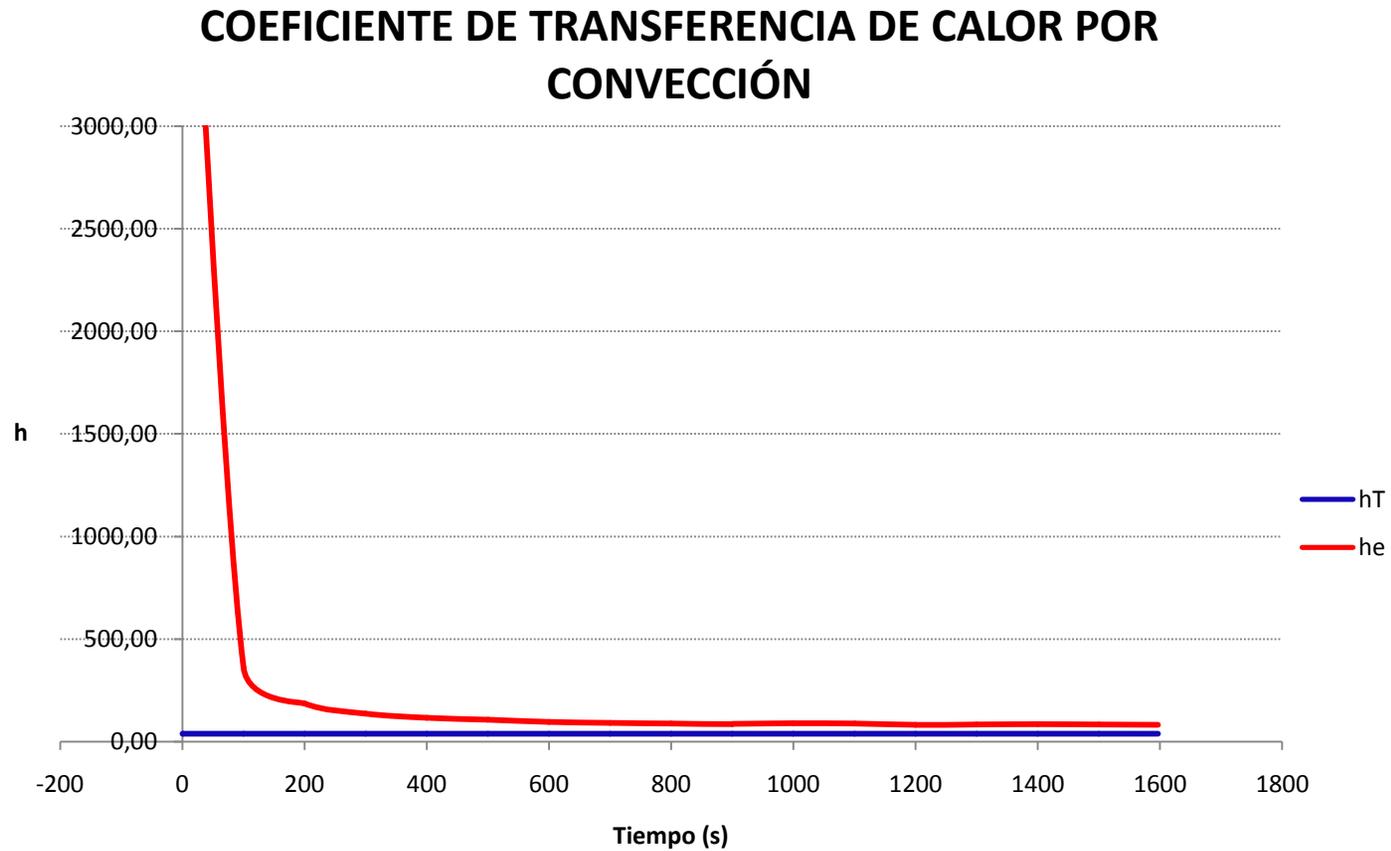
⁵³ GOMEZ C. y URIBE L. Op. cit., p. 45.

Figura 26. COMPORTAMIENTO DEL TUBO O CARTUCHO EN EL EXPERIMENTO DE PRUEBA⁵⁴



⁵⁴ GOMEZ C. y URIBE L. Op. cit., p. 45.

Figura 27. COMPARACIÓN DEL COMPORTAMIENTO DEL COEFICIENTE DE CALOR POR CONVECCIÓN EXPERIMENTAL CON EL TEORICO DE LA PRUEBA DEL CARTUCHO⁵⁵



⁵⁵ GOMEZ C. y URIBE L. Op. cit., p. 45.

4.3 Pruebas con la placa plana

Figura 28. Elemento calefactor de placa plana⁵⁶



Para realizar las pruebas y mediciones de placa plana el procedimiento a seguir es el mismo que se enunció para el elemento calefactor de tubo o cartucho.

En la tabla 24 se detallan los resultados de las pruebas de medición de temperaturas de los ensayos con la placa plana, además de cálculos para confrontar los resultados experimentales con los teóricos del valor de coeficiente de convección. En la tabla 25 se muestra el comportamiento termofísico de las propiedades del aire para el experimento de tubo o cartucho.

⁵⁶ GOMEZ C. y URIBE L. Op. cit., p. 45.

La figura 26 relaciona el comportamiento de las temperaturas de superficie, salida y entrada respectivamente, para el montaje de cartucho o tubo, los resultados de ésta prueba se detallan en el análisis de resultados de las pruebas.

La figura 29 muestra el comportamiento del Nusselt experimental confrontado con teórico y al igual que con el comportamiento de las temperaturas mostradas en la figura 30, los resultados se detallan en el análisis de resultados de las pruebas,

Tabla 24. Resultados de las pruebas con la placa plana⁵⁷

DATOS PARA LA RESISTENCIA PLACA PLANA CON UNA VELOCIDAD CONSTANTE DE 3,2 m/s									
Datos tomados el día 27 de agosto de 2008 entre las 11am y 12:30m con una temperatura ambiente de 26,3 °C.									
t (s)	Pot [W]	Ti[k]	Ts [K]	To [K]	Nu	Re	hT	he	% error
0,00	120,00	298,10	299,18	298,58	113,27	36664,54	16,45	2057,04	99,20
1,00	120,00	298,10	299,27	298,61	113,26	36659,88	16,46	1899,17	99,13
100,00	120,00	298,10	315,79	299,81	113,11	36601,64	16,43	125,63	86,92
200,00	120,00	298,10	329,86	300,91	112,96	36501,90	16,42	69,97	76,53
300,00	120,00	298,10	337,54	301,58	112,92	36478,78	16,40	56,35	70,90
400,00	120,00	298,10	342,17	301,96	112,75	36363,64	16,39	50,43	67,50
500,00	120,00	298,10	343,74	302,05	112,63	36288,04	16,36	48,69	66,41
600,00	120,00	298,10	342,93	302,08	112,60	36269,76	16,37	49,58	66,99
700,00	120,00	298,10	344,61	302,75	112,60	36272,04	16,35	47,78	65,78
800,00	120,00	298,10	344,55	302,51	112,53	36226,42	16,36	47,84	65,81
900,00	120,00	298,10	347,23	302,97	112,58	36258,34	16,35	45,23	63,86
1000,00	120,00	298,10	344,97	302,05	112,50	36203,65	16,35	47,42	65,51
1100,00	120,00	298,10	345,46	302,65	112,43	36158,19	16,33	46,92	65,20
1200,00	120,00	298,10	346,69	302,71	112,58	36256,06	16,36	45,74	64,22
1216,50	120,00	298,10	347,03	302,47	112,50	36203,65	16,34	45,41	64,03

