



Universidad de San Carlos de Guatemala
Facultad de Ingeniería
Escuela de Ingeniería Química

DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DE EQUIPO DIDÁCTICO PARA EL ESTUDIO DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONVECCIÓN FORZADA EXTERNA, A TRAVÉS DE TRES GEOMETRÍAS, EN EL LABORATORIO DE OPERACIONES UNITARIAS DE LA FACULTAD DE INGENIERÍA DE LA UNIVERSIDAD DE SAN CARLOS DE GUATEMALA

María José Solares Miranda

Asesorado por el Ing. Jorge Emilio Godínez Lemus

Guatemala, enero de 2018

UNIVERSIDAD DE SAN CARLOS DE GUATEMALA



FACULTAD DE INGENIERÍA

DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DE EQUIPO DIDÁCTICO PARA EL ESTUDIO DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONVECCIÓN FORZADA EXTERNA, A TRAVÉS DE TRES GEOMETRÍAS, EN EL LABORATORIO DE OPERACIONES UNITARIAS DE LA FACULTAD DE INGENIERÍA DE LA UNIVERSIDAD DE SAN CARLOS DE GUATEMALA

TRABAJO DE GRADUACIÓN

PRESENTADO A LA JUNTA DIRECTIVA DE LA
FACULTAD DE INGENIERÍA
POR

MARÍA JOSÉ SOLARES MIRANDA

ASESORADO POR EL ING. JORGE EMILIO GODÍNEZ LEMUS

AL CONFERÍRSELE EL TÍTULO DE

INGENIERA QUÍMICA

GUATEMALA, ENERO DE 2018

UNIVERSIDAD DE SAN CARLOS DE GUATEMALA
FACULTAD DE INGENIERÍA



NÓMINA DE JUNTA DIRECTIVA

DECANO	Ing. Pedro Antonio Aguilar Polanco
VOCAL I	Ing. Angel Roberto Sic García
VOCAL II	Ing. Pablo Christian de León Rodríguez
VOCAL III	Ing. José Milton de León Bran
VOCAL IV	Br. Jurgen Andoni Ramírez Ramírez
VOCAL V	Br. Oscar Humberto Galicia Nuñez
SECRETARIA	Inga. Lesbia Magalí Herrera López

TRIBUNAL QUE PRACTICÓ EL EXAMEN GENERAL PRIVADO

DECANO	Ing. Pedro Antonio Aguilar Polanco
EXAMINADOR	Ing. Jorge Emilio Godínez Lemus
EXAMINADOR	Ing. Jorge Mario Estrada Asturias
EXAMINADOR	Ing. Mario José Mérida Meré
SECRETARIA	Inga. Lesbia Magalí Herrera López

HONORABLE TRIBUNAL EXAMINADOR

En cumplimiento con los preceptos que establece la ley de la Universidad de San Carlos de Guatemala, presento a su consideración mi trabajo de graduación titulado:

DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DE EQUIPO DIDÁCTICO PARA EL ESTUDIO DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONVECCIÓN FORZADA EXTERNA, A TRAVÉS DE TRES GEOMETRÍAS, EN EL LABORATORIO DE OPERACIONES UNITARIAS DE LA FACULTAD DE INGENIERÍA DE LA UNIVERSIDAD DE SAN CARLOS DE GUATEMALA

Tema que me fuera asignado por la Dirección de la Escuela de Ingeniería química, con fecha 22 de enero de 2015.



María José Solares Miranda



FIUSAC

UNIVERSIDAD DE SAN CARLOS DE GUATEMALA
FACULTAD DE INGENIERÍA

UNIVERSIDAD DE SAN CARLOS DE GUATEMALA
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA QUÍMICA.

Edificio T-5, Ciudad Universitaria, zona 12, Guatemala, Centroamérica

Guatemala 02 de octubre de 2017

Ingeniero
Carlos Salvador Wong Davi
Director
Escuela de Ingeniería Química
Presente

Reciba un cordial saludo y que sus actividades se realicen en forma satisfactoria.

Por medio de la presente, le comunico que he trabajado con la estudiante: María José Solares Miranda, que se identifica con el número DPI: 1762-22626-0116 y con registro estudiantil No. 2008-19418, **apruebo** en calidad de asesor el informe final de trabajo de graduación titulado **“Diseño e implementación de equipo didáctico para el estudio de la transferencia de calor por convección forzada externa, a través de tres geometrías, en el Laboratorio de Operaciones Unitarias de la Facultad de Ingeniería de la Universidad de San Carlos de Guatemala”**

Sin otro particular, agradeciendo su atención a la presente, me despido.

Atentamente.

Ing. Jorge Emilio Godínez Lemus
INGENIERO QUÍMICO
Colegiado 874

Ing. Jorge Emilio Godínez Lemus
Asesor Trabajo de Graduación



Guatemala, 24 de octubre de 2017.
Ref. EIQ.TG-IF.042.2017.

Ingeniero
Carlos Salvador Wong Davi
DIRECTOR
Escuela de Ingeniería Química
Facultad de Ingeniería

Estimado Ingeniero Wong:

Como consta en el registro de evaluación del informe final EIQ-PRO-REG-007 correlativo **108-2014** le informo que reunidos los Miembros de la Terna nombrada por la Escuela de Ingeniería Química, se practicó la revisión del:

INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADUACIÓN

Solicitado por la estudiante universitaria: **María José Solares Miranda**.
Identificada con número de carné: **2008-19418**.
Previo a optar al título de **INGENIERA QUÍMICA**.