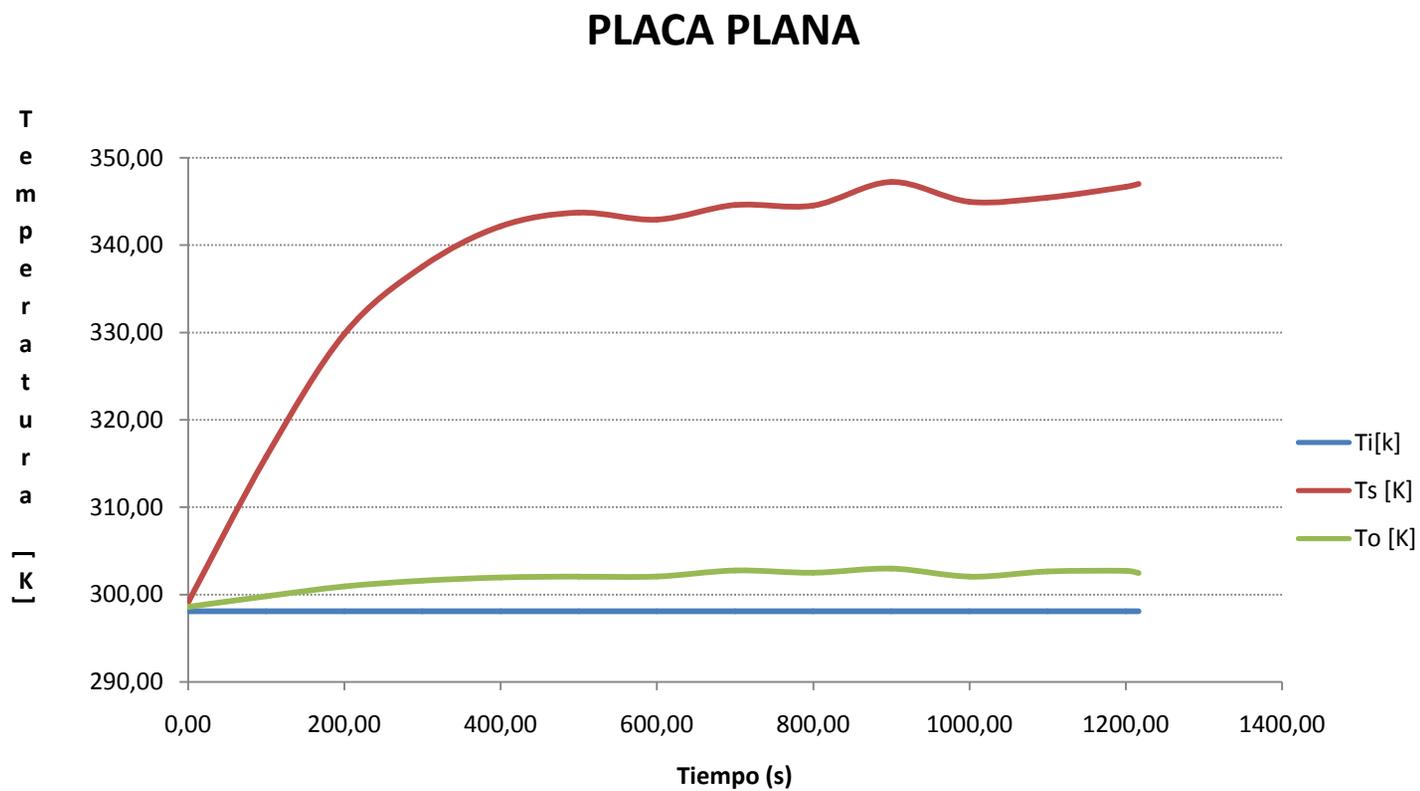
⁵⁷ GOMEZ C. y URIBE L. Op. cit., p. 45.

Tabla 25. Comportamiento de las propiedades del aire de acuerdo al cambio de temperatura para las pruebas de la placa plana⁵⁸

propiedades del Aire a distintas temperaturas [k]	ρ [kg/m ³]	C_p [J/kg.K]	ν [m ² /s]	k [W/m.K]	Pr
298,3000	1,1693	1007	1,57E-05	2,62E-02	0,707
298,3900	1,1707	1007	1,57E-05	2,61E-02	0,707
298,5300	1,1707	1007	1,57E-05	2,62E-02	0,707
298,6000	1,1693	1007	1,57E-05	2,61E-02	0,706
298,7600	1,1671	1007	1,58E-05	2,62E-02	0,706
298,9400	1,1664	1007	1,58E-05	2,61E-02	0,706
299,4800	1,1638	1007	1,58E-05	2,62E-02	0,706
299,8100	1,1622	1007	1,59E-05	2,61E-02	0,706
299,9000	1,1618	1007	1,59E-05	2,62E-02	0,706
299,8600	1,1620	1007	1,59E-05	2,61E-02	0,706
300,1200	1,1608	1007	1,59E-05	2,62E-02	0,706
299,9700	1,1615	1007	1,59E-05	2,61E-02	0,706
300,2900	1,1600	1007	1,59E-05	2,62E-02	0,706
300,4600	1,1593	1007	1,59E-05	2,61E-02	0,706
299,9800	1,1615	1007	1,59E-05	2,62E-02	0,706
300,2700	1,1601	1007	1,59E-05	2,61E-02	0,706

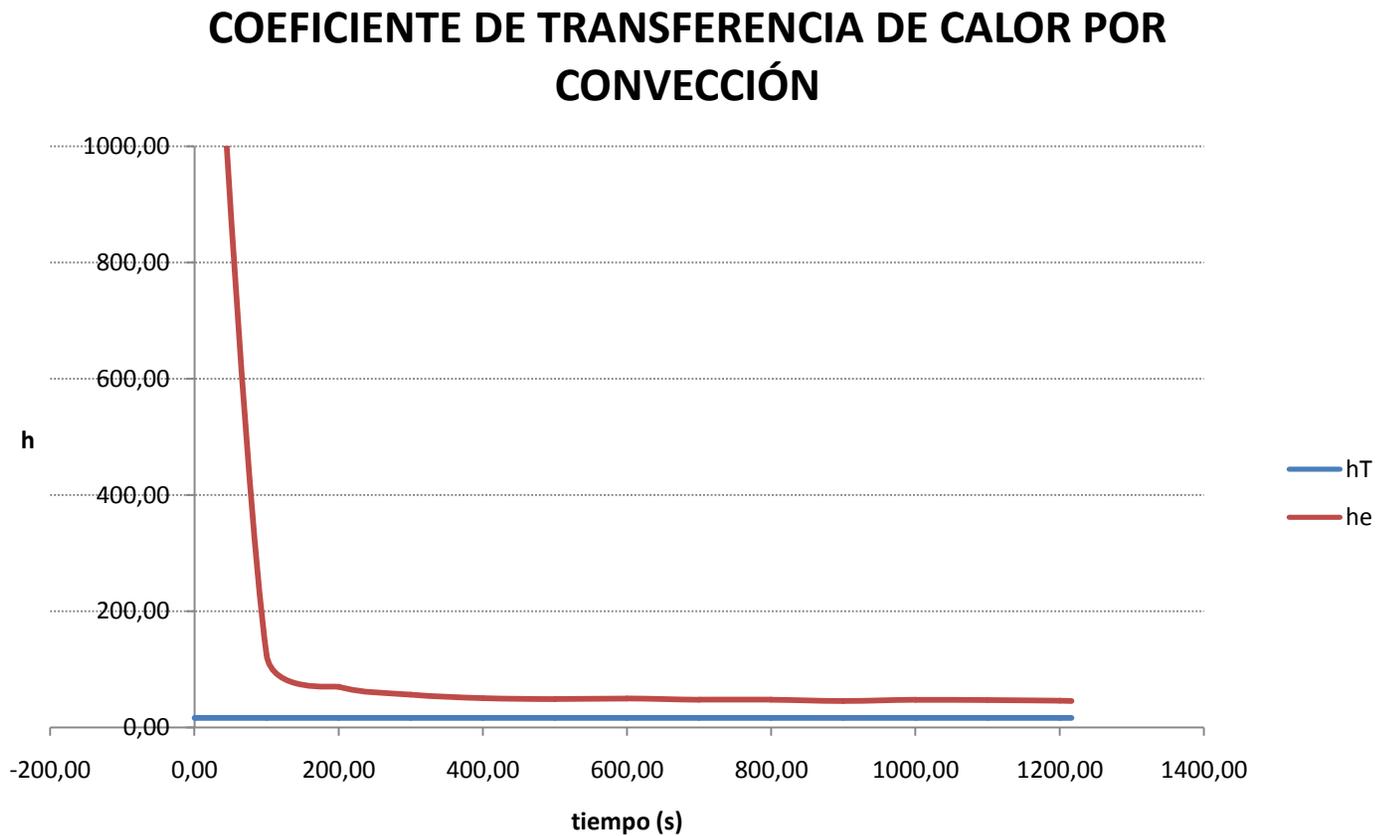
⁵⁸ GOMEZ C. y URIBE L. Op. cit., p. 45.