Siguiendo los procedimientos de revisión interna de la Escuela de Ingeniería Química, los Miembros de la Terna han procedido a **APROBARLO** con el siguiente título:

DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DE EQUIPO DIDÁCTICO PARA EL ESTUDIO DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONVECCIÓN FORZADA EXTERNA, A TRAVÉS DE TRES GEOMETRÍAS, EN EL LABORATORIO DE OPERACIONES UNITARIAS DE LA FACULTAD DE INGENIERÍA DE LA UNIVERSIDAD DE SAN CARLOS DE GUATEMALA

El Trabajo de Graduación ha sido asesorado por el Ingeniero Químico: **Jorge Emilio Godínez Lemus**.

Habiendo encontrado el referido informe final del trabajo de graduación **SATISFACTORIO**, se autoriza al estudiante, proceder con los trámites requeridos de acuerdo a las normas y procedimientos establecidos por la Facultad para su autorización e impresión.

"ID Y ENSEÑAD A TODOS"


Ing. Otto Raúl De León De Paz
COORDINADOR DE TERNA
Tribunal de Revisión
Trabajo de Graduación



C.c.: archivo



Ref.EIQ.TG.002.2018

El Director de la Escuela de Ingeniería Química de la Universidad de San Carlos de Guatemala, luego de conocer el dictamen del Asesor y de los Miembros del Tribunal nombrado por la Escuela de Ingeniería Química para revisar el Informe del Trabajo de Graduación de la estudiante, **MARÍA JOSÉ SOLARES MIRANDA** titulado: **“DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DE EQUIPO DIDÁCTICO PARA EL ESTUDIO DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONVECCIÓN FORZADA EXTERNA, A TRAVÉS DE TRES GEOMETRÍAS, EN EL LABORATORIO DE OPERACIONES UNITARIAS DE LA FACULTAD DE INGENIERIA DE LA UNIVERSIDAD DE SAN CARLOS DE GUATEMALA”**. Procede a la autorización del mismo, ya que reúne el rigor, la secuencia, la pertinencia y la coherencia metodológica requerida.

“Id y Enseñad a Todos”

Ing. Carlos Salvador Woñg Davi
Director
Escuela de Ingeniería Química



Guatemala, enero 2018

Cc: Archivo
CSWD/ale

Universidad de San Carlos
de Guatemala



Facultad de Ingeniería
Decanato

DTG.012.2018

El Decano de la Facultad de Ingeniería de la Universidad de San Carlos de Guatemala, luego de conocer la aprobación por parte del Director de la Escuela de Ingeniería Química, al Trabajo de Graduación titulado: **DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DE EQUIPO DIDÁCTICO PARA EL ESTUDIO DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONVECCIÓN FORZADA EXTERNA, A TRAVÉS DE TRES GEOMETRÍAS, EN EL LABORATORIO DE OPERACIONES UNITARIAS DE LA FACULTAD DE INGENIERÍA DE LA UNIVERSIDAD DE SAN CARLOS DE GUATEMALA**, presentado por la estudiante universitaria: **María José Solares Miranda**, y después de haber culminado las revisiones previas bajo la responsabilidad de las instancias correspondientes, autoriza la impresión del mismo.

IMPRÍMASE:


Ing. Pedro Antonio Aguilar Polanco
Decano

Guatemala, enero de 2018

/gdech



ACTO QUE DEDICO A:

- Dios** Por regalarme el don de la vida, brindarme sabiduría, guiarme y darme la oportunidad de cumplir mis metas y sueños.
- Mis padres** José Ramón Solares y Thelma Elizabeth Miranda, por sus consejos, apoyo, amor y ejemplo de lucha a lo largo de toda mi vida.
- Mi hermana** Ana Lucía Solares Miranda por apoyarme siempre en la búsqueda de mis metas, y por su amor y amistad incondicional.
- Mis amigos** Por los desvelos compartidos, la enseñanza mutua, y los buenos y malos momentos que pasamos, en especial a Noelia Hernandez, Izael Pott, Eduardo Rodriguez, Maite Hernandez, Blanca Herrarte.
- Marco Herrarte** Por tu amor, consejos y apoyo incondicional a lo largo de mi carrera.

AGRADECIMIENTOS A:

Universidad de San Carlos de Guatemala	Por abrirme las puertas para mi desarrollo profesional.
Facultad de ingeniería	Por brindarme el apoyo educativo y darme la posibilidad de cumplir mis objetivos.
Dios	Por darme el don de la vida, y la sabiduría necesaria para cumplir esta meta.
Mis padres	Por su apoyo incondicional, y brindarme la oportunidad de estudiar y alcanzar esta meta.
Mis docentes	Por inculcarme sin envidia sus conocimientos, modales y valores humanos, a lo largo de toda mi vida estudiantil.
Mi asesor	Jorge Emilio Godínez, por su apoyo, tiempo y paciencia en el presente proyecto, y por sus enseñanzas durante mi formación profesional.
Marco Herrarte	Por apoyarme incondicionalmente en el diseño, ejecución y asesoría eléctrica de este proyecto.

ÍNDICE GENERAL

ÍNDICE DE ILUSTRACIONES	V
LISTA DE SÍMBOLOS.....	IX
GLOSARIO	XI
RESUMEN	XV
OBJETIVOS.....	XVII
Hipótesis	XVIII
INTRODUCCIÓN.....	XIX
1. ANTECEDENTES.....	1
1.1. Justificación	3
1.2. Determinación del problema	4
2. MARCO TEÓRICO	5
2.1. Transferencia de calor	5
2.2. Calor	5
2.2.1. Tipos de calor.....	6
2.2.1.1. Calor latente y sensible.....	6
2.2.1.2. Calor de reacción (entalpía)	7
2.2.1.3. Calor eléctrico	7
2.3. Relación de termodinámica y transferencia de calor	7
2.4. Mecanismos de la transferencia de calor	8
2.4.1. Conducción	8
2.4.2. Radiación	10
2.4.3. Convección	12
2.5. Transferencia de calor por convección.....	13

2.5.1.	Convección Natural.....	14
2.5.2.	Convección forzada	14
2.5.3.	Clasificación de los flujos de fluidos.....	14
2.5.4.	Capa límite	16
2.5.5.	Capa límite térmica	19
2.5.6.	Coeficiente convectivo de transferencia de calor	21
2.6.	Criterios para la determinación del coeficiente de transferencia de calor por convección forzada externa	22
2.6.1.	Numero de Reynolds	22
2.6.2.	Número de Nusselt	23
2.6.3.	Numero de Prandtl.....	25
2.6.4.	Temperatura de película.....	26
2.6.5.	Configuración de flujo	26
	2.6.5.1. Flujo interno.....	26
	2.6.5.2. Flujo externo.....	27
2.7.	Transferencia de calor por convección forzada en el exterior de diferentes geometrías	27
2.7.1.	Elemento calefactor de tubo solitario.....	28
2.8.	Correlaciones empíricas para determinar número de Nusselt en diferentes geometrías	29
2.8.1.	Correlaciones empíricas para un tubo solitario	29
	2.8.1.1. Correlación Hilpert.....	29
	2.8.1.2. Correlación Zhukauskas para tubo solitario	30
	2.8.1.3. Correlación de Churchill y Bernstein	31
2.8.2.	Correlaciones empíricas para flujo cruzado en banco de tubos.....	32
	2.8.2.1. Temperatura logarítmica media LMTD	34

	2.8.2.2.	Correlación Grimison	36
	2.8.2.3.	Correlación Zhukauskas	38
2.9.		Ventiladores	40
	2.9.1.	Clasificación de los ventiladores	40
		2.9.1.1. Helicoidales	40
		2.9.1.2. Axiales o tipo túnel	40
		2.9.1.3. Centrífugos	41
	2.9.2.	Curvas características	41
	2.9.3.	Circulación de aire por conductos rectangulares	42
		2.9.3.1. Velocidad efectiva del aire	42
		2.9.3.2. Ecuación de la energía mecánica	43
2.10.		Resistencias tipo cartucho	43
3.		DISEÑO METODOLÓGICO	45
	3.1.	Variables	45
	3.2.	Delimitación de campo de estudio	46
		3.2.1. Ubicación.....	46
		3.2.2. Área de investigación	46
		3.2.3. Recursos humanos disponibles	46
		3.2.4. Recursos materiales disponibles	46
	3.3.	Técnica cualitativa o cuantitativa	49
		3.3.1. Técnica cualitativa	49
		3.3.2. Técnica cuantitativa	49
	3.4.	Recolección y ordenamiento de la información	50
		3.4.1. Datos calculados para el diseño de banco de tubos en arreglo cuadrado.....	50
		3.4.2. Datos calculados para el diseño de banco de tubos en arreglo triangular.....	59

3.4.3.	Datos calculados para el diseño del arreglo de tubo solitario	68
4.	CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE	77
4.1.	Descripción del proceso de construcción	77
4.1.1.	Dibujo de planos	77
4.1.2.	Construcción del ducto	77
4.1.3.	Acople del ventilador.....	81
4.1.4.	Construcción de los arreglos	83
4.2.	Instructivo de realización de la práctica.....	91
4.2.1.	Equipo para el estudio de la transferencia de calor por convección forzada externa, a través de tres geometrías	91
4.2.1.1.	Descripción	91
4.2.1.2.	Objetivo general	91
4.2.1.3.	Objetivos específicos	91
4.3.	Manual de usuario	92
4.3.1.	Operación.....	92
4.3.2.	Medidas de seguridad y precauciones.....	94
4.4.	Programa de mantenimiento.....	95
4.4.1.	Solución de problemas	96
5.	INTERPRETACIÓN DE RESULTADOS.....	99
	CONCLUSIONES	103
	RECOMENDACIONES	105
	BIBLIOGRAFÍA	107
	APENDICES	109
	ANEXOS	119

ÍNDICE DE ILUSTRACIONES

FIGURAS

1.	Mecanismos de la transferencia de calor	8
2.	Formas de interacción de la radiación con la materia	11
3.	Formación de la capa límite	17
4.	Regímenes de flujo.....	19
5.	Capa límite térmica sobre una placa plana	20
6.	Formación y separación de la capa límite sobre un tubo solitario circular	29
7.	Patrones de flujo para los bancos de tubos (a) cuadrado y (b) triangular	32
8.	Arreglos de tubos en un banco (a) cuadrado (b) triangular	33
9.	Modelos de curvas características de distintos ventiladores	41
10.	Partes de una resistencia calefactora tipo cartucho	44
11.	Temperatura de salida en función del coeficiente convectivo de trasferencia de calor para banco de tubos en arreglo cuadrado	58
12.	Temperatura de salida en función del coeficiente convectivo de trasferencia de calor para banco de tubos en arreglo triangular	67
13.	Temperatura de salida en función del coeficiente convectivo de trasferencia de calor para tubo solitario	75
14.	Diseño del ducto vista frontal	78
15.	Diseño del ducto vista de planta	78
16.	Diseño del ducto vista lateral derecha.....	79
17.	Diseño del ducto vista posterior	79
18.	Puesta en marcha de construcción del ducto	80