Figura 29. COMPORTAMIENTO DE LA PLACA PLANA EN EL EXPERIMENTO DE PRUEBA⁵⁹



⁵⁹ GOMEZ C. y URIBE L. Op. cit., p. 45.

Figura 30. COMPARACIÓN DEL COMPORTAMIENTO DEL COEFICIENTE DE CALOR POR CONVECCIÓN EXPERIMENTAL CON EL TEORICO DE LA PRUEBA CON LA PLACA PLANA⁶⁰



⁶⁰ GOMEZ C. y URIBE L. Op. cit., p. 45.

4.4 Análisis de resultados de las pruebas

De las graficas obtenidas de la toma de datos de temperatura contra tiempo se puede observar que para los tres casos, banco, cartucho y placa plana en el rango de 0 a 200 segundos se pasa de tener un comportamiento transitorio a tener un estado aproximadamente estable. Debido a que el área de los tubos expuesta al flujo es mayor entonces se puede observar que la transferencia de calor es más efectiva en la medida que mayor cantidad de energía es entregada en forma de calor al fluido. Es claro que para la potencia utilizada en esta prueba el cambio de temperatura no es considerable por lo cual se produce un delta muy pequeño. Esta puede ser causante del porcentaje de error que aparece de esta medición.

A diferencia del comportamiento del haz de tubos, el cartucho es menos efectivo en cuanto a la transferencia de calor, ya que el área superficial expuesta es menor. Para lograr que se produzca un cambio de temperatura considerable durante esta prueba es necesario que la temperatura de superficie del cartucho sea alta. Es posible que la razón por la cual el cartucho no entregue toda la potencia que se desea según el diseño sea debido a los materiales de fabricación de la resistencia probablemente no sean los más óptimos en desempeño.

En cuanto a las pruebas de la placa plana los resultados obtenidos son los de mejor desempeño ya que el área superficial expuesta al flujo es mayor y ambas caras están expuestas paralelamente al flujo. Una de las posibles causas de que en esta prueba se induzca un margen de error es por la consideración del punto de medición. Es decir que probablemente la temperatura en el punto de la placa o del cartucho en donde se está realizando la medición sea mas alta ya que la temperatura a no es uniforme a lo largo del área expuesta.

Si se necesitase un intercambio de calor en un tiempo corto, la configuración de banco de tubos es la más recomendable por que alcanza un tiempo de estabilización de temperatura más rápido que el intercambiador de tubo o placa plana.

Con la gráfica de temperaturas del banco de tubos figura 23, se muestra que con este montaje se pueden lograr transferencias de calor altas a temperaturas superficiales bajas, además que el montaje es muy eficiente y que los valores teóricos se acercan a los experimentales.

El comportamiento de la curva de temperatura de superficie en la figura 26, muestra que el cartucho aunque trabajando a potencia máxima tiene un tiempo de estabilización más alto que el banco de tubos.

Aunque en las figuras 23, 26 y 29 la curva T_s presente perturbaciones no quiere decir que la tendencia a estabilizarse de la resistencia no continúe con el transcurrir del tiempo, estas perturbaciones posiblemente se deban a que como se trabaja con corriente alterna podría haber ocurrido una disminución pequeña de carga que haya causado que la potencia cambie en el mismo instante.

En las figuras 24, 27 y 30, se observa una tendencia de porcentaje de error alto cuando se da inicio al proceso pero cuando el tiempo de prueba se acerca a 200 segundos la tendencia del porcentaje de error disminuye, este proceso se debe a que al principio la potencia consumida por las resistencias calefactoras se utiliza para aumentar su energía interna, pero cuando el proceso tiene a un estado estable, esta potencia se convierte en calor sensible del aire a un alto porcentaje.

5. CONCLUSIONES

- Es de gran facilidad encontrar estudios en relación a convección libre, pero en cuanto a convección forzada se trata, la investigación no tiene gran campo de desarrollo y que en el diseño y construcción o venta de equipos de laboratorio para el estudio de transferencia de calor por convección en nuestro medio no es de gran facilidad adquirir.
- Funcionalmente el BANCO DE CONVECCION es un equipo que mediante experimentos sencillos de realizar y de entender, presenta el fenómeno de la convección que es la esencia de este proyecto. Debido al alto costo de los equipos de medición electrónicos con los que cuenta el banco de GUNT se hizo necesario encontrar alternativas económicamente razonables y por tanto se adquirieron equipos de la industria nacional que aunque no arrojan resultados tan precisos, si permiten evidenciar el proceso de transferencia por convección, afianzar conceptos teóricos y ampliar la visión del estudiante para su vida profesional.
- Como resultado del desarrollo de este proyecto de grado se obtuvo un nuevo equipo para el laboratorio de transferencia que permite complementar conocimientos principalmente de convección, que son adquiridos a través teoría, posibilitando así que el estudiante de ingeniería

mecánica se relacione mejor con los procesos físicos en donde exista transferencia de calor por convección y que relacione estos procesos con algunas aplicaciones de tipo industrial.

- De las pruebas realizadas con cada elemento calefactor (figuras 24, 27 y 30) se puede determinar que sin importar la geometría del elemento la transferencia de calor alcanza condiciones de estado estable en valores cercanos a 200 segundos.
- Para la configuración n del ducto y cualquiera de las resistencias, se puede determinar experimentalmente que el porcentaje de error del equipo es del 60%, cuando los elementos calefactores alcanzan el estado estable.
- Por utilizar elementos eléctricos que funcionan con AC se pueden presentar perturbaciones en la entrega calor del elemento calefactor al medio debido a algunos picos de voltaje que se puedan presentar en cualquier momento (ver figuras 23, 26 y 29).
- Durante el diseño y construcción del BANCO DE CONVECCION se puede mostrar la importancia de relacionar distintas disciplinas de la ingeniería como la mecánica de fluidos, la instrumentación industrial y la transferencia de calor para hacer un buen complemento que permita una concepción clara del camino y alcanzar los objetivos requeridos.

- Los resultados del diseño logran verse afectados por las limitaciones económicas y de tecnología con que se dispongan durante el proceso de construcción y que terminan siendo parte importante a la hora de producir márgenes de error dentro de los resultados.
- Durante el proceso de diseño una de las limitantes de mayor consideración fue el hecho de que los fabricantes de cartuchos resistivos a quienes se les hizo la compra, no estaban en la capacidad hacer un cartucho con un diámetro mayor al de 1", cuyas dimensiones no permiten durante el proceso de pruebas evidenciar de la mejor manera los cambios de temperatura a través del ducto. Esto se observa en la grafica de resultados (figura 26) de temperatura contra tiempo.
- Durante el proceso de pruebas se observó que si el haz de tubos trabajaba con la máxima potencia (100W cada tubo) la temperatura se incrementa de manera muy rápida hasta llegar a su temperatura de estabilización, y de esta manera no es posible apreciar de la mejor manera el comportamiento de las temperaturas censadas en el ducto. Por se realizaron pruebas con la mitad de la potencia para el haz de tubos, obteniendo como resultado un comportamiento mas propicio para el análisis.

6. RECOMENDACIONES

- La manipulación de los sensores PT100 debe hacerse de la manera mas cuidadosa posible, ya que estos son elementos bastante sensibles y que si son sometidos a algún tipo de golpe o fuerte vibración podría averiarse y empezar a sensar datos con un gran margen de error o incluso dejar de funcionar.
- Para metrología en ingeniería es de gran importancia e influencia contar con equipos calibrados para no introducir márgenes de error que conlleven a subdimensionamientos o sobredimensionamientos de cualquier dispositivo o máquina que se diseñe y construya, generando algún factor económico desfavorable.
- En el proceso de pruebas se halló que para obtener resultados óptimo de medición de temperatura, se recomienda que las PT100 deben quedan a no menos de 3mm de distancia del punto donde se quiere medir temperatura, para medir temperatura en líquidos o cualquier fluido, el bulbo de la PT100 puede ser sumergido en un líquido o cualquier fluido sin que corra riesgo de daño alguno. Se debe tener en cuenta que se debe conservar el rango permitido de temperatura para cada sensor particular.

- Elaborar un plan de revisión para que sea aplicado anualmente, en donde se realicen pruebas para determinar si los equipos de medición se encuentran trabajando adecuadamente y no presentan un nivel de incertidumbre muy alto. Esto podría ser utilizado tanto en las Pt100 como en el anemómetro.
- Para evitar accidentes o daño en cualquiera de las partes del BANCO DE CONVECCION se recomienda seguir los pasos sugeridos en la guía de laboratorio (anexo B), además de seguir un patrón de desarrollo de las prácticas a realizar.
- Para evitar introducir nuevos márgenes de error se recomienda que las prácticas con el banco de pruebas no se realicen mientras se mantiene encendido el aire acondicionado, por que variables como la temperatura ambiente tendrán un cambio considerable que pondría a detallar nuevamente las propiedades termofísicas del fluido.
- Solo conectar los elementos calefactores a la toma corriente asignado para ellos, ya que en cualquier otro no se obtendrían los rangos de potencia esperados para realizar las pruebas, además de causar una sobre carga debido a la alta potencia que maneja el banco de tubos.

BIBLIOGRAFIA

[1] SOLÉ, Antonio C. Instrumentación Industrial. Barcelona: Alfaomega Grupo Editor, 1997.

[2] INCROPERA, Frank p. Fundamentos de transferencia de calor. México: Prentice Hall, 1999.

[3] HOLMAN, J.P. Transferencia de calor. México: McGraw Hill, 1999.

[4] KERN, Donald Q. Procesos de transferencia de calor. México: Editorial Continental, 1999.

[5] LIENHARD, Jhon H. A heat transfer text book. Phlogiston Press: Massachusetts, 2002.

[6] MATAIX, Claudio. Mecánica de fluidos y maquinas hidráulicas. Madrid: Ediciones del castillos S.A, 1993.

[7] HARLEMAN, Donald R. Dinámica de fluidos. México: Editorial trillas, 1975.

[8] CRANE. En válvulas, casorios y tuberías. México: McGraw-Hill.

[9] LEVENSPEIL, O. Flujo de fluidos e intercambio de calor. Barcelona: Editorial Reverte S.A, 1993.

[10] SHAMES, Irving H. Mecánica de fluidos. Santa Fe de Bogota: McGraw-Hill, 1995.

[11] GUNT, Hamburg, Equipos para la educación en Ingeniería:
http://www.gunt.de/static/s3683_3.php?p1=&p2=&pN=.

[12] SANCHEZ, Jaime A. Diseño de pruebas de un equipo demostrativo de convección natural en la superficie externa de cilindros inclinados calentados con condición de frontera de flujo de calor por unidad de área constante. Revista Tecnológica, Vol. 17, 2004.

[13] VIANCHA, Luis Carlos. Diseño, construcción y experimentación como modelo para estudios de transferencia de calor por convección natura al aire. Tesis de grado, Universidad Industrial de Santander: Tesis de grado, 1975.

ANEXOS

ANEXO A. Tablas para caracterizar una RTD PT100

Cómo medir una temperatura con una PT100 y un ohmímetro:

Medir con el ohmímetro la resistencia de la Pt100.

Si se conoce la resistencia de los cables, restársela a lo medido y con este valor buscar la temperatura en la tabla.

Por ejemplo:

Se tiene un Pt100 que mide 137.5 ohms en los terminales.

Se sabe que cada cable tiene 1.5 ohms y el par tiene 3 ohms, entonces la resistencia de la PT100 sin la de los cables es 134.5 ohms, en la tabla se encuentra que esta resistencia corresponde a un poco más de 89 °C.

PT 100 ohms	°C	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
-190		22.78	22.35	21.93	21.50	21.08	20.66	20.23	19.81	19.38	18.96
-180		27.01	26.59	26.17	25.74	25.32	24.90	24.47	24.05	23.63	23.20
-170		31.24	30.81	30.39	29.97	29.55	29.13	28.70	28.28	27.86	27.44
-160		35.45	35.03	34.61	34.19	33.77	33.34	32.92	32.50	32.08	31.66
-150		39.65	39.23	38.81	38.39	37.97	37.55	37.13	36.71	36.29	35.87
-140		43.78	43.37	42.96	42.54	42.13	41.72	41.30	40.89	40.48	40.06
-130		47.90	47.49	47.08	46.67	46.26	45.85	45.43	45.02	44.61	44.20
	°C	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9

°C	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
-120	52.01	51.60	51.19	50.78	50.37	49.96	49.55	49.14	48.73	48.32
-110	56.11	55.70	55.29	54.88	54.48	54.07	53.66	53.25	52.84	52.43
-100	60.20	59.79	59.38	58.98	58.57	58.16	57.75	57.34	56.93	56.52
-90	64.23	63.83	63.43	63.02	62.62	62.22	61.81	61.41	61.01	60.60
-80	68.25	67.85	67.45	67.05	66.65	66.25	65.84	65.44	65.04	64.64
-70	72.26	71.86	71.46	71.06	70.66	70.26	69.86	69.46	69.06	68.66
-60	76.26	75.86	75.46	75.06	74.67	74.27	73.87	73.47	73.07	72.67
-50	80.25	79.85	79.45	79.06	78.66	78.26	77.86	77.46	77.06	76.66
-40	84.22	83.83	83.43	83.03	82.64	82.24	81.84	81.44	81.05	80.65
-30	88.18	87.79	87.39	87.00	86.60	86.21	85.81	85.41	85.02	84.62
-20	92.13	91.74	91.35	90.95	90.56	90.16	89.77	89.37	88.98	88.58
-10	96.07	95.68	95.29	94.89	94.50	94.11	93.71	93.32	92.92	92.53
0	100.00	99.61	99.22	98.82	98.43	98.04	97.65	97.25	96.86	96.47
0	100.00	100.39	100.78	101.17	101.56	101.95	102.34	102.73	103.12	103.51
10	103.90	104.29	104.68	105.07	105.46	105.85	106.24	106.63	107.02	107.41
20	107.79	108.18	108.57	108.96	109.35	109.74	110.12	110.51	110.90	111.29
30	111.67	112.06	112.45	112.84	113.22	113.61	114.00	114.38	114.77	115.16
40	115.54	115.93	116.32	116.70	117.09	117.47	117.86	118.24	118.63	119.01
50	119.40	119.78	120.17	120.55	120.94	121.32	121.71	122.09	122.48	122.86
60	123.24	123.63	124.01	124.39	124.78	125.16	125.54	125.93	126.31	126.69
70	127.07	127.46	127.84	128.22	128.60	128.99	129.37	129.75	130.13	130.51
80	130.89	131.28	131.66	132.04	132.42	132.80	133.18	133.56	133.94	134.32
90	134.70	135.08	135.46	135.84	136.22	136.60	136.98	137.36	137.74	138.12
100	138.50	138.88	139.26	139.64	140.02	140.40	140.77	141.15	141.53	141.91
110	142.29	142.67	143.04	143.42	143.80	144.18	144.55	144.93	145.31	145.69
120	146.06	146.44	146.82	147.19	147.57	147.95	148.32	148.70	149.07	149.45
130	149.83	150.20	150.58	150.95	151.33	151.70	152.08	152.45	152.83	153.20
140	153.58	153.95	154.33	154.70	155.08	155.45	155.83	156.20	156.57	156.95
150	157.32	157.69	158.07	158.44	158.81	159.19	159.56	159.93	160.30	160.68
160	161.05	161.42	161.79	162.16	162.53	162.91	163.28	163.65	164.02	164.39
170	164.76	165.13	165.50	165.88	166.25	166.62	166.99	167.36	167.73	168.10
180	168.47	168.84	169.21	169.58	169.95	170.31	170.68	171.05	171.42	171.79
190	172.16	172.53	172.90	173.26	173.63	174.00	174.37	174.74	175.10	175.47