19.	Ensamblaje de madera con Fibrolit	80
20.	Ducto terminado	81
21.	Acople ventilador vista lateral izquierda	81
22.	Marco para acople de ventilador.....	82
23.	Ventilador acoplado.....	82
24.	Diseño de arreglo tubo solitario	83
25.	Montaje final arreglo de tubo solitario	84
26.	Diseño de banco de tubos en arreglo cuadrado	85
27.	montaje final banco de tubos en arreglo cuadrado	86
28.	Diseño de banco de tubos en arreglo triangular	87
29.	montaje final banco de tubos en arreglo triangular	88
30.	Diagrama de flujo del equipo	89

TABLAS

I.	Conductividad térmica de algunos materiales a temperatura ambiente	10
II.	Valores típicos del coeficiente convectivo de transferencia de calor	21
III.	Constantes ecuación de Hilpert para tubo solitario.....	30
IV.	Constantes para la ecuación de Zhukauskas para tubo solitario	31
V.	Coeficiente C1 y m de la correlación de Grimison	37
VI.	Coeficiente C2 de la correlación de Grimison	38
VII.	Correlaciones del número de Nusselt sobre bancos de tubos en flujo cruzado.....	39
VIII.	Factor de corrección F de la ecuación de Zhukauskas	39
IX.	Tipos de variables.....	45
X.	Recursos materiales utilizados	47
XI.	Herramientas de trabajo utilizadas	48

XII. Parámetros de diseño constantes del banco de tubos en arreglo cuadrado	50
XIII. Datos calculados para el diseño del montaje del banco de tubos en arreglo cuadrado	51
XIV. Propiedades de transporte calculadas a temperatura promedio para el diseño del montaje del banco de tubos en arreglo cuadrado	52
XV. Propiedades de transporte calculadas a temperatura de superficie de tubo para el diseño del montaje del banco de tubos en arreglo cuadrado	53
XVI. Datos calculados de los coeficientes convectivos individuales y la razón de transferencia de calor para el banco de tubos en arreglo cuadrado	54
XVII. Datos calculados variando el caudal de aire a 50 % (0,55 m/s) para el arreglo cuadrado.....	55
XVIII. Datos calculados variando el caudal de aire a 30 % (0,33 m/s) para el arreglo cuadrado.....	56
XIX. Datos calculados variando el caudal de aire a 10 % (0,11 m/s) para el arreglo cuadrado.....	57
XX. Parámetros de diseño constantes del banco de tubos en arreglo triangular	59
XXI. Datos calculados para el diseño del montaje del banco de tubos en arreglo triangular	60
XXII. Propiedades de transporte calculadas a temperatura promedio para el diseño del montaje del banco de tubos en arreglo triangular	61
XXIII. Propiedades de transporte calculadas a temperatura de superficie de tubo para el diseño del montaje del banco de tubos en arreglo triangular	62

XXIV.Datos calculados de los coeficientes convectivos individuales y la razón de transferencia de calor para el banco de tubos en arreglo triangular	63
XXV.Datos calculados variando el caudal de aire a 50 % (0,55 m/s) para el arreglo triangular.....	64
XXVI.Datos calculados variando el caudal de aire a 30 % (0,32 m/s) para el arreglo triangular.....	65
XXVII.Datos calculados variando el caudal de aire a 10 % (0,107 m/s) para el arreglo triangular	66
XXVIII.Parámetros de diseño constantes del arreglo tubo solitario	68
XXIX.Datos calculados para el diseño del montaje del arreglo de tubo solitario	69
XXX.Propiedades de transporte calculadas a temperatura promedio para el diseño del montaje de arreglo tubo solitario	70
XXXI.Propiedades de transporte calculadas a temperatura de superficie de tubo para el diseño del arreglo de tubo solitario	71
XXXII.Datos calculados de los coeficientes convectivos individuales y la razón de transferencia de calor para el arreglo de tubo solitario	72
XXXIII.Datos calculados variando el caudal de aire a 50 % (0,42 m/s) para tubo solitario	73
XXXIV.Datos calculados variando el caudal de aire a 30 % (0,2526 m/s) para tubo solitario	73
XXXV.Datos calculados variando el caudal de aire a 10 % (0,0842 m/s) para tubo solitario	74
XXXVI.Costos de la construcción del equipo	90

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolo	Significado
α	Absorbancia
A	Área de transferencia
A_s	Área superficial de transferencia de calor
ΔP	Caída de presión
C_p	Calor específico
h	Coefficiente individual de transferencia de calor
k	Conductividad térmica
σ	Constante de Stefan-Boltzmann
ρ	Densidad del fluido (kg/m^3)
D	Diámetro
D_{eq}	Diámetro equivalente
D_{hid}	Diámetro hidráulico
ϵ	Emisividad
f	Factor de fricción
\dot{Q}	Flujo de calor
\dot{m}	Flujo másico
\dot{Q}_e	Flujo neto de calor emitido o absorbido
$^{\circ}\text{C}$	Grado Celsius
$^{\circ}\text{K}$	Grado Kelvin
L_c	Longitud característica
L	Longitud ducto
m	Metro
mm	Milímetro

Nu	Número de Nusselt
Pr	Número de Prandtl
Re	Número de Reynolds
h_L	Pérdida primaria de energía
ρ	Reflectancia
T	Temperatura
T_i	Temperatura de entrada
T_f	Temperatura del fluido lo suficientemente lejos de la superficie de un tubo
T_o	Temperatura de salida
T_s	Temperatura de la superficie
T_∞	Temperatura del fluido suficientemente lejos de la superficie
LMTD	Temperatura logarítmica media
T_m	Temperatura promedio
τ	Transmitancia
V_f	Velocidad del flujo del fluido
V	Velocidad de la sección transversal del ducto
μ	Viscosidad dinámica
W	Watt

GLOSARIO

Absorbancia	Es una medida que refleja cómo se atenúa la radiación cuando atraviesa un elemento, que se expresa como el logaritmo de la relación entre la intensidad saliente y la entrante.
AutoCAD	Es un software de diseño asistido por computadora utilizado para dibujo 2D y modelado 3D.
Bobina	También llamada solenoide, es un hilo metálico enrollado sobre sí mismo que actúa como conductor de la electricidad.
Cautín	Es una herramienta eléctrica muy sencilla que posee un conjunto de elementos que al estar correctamente conectados van a generar en una barra de metal el calor suficiente para poder derretir los distintos metales (estaño, oro, etc.) utilizados para las soldaduras de los circuitos eléctricos y electrónicos.
Conductividad Térmica	Es una propiedad física de los materiales que mide la capacidad de conducción de calor.
Confinado	Encerrar o quitar la libertad de movimiento.