200	175.84	176.21	176.58	176.94	177.31	177.68	178.04	178.41	178.78	179.14
210	179.51	179.88	180.24	180.61	180.98	181.34	181.71	182.07	182.44	182.81
220	183.17	183.54	183.90	184.27	184.63	185.00	185.36	185.73	186.09	186.45
230	186.82	187.18	187.55	187.91	188.27	188.64	189.00	189.37	189.73	190.09
240	190.46	190.82	191.18	191.54	191.91	192.27	192.63	192.99	193.36	193.72
250	194.08	194.44	194.80	195.17	195.53	195.89	196.25	196.61	196.97	197.33
260	197.69	198.05	198.41	198.77	199.14	199.50	199.86	200.22	200.58	200.94
270	201.29	201.65	202.01	202.37	202.73	203.09	203.45	203.81	204.17	204.53
280	204.88	205.24	205.60	205.96	206.32	206.68	207.03	207.39	207.75	208.11
290	208.46	208.82	209.18	209.53	209.89	210.25	210.60	210.96	211.32	211.67
300	212.03	212.39	212.74	213.10	213.45	213.81	214.16	214.52	214.88	215.23
310	215.59	215.94	216.29	216.65	217.00	217.36	217.71	218.07	218.42	218.77
320	219.13	219.48	219.84	220.19	220.54	220.90	221.25	221.60	221.96	222.31
330	222.66	223.01	223.37	223.72	224.07	224.42	224.77	225.13	225.48	225.83
340	226.18	226.53	226.88	227.24	227.59	227.94	228.29	228.64	228.99	229.34
350	229.69	230.04	230.39	230.74	231.09	231.44	231.79	232.14	232.49	232.84
360	233.19	233.54	233.89	234.23	234.58	234.93	235.28	235.63	235.98	236.32
370	236.67	237.02	237.37	237.72	238.06	238.41	238.76	239.11	239.45	239.80
380	240.15	240.49	240.84	241.19	241.53	241.88	242.23	242.57	242.92	243.26
390	243.61	243.95	244.30	244.65	244.99	245.34	245.68	246.03	246.37	246.72
400	247.06	247.40	247.75	248.09	248.44	248.78	249.12	249.47	249.81	250.16
410	250.50	250.84	251.19	251.53	251.87	252.21	252.56	252.90	253.24	253.58
420	253.93	254.27	254.61	254.95	255.29	255.64	255.98	256.32	256.66	257.00
430	257.34	257.68	258.02	258.37	258.71	259.05	259.39	259.73	260.07	260.41
440	260.75	261.09	261.43	261.77	262.11	262.45	262.78	263.12	263.46	263.80
450	264.14	264.48	264.82	265.16	265.49	265.83	266.17	266.51	266.85	267.18
460	267.52	267.86	268.20	268.53	268.87	269.21	269.54	269.88	270.22	270.55
470	270.89	271.23	271.56	271.90	272.24	272.57	272.91	273.24	273.58	273.91
480	274.25	274.58	274.92	275.25	275.59	275.92	276.26	276.59	276.93	277.26
490	277.60	277.93	278.26	278.60	278.93	279.26	279.60	279.93	280.26	280.60
500	280.93	281.26	281.60	281.93	282.26	282.59	282.93	283.26	283.59	283.92
510	284.25	284.58	284.92	285.25	285.58	285.91	286.24	286.57	286.90	287.23
°C	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9

ANEXO B. MANUAL DE LABORATORIO



**LABORATORIO DE TRANSFERENCIA DE CALOR
UNIVERSIDAD PONTIFICIA BOLIVARIA SECCIONAL BUCARAMANGA**

CONTENIDO

	Pág.
INTRODUCCION	124
1.DESCRIPCIÓN DEL EQUIPO	125
1.1 COMPONENTES Y ACCESORIOS DEL EQUIPO.....	125
1.2 PUESTA EN MARCHA.....	126
2.NORMAS DE SEGURIDAD	128
2.1 Peligro de lesiones	128
2.2 Peligro de daño del equipo o alguno de sus componentes.....	128
3.MARCO TEORICO	129
3.1 Flujo local de calor.....	129
3.2 La cifra Reynolds.....	129
3.3 El número de Nusselt.....	130
4.EXPERIMENTOS	131
5.FICHA TÉCNICA	132
5.1 Ducto	132
5.2 Elementos calefactores.....	132
BIBLIOGRAFIA.....	134
ANEXOS.....	135
Tabla 1. Propiedades termofísicas del aire.	135
Tabla 2. Comparación entre anemómetro calibrado y el EA-200	136

INTRODUCCION

En Ingeniería Mecánica un campo de gran importancia es la transmisión o transferencia de energía en forma de calor, industrialmente se aplican las tres formas de transferencia de calor que son: Conducción, Radiación y Convección que es el eje de ésta práctica de laboratorio.

La transferencia de calor por convección se divide en convección libre y forzada, este equipo y fue diseñado para realizar prácticas por convección forzada, lo que no significa que no pueda servir para prácticas de convección libre, pero se le tendrían que realizar unos pequeños ajustes.

Para convección forzada, el fluido se calienta al hacer contacto con el elemento calefactor, este fluido es forzado a circular por el ducto con ayuda de un ventilador que realiza tiro forzado.

El ***BANCO DE PRUEBAS PARA DETERMINAR COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONVECCION PROMEDIO***, fue diseñado y construido para calcular coeficientes de convección, cantidad de calor y potencia disipados, los datos para estos cálculos son hallados de forma experimental y seguramente introducirán algún porcentaje de error.

Debido a las distintas configuraciones de los elementos calefactores y de la variabilidad tanto de la potencia disipada como de la velocidad del ventilador, es posible visualizar el proceso de convección y saber qué o cuál tipo de aplicación industriales tenga, por medio de un programa de PC es posible realizar un monitoreo de las pruebas realizadas y de variar el proceso en el momento que se desee.

En esta guía se muestran primero algunos fundamentos teóricos y luego se presentan algunos pasos y recomendaciones para llevar a cabo las pruebas y mediciones.

1. DESCRIPCIÓN DEL EQUIPO

1.1 COMPONENTES Y ACCESORIOS DEL EQUIPO



DUCTO O TUNEL

Con una sección transversal de 16cmx16cm y una longitud de 1m, a través de él pasa el aire introducido por el ventilador. Los elementos calefactores se sujetan en la tapa mediante tornillos con tuerca de mariposa.



ELEMENTO DE CARTUCHO O TUBO

Elemento calefactor, tiene 1in de diámetro y una longitud de 15 cm, alcanza una potencia máxima de 100W.



BANCO DE TUBOS

Arreglo escalonado, tiene un número total de 16 tubos, con una longitud de 15 cm, diámetro de 1/2in, ST=1,09in y SL= 0,89in, suma una potencia máxima de 1600W.



ELEMENTO DE PLACA PLANA

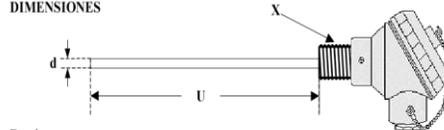
Elemento calefactor, con longitud de referencia $l=18\text{cm}$, ancho $b=15\text{cm}$, con potencia máxima de 100W.



VENTILADOR FULLTECH UF15P

Con velocidad graduable, sirve para obligar a aire a fluir por el ducto. Ver ficha técnica.

DIMENSIONES



Donde:
d = diámetro del bulbo
U = largo del bulbo

SENSOR DE TEMPERATURA RTD

3 RTD tipo PT100, con una rango de medición de temperatura de 0-500°C, con una diámetro de 1/8 de pulgada y una longitud de 8cm, utilizados para medir temperatura en la entrada, en la superficie y en la salida del ducto respectivamente.



TERMOANEMOMETRO ERASMUS EA-200

Utilizado para medir la velocidad del aire, con un rango de medición entre 1-35m/s.

1.2 PUESTA EN MARCHA

El equipo está diseñado para que sea instalado en una superficie plana, permitiendo que pueda ser accesible y observable cualquier componente o accesorio. Los cables de las PT100 tienen una longitud máxima de 2m, distancia máxima entre el equipo y el PC de adquisición de datos.

El Banco debe ubicarse en una superficie sólida y lisa, asimismo, es necesario comprobar que el sitio de instalación sea cómodo para poder quitar y poner los elementos sin algún problema. Igualmente, se debe comprobar que sea un espacio donde no se obstruya la entrada y la salida del aire, para no tener resultados inexplicables.

Para la instalación del equipo se deben seguir los siguientes pasos:

- ✓ El Banco debe conservar únicamente como punto de apoyo la parte baja de la base.
- ✓ La entrada y salida de aire no pueden ser obstruidas para no afectar el flujo de aire.
- ✓ El ventilador y los elementos calefactores se debe conectar a una alimentación de corriente alterna de 120V a 60Hz, la conexión se debe hacer por medio de un enchufe, no conectar puntas de cable directamente a la alimentación de corriente.