Diámetro equivalente	Diámetro de un círculo cuya circunferencia es igual al perímetro de un tubo no circular.
Emisividad	Capacidad de un material para emitir energía radiante.
Epóxico	También llamado resina, es un polímero termoestable que se endurece al combinarse con un catalizador (generalmente).
Fotón	Partícula mínima de energía luminosa o de otra energía electromagnética que se produce, se transmite, se absorbe y se dispersa en el vacío.
Fusible	Hilo o chapa metálica que se coloca en algunas partes de las instalaciones eléctricas, para que, cuando la corriente sea excesiva, la interrumpa fundiéndose.
LCD	Es una pantalla delgada y plana formada por un número de píxeles en colores monocromos.
Magnesita	Mineral de composición química Silicato de magnesia hidratado.
Omnidireccional	Que se puede utilizar en todas las direcciones o sentidos.

Presión estática	La presión estática es toda presión ejercida por un fluido, la cual no se genera por velocidad del fluido o movimiento.
Reflectancia	Propiedad de un cuerpo de reflejar la luz.
Resistencia	Elemento que se intercala en un circuito para modificar el paso de la corriente o para producir calor.
Rodete	Es un tipo de rotor situado dentro de una tubería o un conducto y encargado de impulsar un fluido. Consiste en un disco perpendicular al eje de giro, compuesto por álabes curvados en dirección contraria al movimiento.
<i>SketchUp</i>	Es un programa de diseño gráfico y modelado en tres dimensiones (3D) basado en caras.
Termocuplas	Sensores de temperatura eléctricos más utilizados en la industria.
<i>Thinner</i>	Es una mezcla de disolventes de naturaleza orgánica derivados del petróleo que ha sido diseñado para disolver, diluir sustancias insolubles en agua.
Transmitancia	Es una magnitud que expresa la cantidad de energía que atraviesa un cuerpo en la unidad de tiempo.

Voltaje

Cantidad de voltios que actúan en un aparato o sistema eléctrico.

RESUMEN

El siguiente trabajo, tuvo por finalidad el diseño y la construcción de un equipo que permite estudiar el comportamiento de los coeficientes individuales de transferencia de calor por convección forzada externa en tres diferentes configuraciones geométricas (banco de tubos con arreglo triangular, banco de tubos con arreglo cuadrado y tubo solitario). Los tubos consistieron en resistencias cilíndricas de cerámica con revestimiento de acero inoxidable, instalados en un ducto cuadrado fabricado de fibrocemento, alimentando el aire necesario con un ventilador.

El equipo se diseñó en base a la geometría de las termo-resistencias tomando en cuenta los parámetros y características de cada pieza que se instaló. Se utilizaron termocuplas tipo k, para el control de la temperatura, un variador de voltaje y un anemómetro para el control del caudal de aire. Ya teniendo el equipo ensamblado y construido, se sometió a pruebas de funcionamiento y calibración para su adecuado funcionamiento.

Se obtuvieron diferentes temperaturas a medida que el flujo de aire se variaba, esto con el objetivo de analizar coeficientes de transferencia de calor por convección forzada externa, y corroborar que el equipo este dando datos reales y apegados a la teoría. A partir del análisis de los resultados obtenidos se desarrolló la metodología de la práctica para el adecuado uso del equipo, y se realizó un programa de mantenimiento para el usuario con el objetivo de prolongar su vida útil

OBJETIVOS

General

Diseñar y construir un equipo que permita determinar coeficientes convectivos para el estudio de la transferencia de calor por convección forzada externa sobre tres diferentes configuraciones geométricas.

Específicos

1. Diseñar un arreglo que permita el estudio de transferencia de calor por convección forzada externa a través de un tubo solitario.
2. Diseñar un arreglo que permita el estudio de transferencia de calor por convección forzada externa en banco de tubos en arreglo triangular y cuadrado.
3. Construir y ensamblar las partes que conformarán el equipo.
4. Calibrar y comprobar el adecuado funcionamiento del equipo instalado.
5. Desarrollar la metodología del uso del equipo por medio de un instructivo de laboratorio como guía para el estudiante.
6. Elaborar un manual de usuario y un programa de mantenimiento del equipo instalado.

Hipótesis

Es posible diseñar y construir un equipo que permita la medición de coeficientes individuales de transferencia de calor por convección forzada externa utilizando aire como fluido en el Laboratorio de Operaciones Unitarias.

INTRODUCCIÓN

La transferencia de calor puede cuantificar los flujos de calor en procesos de ingeniería. El calor, el cual es una de las formas de transferencia de energía, tiene la capacidad de transferirse entre sistemas debido a un gradiente de temperatura entre ellos.

El calor puede transferirse por medio de tres formas, que se conocen como, conducción, radiación, y convección y en algunas ocasiones puede transferirse de forma combinada. El presente proyecto se enfoca al fenómeno de convección forzada en donde interviene un fluido en este caso aire en movimiento que transporta la energía térmica entre dos zonas, por lo general, la energía que se transfiere es la energía sensible o energía térmica interna del fluido.