2. NORMAS DE SEGURIDAD

Para interactuar con el **BANCO DE PRUEBAS PARA DETERMINAR COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONVECCIÓN PROMEDIO**, se deben tener en cuenta algunos aspectos de seguridad que se enuncian a continuación:

2.1 Peligro de lesiones

- ✓ Precaución al retirar o instalar los elementos calefactores. Peligro de descarga eléctrica por mala manipulación.
- ✓ No destapar las tapas de la alimentación de los elementos calefactores, evite una posible descarga eléctrica.
- ✓ PELIGRO, no tocar las piezas calefactores luego de realizar las pruebas, tampoco colocarlas cerca o sobre algún elemento termosensible, inflamable o combustible.
- ✓ Utilizar guantes como elemento de protección para el desmontaje de las piezas calientes, tenga en cuenta que el ducto también se puede calentar y es mejor no acercarse a él mientras se estén haciendo las experiencias.
- ✓ No meter los dedos a la salida del canal de aire, podrían presentarse cortes con las aspas del ventilador.

2.2 Peligro de daño del equipo o alguno de sus componentes

- ✓ Evitar conectar los componentes eléctricos a una alimentación distinta a la aconsejada por el fabricante, 120V a 60Hz.
- ✓ Las PT100 son sensibles a los golpes bruscos, evitar golpear el equipo o producir una caída del mismo.
- ✓ Tener en cuenta que en el sitio de laboratorio solo hay un enchufe habilitado para el funcionamiento del equipo, usar uno distinto podría no producir la potencia esperada para las pruebas.
- ✓ El termopar debe ser tratado con cuidado y evitar golpes, tampoco se debe tocar el termopar ya que tiene una sensibilidad alta.

3. MARCO TEORICO

3.1 Flujo local de calor

Se tiene un fluido a una temperatura T_{∞} , se obliga a que este fluido pase sobre una superficie de área A_s y temperatura uniforme T_s , si se cumple que $T_s \neq T_{\infty}$, ocurrirá transferencia de calor por convección. El flujo de calor en un área definida se delimita por la siguiente ecuación:

$$Q = hA_s(T_{s_{cal}} - T_{\infty})$$

Como es un proceso cambiante con el tiempo, se necesitan conocer algunas propiedades del fluido, estas propiedades varían a la par con la temperatura a través de la capa límite, esta variación se denomina temperatura media de capa límite T_f o también llamada temperatura de película.

$$T_f = \frac{T_{\infty} + T_s}{2}$$

En el banco de tubos a medida que el fluido avanza se mueve por éste, hay un cambio grande de temperatura, al calcular la transferencia de calor, estaría sobredimensionada al utilizar la relación $\Delta T = T_0 - T_{\infty}$. En la misma proporción que el fluido se mueve por el banco de tubos, su temperatura se aproxima a T_0 y ΔT disminuye, para éste caso es necesario utilizar la diferencia de temperatura media logarítmica.

$$\Delta T_{m_L} = \frac{(T_s - T_i) - (T_s - T_o)}{\ln \frac{(T_s - T_i)}{(T_s - T_o)}}$$

A esta temperatura es que deben evaluarse las propiedades del fluido que se muestran en la siguiente tabla 1 contenida en el anexo.

3.2 La cantidad Reynolds

La transmisión de calor no solo depende del diferencial de temperatura o del material del intercambiador de calor, hay un factor muy importante que es la velocidad del fluido de inundación, esta velocidad se caracteriza por presentar dos formas de inundación:

- ✓ Flujo Laminar
- ✓ Flujo turbulenta

Existe inundación laminar cuando la velocidad es reducida, desafortunadamente para la transferencia de calor, el aire presenta propiedades aislantes, cuando la inundación es turbulenta las partículas se separan de las paredes debido a la alta velocidad, formando torbellinos que acercan partículas de la superficie del intercambiador mas alejadas y aún mas frías, y al mismo tiempo alejan las partículas ya calientes. Para conocer si existe inundación laminar o turbulenta se debe determinar la cifra de Reynolds, que se define por la siguiente relación:

$$Re_{D_{max}} \equiv \frac{\rho V_{max} d}{\mu}, \text{ para haces de tubos.}$$

$$Re = \frac{ul}{\nu}, \text{ para placa plana.}$$

3.3 El número de Nusselt

Este número proporciona una medida de la transferencia de calor por convección que ocurre en la superficie, es diferente para cada geometría y se define respectivamente así:

$$Nu = 0.664 Re^{\frac{1}{2}} Pr^{\frac{1}{3}}, \text{ para placa plana.}$$

$$Nu = 0.3 + \frac{0.62 Re_D^{\frac{1}{2}} Pr^{\frac{1}{3}}}{\left[1 + \left(\frac{0.4}{Pr}\right)^{\frac{2}{3}}\right]^{\frac{1}{4}}} \left[1 + \left(\frac{Re_D}{282000}\right)^{\frac{5}{8}}\right]^{\frac{4}{5}}, \text{ para cilindro o tubo.}$$

$$Nu_D|_{(N_L < 20)} = C_2 Nu_D|_{(N_L \geq 20)}; Nu_D = C Re_{D_{max}}^m Pr^{0.36} \left(\frac{Pr}{Pr_s}\right)^{\frac{1}{4}}, \text{ para banco de tubos.}$$

Sabiendo el número de Nusselt, se puede encontrar el coeficiente de de convección local h y entonces se calcula el flujo de calor local a partir de la ecuación de flujo de calor. Seguidamente se muestran las ecuaciones para hallar el coeficiente de transferencia de calor por convección promedio.

$$h = \frac{Nuk}{d}, \text{ para tubos.}$$

$$h = \frac{Nuk}{l}, \text{ para placa plana.}$$

4. EXPERIMENTOS

La experiencia se puede hacer de dos maneras distintas, la primera es con cada termoresistencia a temperatura ambiente, ponerla dentro del ducto de ventilación e iniciar el proceso, y la segunda es precalentar las resistencias antes de introducirla dentro del ducto de ventilación e iniciar de la misma manera el proceso de monitoreo.

Con cualquiera de los dos métodos que se prefiera, se deben seguir los mismos pasos que se enumeran a continuación:

1. Con el variador definir la velocidad del fluido en el proceso, para no introducir factores de error se aconseja escoger solo valores de velocidad que contenga la tabla 2 que está en el anexo, para cada velocidad tomada con el EA-200, es necesario restarle el delta de comparación con el AM-4206 calibrado.
2. Iniciar el programa de adquisición de datos.
3. Definir el tipo de elemento calefactor que se quiere experimentar, conectarlo a la fuente de alimentación y fijar la potencia con que se quiere hacer la prueba, recuerde que los tres elementos calefactores no pueden exceder una potencia de 100W.
4. Introducir propiedades termofísicas del aire necesarias para el monitoreo del proceso.
5. Iniciar el monitoreo del proceso.
6. Recuerde que cada configuración de elementos calefactores tiene un tiempo mínimo de estabilización de 20 minutos.
7. Interpretación de datos.
8. Conclusiones.

Nota: El banco de tubos está en capacidad de disipar 1600W, se aconseja trabajar con la mitad de la potencia máxima para poder observar el proceso sin cambios bruscos.

5. FICHA TÉCNICA

5.1 Ducto

Geometría del Elemento del Ducto			
Nombre	Valor	Símbolo	Unid.
Alto	1	H	m
Lado	0,16	L,	m
Sección Transversal de Inundación	0,0256	A	m ²

5.2 Elementos calefactores

Geometría del Elemento Calefactor Banco de Tubos			
Nombre	Valor	Símbolo	Unid.
Longitud de la superficie de referencia	0,15	L	m
Diámetro	0,012700025	d	m
Área superficial	0,00598476	As	m ²
Separación transversal	0,027700025	S _T	m
Separación longitudinal (entre los centros de los tubos)	0,022700025	S _L	m
Separación diagonal	0,03096957	S _D	m
<i>Numero total de tubos</i>	16	N	NA
<i>Número de tubos en el plano transversal</i>	4	N _T	NA
Numero de líneas	4	N _L	NA

Geometría del Elemento Calefactor Tubo			
Nombre	Valor	Símbolo	Unid.
Longitud de la superficie de referencia	0,15	l	m
Diámetro	0,025400051	d	m
Área superficial	0,01196952	As	m ²

Geometría del Elemento Calefactor Placa Plana			
Nombre	Valor	Símbolo	Unid.
Longitud de la superficie de referencia	0,18	l	m
Ancho	0,15	b	m
Área superficial	0,054	As	m ²

BIBLIOGRAFIA

INCROPERA, Frank P. Fundamentos de transferencia de calor. Naucalpan de Juárez Edo. De México 1999, 912p.