El fenómeno de transferencia de calor por convección forzada externa se da cuando se obliga a un fluido con temperatura t_1 a fluir por medio de un dispositivo mecánico ya sea un ventilador o bomba para que tenga contacto con una superficie abierta con temperatura t_2 , dicho fenómeno es el que modela el funcionamiento del equipo didáctico, en el cual se medirán los índices de calor transferido del sistema más caliente hacia el sistema más frío, conocidos comúnmente como coeficientes de transferencia de calor.

El coeficiente de transferencia de calor dependerá de las condiciones en la capa límite, en las que influyen la geometría de la superficie, la naturaleza del movimiento del fluido y una diversidad de propiedades termodinámicas del fluido y de transporte.

1. ANTECEDENTES

Actualmente el laboratorio de operaciones unitarias de la Escuela de Ingeniería Química de la Facultad de Ingeniería de la Universidad de San Carlos de Guatemala, no cuenta con un equipo que permita el estudio de la transferencia de calor por convección forzada externa en diferentes geometrías, utilizando la corriente eléctrica aplicada a los intercambiadores de calor, que es transformada posteriormente a radiación calorífica.

El presente proyecto tiene como propósito contribuir al laboratorio de operaciones unitarias, con una práctica de laboratorio nueva, para fortalecer el estudio teórico del curso transferencia de calor en las futuras generaciones.

A lo largo del tiempo se han implementado pocos equipos didácticos como trabajo de graduación, y algunos de los proyectos llevados a cabo se describen a continuación:

- Trabajo experimental sobre la implementación en el diseño y montaje de un evaporador de película ascendente en el Laboratorio de Operaciones Unitarias de la Escuela de Ingeniería Química de la USAC. El trabajo de graduación fue presentado por Héctor Garrido en el año 1991.
- Estudio técnico para el traslado de dos equipos de generación de vapor que funcionan en el edificio t-5. Implementación y ubicación de una sala de calderas. El trabajo de graduación fue presentado por Diego Ricardo Colindres en el año de 2010.

- Diseño experimental para la operación de un sistema de evaporación doble efecto ubicado en el Laboratorio de Operaciones Unitarias de la Escuela de Ingeniería Química de la USAC presentado como trabajo de graduación por Carlos Eduardo Morales Chávez en el año 2012.
- Desarrollo de un equipo y una práctica experimental didáctica para demostrar el fenómeno de cavitación de forma física, Facultad de Ingeniería de la Universidad de San Carlos de Guatemala. Trabajo de graduación presentado por Leda Marysol Gómez Montenegro en el año 2013.
- Diseño e implementación de una unidad para la medición de coeficientes individuales de transferencia de calor por convección interna forzada en el laboratorio de operaciones unitarias. Trabajo de graduación presentado por Karen Noelia Hernández Ávila en el año 2016.

Hasta la fecha no existe un equipo que estudie los coeficientes de transferencia de calor externos en diferentes geometrías, sin embargo, todos los proyectos descritos anteriormente tienen la temática similar al trabajo de graduación que se presenta, que es llevar el conocimiento teórico del alumno a un nivel experimental, en donde puedan corroborar y comparar datos teóricos con datos experimentales.

1.1. Justificación

Hoy en día, en el laboratorio de operaciones unitarias se cuenta únicamente con equipos que permiten el estudio de la transferencia de calor por medio de vapor; estos equipos trabajan con combustible fósil, consumiendo una cantidad considerable del mismo, provocando altos costos en el mantenimiento y produciendo contaminación ambiental debido a la combustión de carburantes como el petróleo y sus derivados que son una fuente de energía no renovable, emitiendo gases tóxicos como el monóxido de carbono, óxido de nitrógeno, óxido de azufre, etc. dañando la capa de ozono, provocando el *smog* y el efecto invernadero.

Para la reducción de los gases tóxicos al medio ambiente, y no depender de un equipo adicional como lo es la caldera para abastecer el sistema de vapor, se implementará un equipo didáctico compacto para el estudio práctico de la transferencia de calor forzada externa por medio de tres configuraciones geométricas (tubo solitario, arreglo triangular, arreglo cuadrado), que trabajaran a base de energía eléctrica transformándola en calor por medio de resistencias eléctricas tipo cartucho.

El objetivo del trabajo de graduación es que el estudiante pueda observar y comparar lo que sucede entre cada arreglo, y que sea un medio de apoyo para que el aprendizaje teórico sea complementado con prácticas de laboratorio.

1.2. Determinación del problema

La facultad de ingeniería cuenta con un presupuesto limitado para invertir en la mejora de la infraestructura de laboratorios; ese es el caso del laboratorio de operaciones unitarias, el cual carece de equipos funcionales que optimicen los recursos para el estudio de la transferencia de calor, siendo los actuales obsoletos y costosos de mantener, viéndose en la necesidad de solicitar contribuciones a los estudiantes para la compra de los consumibles (combustible), impactándolos económicamente, debido a la situación actual que enfrenta Guatemala.

En la industria, el costo de obtención de un equipo piloto para el estudio de la transferencia de calor por convección forzada externa que utilice electricidad como fuente de energía, es elevado; por tal motivo se implementará un equipo que utilice materiales de bajo costo entregando los mismos resultados que uno a nivel industrial.

2. MARCO TEÓRICO

2.1. Transferencia de calor

La transferencia de calor, también conocida simplemente como calor, es el movimiento de la energía térmica de un cuerpo a otro cuerpo de diferente temperatura.

El efecto básico de transferencia de calor es que las partículas de una sustancia chocan con las partículas de otra sustancia. La sustancia más energética, normalmente perderá energía interna (enfriamiento), mientras que la sustancia menos energética, ganará energía interna (calentamiento).

La energía es transferida de una masa dada, o desde ésta, por dos mecanismos: calor Q y trabajo W . Cuando una interacción energética tiene una diferencia de temperatura es transferencia de calor, de lo contrario, es trabajo.

2.2. Calor

El calor es una forma abreviada de decir energía térmica. Cuando algo está caliente, tiene una gran cantidad de energía térmica; por el contrario, cuando hace frío, se está perdiendo energía térmica, es decir el calor es una forma de energía debido a un gradiente de temperatura.

El calor es una forma de transferencia de energía, no se posee, lo que se posee es temperatura. Por ejemplo, cuando dos cuerpos a diferente

temperatura se juntan, se transmite energía de mayor a menor temperatura en forma de calor.

Un cuerpo aislado conserva su energía interna; en cualquier parte del universo donde exista materia, existirá una cantidad medible de energía de calor.

2.2.1. Tipos de calor

En la naturaleza cuando se transfiere calor a un cuerpo, éste puede experimentar diferentes cambios los cuales definen el tipo de calor. A continuación, se describen los principales efectos térmicos:

2.2.1.1. Calor latente y sensible

Es la energía absorbida por las sustancias al cambiar de estado, de sólido a líquido (calor latente de fusión) o de líquido a gaseoso (calor latente de vaporización). Al cambiar de gaseoso a líquido y de líquido a sólido se devuelve la misma cantidad de energía. Latente en latín quiere decir escondido, y se llama así porque, al no cambiar la temperatura durante el cambio de estado, a pesar de añadir calor, éste se quedaba escondido. La idea proviene de la época en la que se creía que el calor era una sustancia fluida denominada Flogisto

Por el contrario, el calor que se aplica cuando la sustancia no cambia de estado, aumenta la temperatura y se llama calor sensible. Se denomina calor sensible al que aplicado a una sustancia hace subir su temperatura.

El nombre proviene de la oposición a calor latente. Éste es calor escondido, se suministra, pero no se nota el efecto de aumento de temperatura

sobre la sustancia, como un cambio de fase de líquido a vapor; en el calor latente, se nota.

2.2.1.2. Calor de reacción (entalpía)

Es la energía absorbida por un sistema cuando los productos de una reacción se llevan a la misma temperatura de los reactantes. su expresión está relacionada con las entalpías de los productos y compuestos.

Toda sustancia posee una cantidad de energía almacenada en sus enlaces. Cuando la energía contenida en los reactivos es mayor que la contenida en los productos, tenemos una reacción exotérmica pues sucede liberación de energía. Cuando la energía contenida en los reactivos es menor que la contenida en los productos, tenemos una reacción endotérmica pues sucede absorción de energía. Esa energía contenida en las sustancias recibe el nombre de entalpía (H).

2.2.1.3. Calor eléctrico

Es el calor que se transfiere a causa del paso de una corriente eléctrica a través de un material aislante; esto se conoce como efecto Joule el cual es un fenómeno irreversible, ya que, si en un conductor circula corriente eléctrica, parte de la energía cinética de los electrones se transforma en calor debido a los choques que sufren con los átomos del material conductor por el que circulan, elevando la temperatura del mismo.

2.3. Relación de termodinámica y transferencia de calor

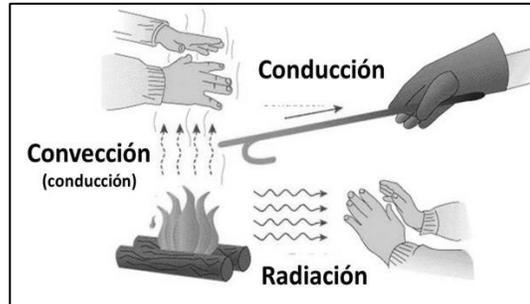
Las leyes de la termodinámica pueden determinar la energía requerida para cambiar un sistema de un estado de equilibrio a otro, pero se dificulta al querer predecir la rapidez con que se producen estos cambios. La transferencia

de calor proporciona métodos de análisis, que al complementarlos con los principios termodinámicos permiten predecir velocidad de transferencia térmica, completando así al primer y segundo principio de la termodinámica.

2.4. Mecanismos de la transferencia de calor

El calor puede ser transferido entre dos cuerpos o hacia la atmosfera por medio de tres diferentes formas: conducción, convección y radiación. Todos los mecanismos de transferencia de calor requieren la coexistencia de un gradiente de temperatura y desplazarse del medio que posee la temperatura más elevada hacia uno de temperatura más baja.

Figura 1. **Mecanismos de la transferencia de calor**



Fuente: ESTEFANI, Guillermo. ¿Qué es el calor? <http://www.artinaid.com/2013/04/que-es-el-calor/>. Consulta: 10 de diciembre de 2016.

2.4.1. Conducción

La transferencia de calor por conducción es un proceso por el cual el calor se transfiere desde la zona caliente de un objeto sólido a la zona fría de un objeto sólido por medio de colisiones entre partículas. En otras palabras, en los sólidos, los átomos o moléculas no tienen la libertad de moverse como en los

líquidos o gases, por lo que la energía se almacena en la vibración de los átomos. Un átomo o molécula con mayor energía, transfiere parte de su energía a un átomo o molécula adyacente por contacto físico, colisión, o al transporte de electrones libres.

La conducción también está presente en líquidos o gases. En ambos tipos de estado la conducción de calor se debe a las colisiones y a la difusión aleatoria de las moléculas durante su movimiento. Es posible cuantificar los procesos de transferencia de calor en términos de ecuaciones de velocidad adecuados, estas ecuaciones pueden utilizarse para calcular la cantidad de energía que será transferida por unidad de tiempo.