KERN, Donald Q. Procesos de transferencia de calor. México 1999. 981p.

HOLMAN, J.P. Transferencia de calor. México 1999. 667p.

ANEXOS

Anexo A. Tabla 1. Propiedades termofísicas del aire.

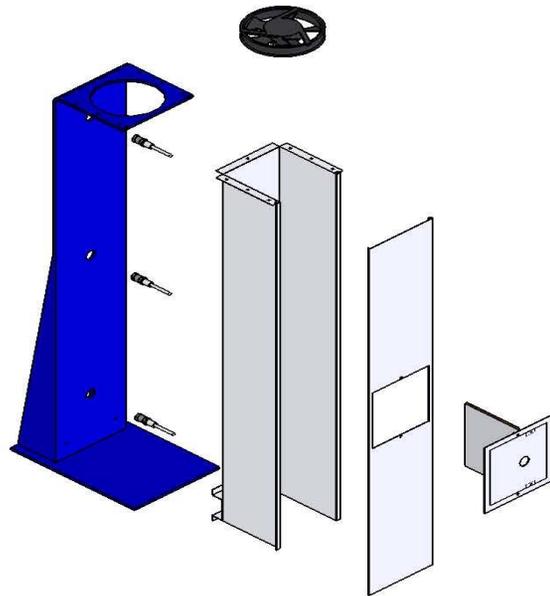
<i>Temperatura</i> T [K]	<i>Densidad</i> ρ [Kg/m ³]	<i>Calor Especifico</i> Cp [kJ/Kg.K]	<i>Viscosidad Dinámica</i> μ x10 ⁻⁷ [N.s/m ²]	<i>Viscosidad Cinemática</i> ν x10 ⁻⁶ [m ² /s]	<i>Conductividad térmica</i> k [W/m.K]	<i>Número de Prandtl</i> Pr
100	3,5562	1,032	71,1	2,000	9,340	0,786
150	2,3364	1,012	103,4	4,426	13,800	0,758
200	1,7458	1,007	132,5	7,590	18,100	0,737
250	1,3947	1,006	159,6	11,440	22,300	0,720
300	1,1614	1,007	184,6	15,890	26,300	0,707
350	0,995	1,009	208,2	20,920	30,000	0,700
400	0,8711	1,014	230,1	26,410	33,800	0,690
450	0,744	1,021	250,7	32,390	37,300	0,686
500	0,6964	1,030	270,1	38,790	40,700	0,684

Anexo B. Tabla 2. Comparación entre anemómetro calibrado y el EA-200

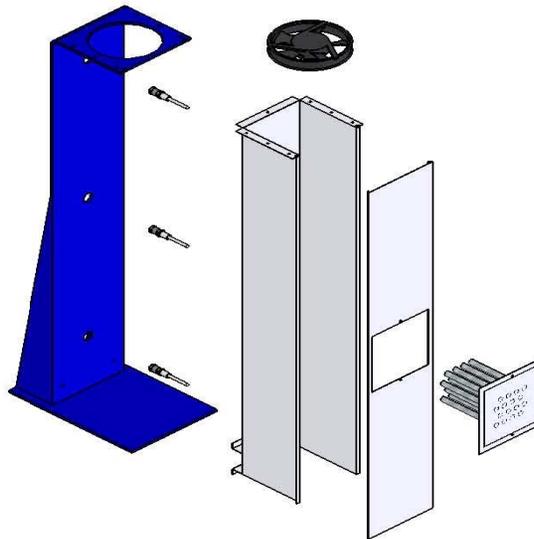
ERASMUS EA-200		DIGITAL INSTRUMENTS LUTRON AM-4206	DELTA DE VELOCIDAD ENTRE EL EA-200 Y EL AM-4206
MEDICIÓN	VELOCIDAD	VELOCIDAD	VELOCIDAD
1	1,15	1,29	-0,051
2	1,8	1,73	0,021
3	2,35	2,22	0,093
4	2,5	2,46	0,165
5	2,8	2,68	0,237
6	3,3	3,2	0,309
7	4	3,36	0,381
8	4,5	4,02	0,453
9	5,5	4,92	0,525
10	6,2	5,24	0,597
11	6,4	5,52	0,669
12	7	6,37	0,741
13	7,2	6,62	0,813
14	7,8	6,93	0,885
15	8,2	7,38	0,957

Anexo C. PLANOS DEL EQUIPO

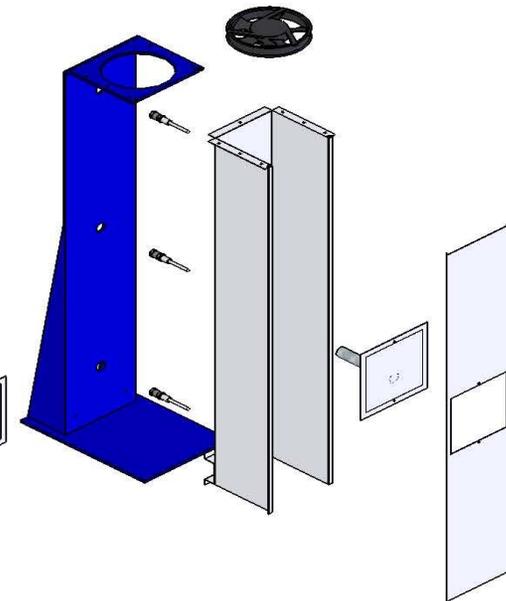
Explosionado Placa Plana



Explosionado Banco de Tubos



Explosionado Cilindro



Esc. 1:12

Dibujó: Carlos Gomez
Luciano Uribe

Fecha:

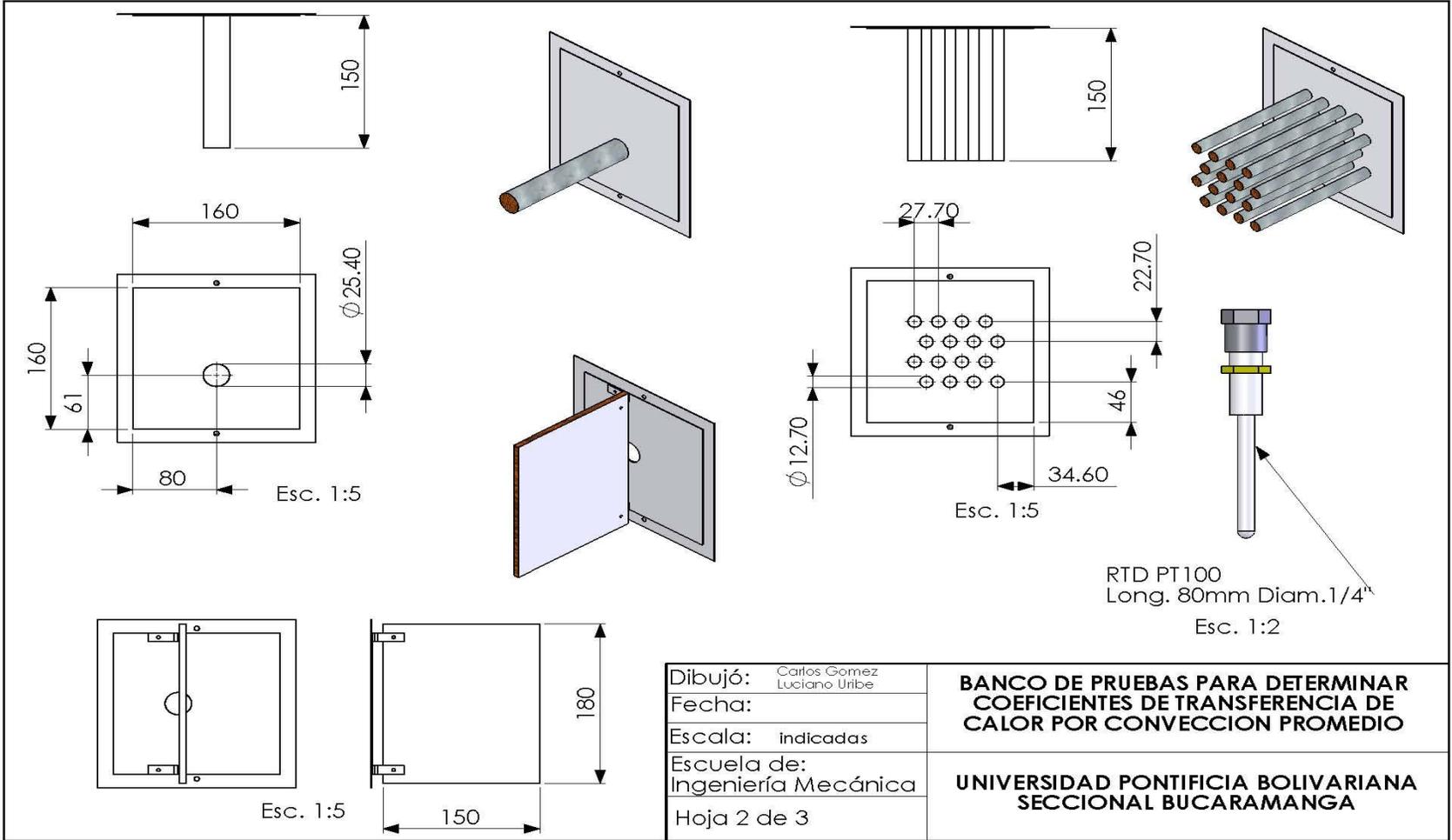
Escala: indicadas

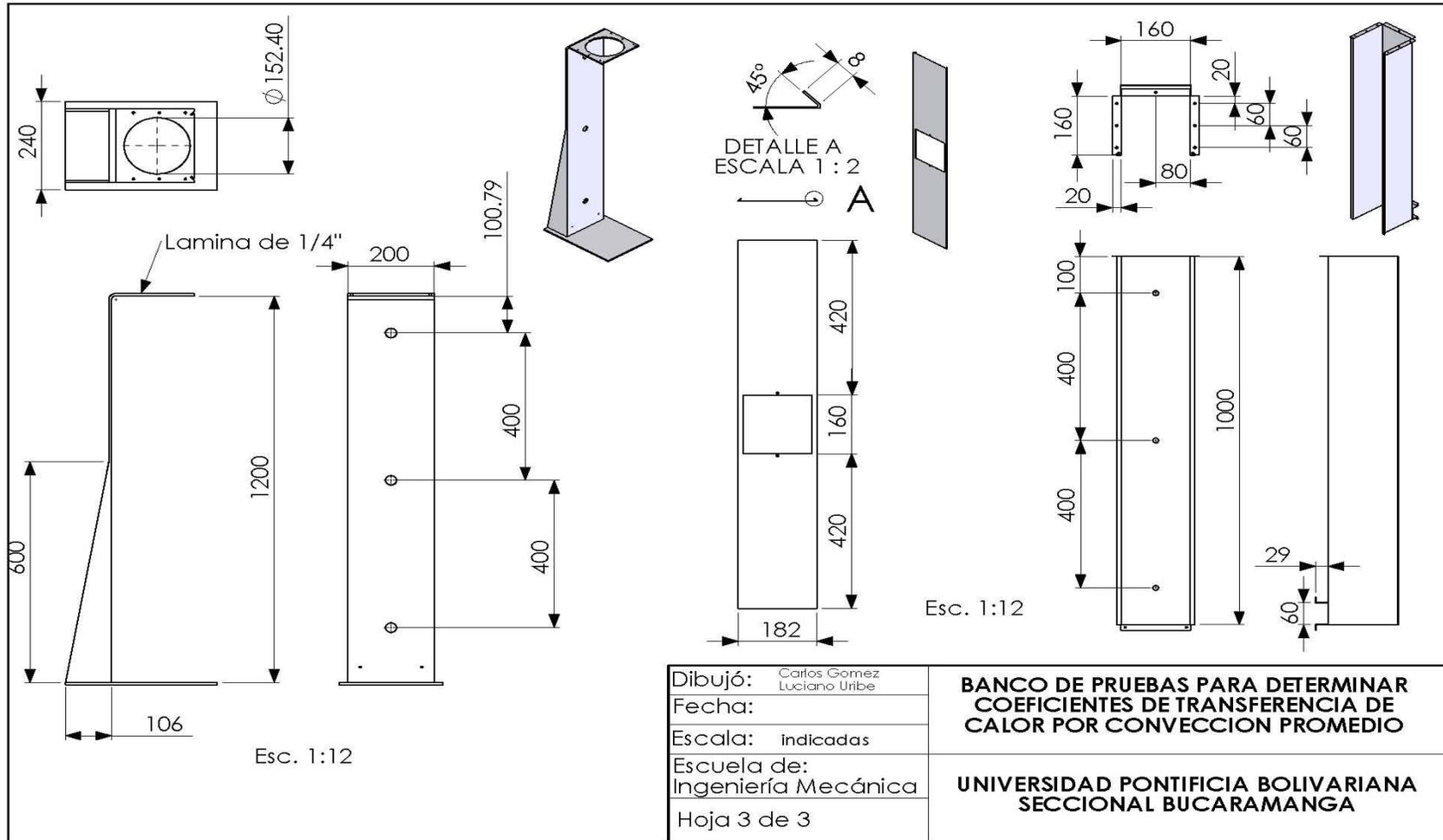
Escuela de:
Ingeniería Mecánica

Hoja 1 de 3

**BANCO DE PRUEBAS PARA DETERMINAR
COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE
CALOR POR CONVECCION PROMEDIO**

**UNIVERSIDAD PONTIFICIA BOLIVARIANA
SECCIONAL BUCARAMANGA**

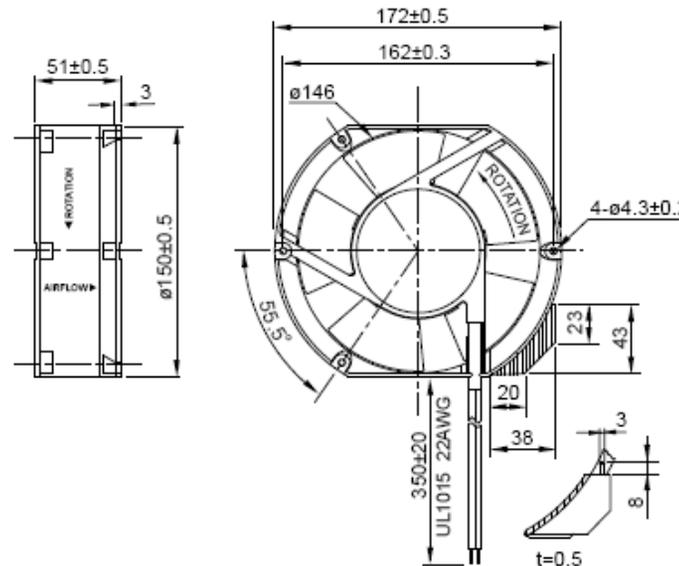
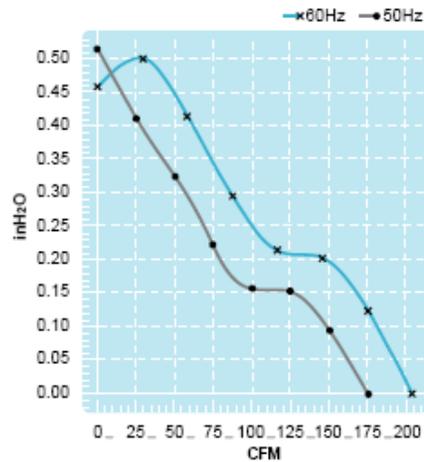




Anexo D. FICHA TÉCNICA DEL VENTILADOR UF15P11

UF15P Series

Size □ 172 x 150 x 51
Unit : mm



Terminal or Lead Wire Type

Impedance Protection

Spec. Model	Rated Voltage V	Frequency Hz	Input Power W	Rated Current A	Locked Current A	Speed RPM	Maximum Air Flow m ³ /min.	Maximum Air Flow CFM	Maximum Pressure mmH ₂ O	Maximum Pressure InchH ₂ O	Noise dB	Weight kg
UF15P11-H	115V	50	32	0.43	0.51	2750	4.8	170	10.5	0.42	50	0.9
		60	28	0.36	0.45	3100	5.5	195	9.5	0.38	55	
UF15P23-H	230V	50	35	0.23	0.29	2750	4.8	170	10.5	0.42	50	0.9
		60	30	0.18	0.25	3100	5.5	195	9.5	0.38	55	