La ecuación de velocidad que relaciona la conducción de calor se conoce como ley de Fourier, en honor a J. Fourier, quien la expresó por primera vez en su texto sobre transferencia de calor en 1822.

$$\dot{Q} = -kA \frac{dT}{dx}$$

Donde:

\dot{Q} = Flujo de calor (W)

K = Conductividad térmica (W/m °C)

A = área de transferencia (m²)

$\frac{dT}{dx}$ = gradiente de temperatura

La ley de Fourier se aplica a líquidos, gases y sólidos, siempre y cuando la transferencia de calor se produzca únicamente por conducción. Los valores de conductividad térmica son muy diferentes en sólidos, líquidos y gases, debido a las diferencias de densidad. Normalmente, cuanto más denso es el sistema,

más efectivo es el transporte por conducción, la conductividad térmica es mayor en sólidos que en líquidos y gases, como se observa en la siguiente tabla:

Tabla I. **Conductividad térmica de algunos materiales a temperatura ambiente**

Material	Conductividad k, W/m · °C
Diamante (S)	2300
Plata (S)	429
Aluminio(s)	237
Mercurio (l)	8.54
Agua (l)	0.607
Helio (g)	0.152
Aire (g)	0.026

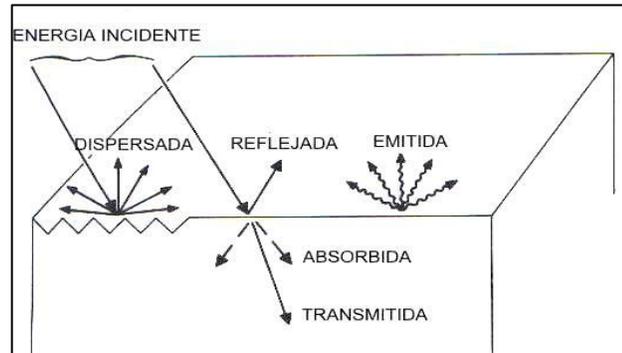
Fuente: ÇENGEL, Yunus, transferencia de calor y masa, p. 20.

2.4.2. Radiación

Por encima del cero absoluto todos los cuerpos emiten radiación térmica. La materia a una temperatura determinada emite energía en forma de radiación térmica, la cual es irradiada a partir de la fuente hacia afuera omnidireccionalmente. Esta energía es producida por los cambios en las configuraciones electrónicas de los átomos o moléculas, y transportada a través de ondas electromagnéticas o fotones, lo cual se conoce como radiación electromagnética.

Un fotón no posee masa, por lo tanto, al viajar a la velocidad de la luz no se puede mantener en reposo, realizando una trayectoria conocida como rayo. Cuando los fotones radiados alcanzan otra superficie, ellos pueden ser reflejados, absorbidos, o transmitidos.

Figura 2. **Formas de interacción de la radiación con la materia**



Fuente: <http://www-atmo.at.fcen.uba.ar/satelite/curso/satelite/satuno/radiacion.htm>. Consulta: 15 de diciembre 2016.

En un estado ideal un cuerpo negro absorbe toda la energía en forma de radiación y su poder emisivo cuantificado es igual a uno. Un cuerpo cuya emisividad sea igual a cero no absorbe la energía incidente sobre él, sino que la refleja toda. Los cuerpos con emisividades entre 0 y 1 se llaman cuerpos grises, u objetos reales.

El comportamiento de la superficie con incidencia de radiación puede ser descrita por las siguientes cantidades: absorptancia, transmitancia, y reflectancia. Partiendo de la idealidad de un cuerpo negro a absorber toda la radiación incidente sobre él, la suma de la absorptancia, transmitancia y reflectancia debe ser igual a uno.

$$\alpha + \tau + \rho = 1$$

Donde:

α = absorptancia

τ = transmitancia

ρ = reflectancia

Al considerar la transferencia por radiación, es importante mencionar la ley Stefan-Boltzmann, llamada así en honor a los austriacos Joseph Stefan (1835-1893) y Ludwig Boltzmann (1844-1906), la cual cuantifica la energía total que se emite en todas las longitudes de onda por parte del cuerpo negro.

$$\dot{Q}_e = A\varepsilon\sigma T^4$$

Donde:

\dot{Q}_e = flujo neto de calor emitido o absorbido. (W)

A = área superficial del cuerpo que emite o absorbe radiación (m²)

ε = emisividad $0 \leq \varepsilon \leq 1$

σ = constante de Stefan-Boltzmann: $5.67 \times 10^{-8} \text{ W m}^{-2} \text{ }^\circ\text{K}^{-4}$

T = temperatura de la superficie del cuerpo (°K)

2.4.3. Convección

El mecanismo de transferencia de calor por convección se define como la transmisión de calor debida al movimiento macroscópico de un gas o líquido, calentado de un lugar a otro, llevando consigo el calor que contiene.

La transferencia de calor por conducción y la convección son semejantes pues requieren la presencia de un medio material para su transferencia, pero difieren en que la convección requiere la presencia del movimiento de fluidos.

2.5. Transferencia de calor por convección

La convección comprende los efectos combinados de la conducción y el movimiento de fluidos, y es un modo de transferencia de energía entre una superficie sólida y el líquido o gas adyacente que está en movimiento, entre más rápido es el movimiento de un fluido, mayor es la transferencia de calor por convección.

La transferencia de calor por convección depende con intensidad de las propiedades del fluido: Viscosidad dinámica (μ), Conductividad térmica (k), densidad (ρ), calor específico (C_p), así como de la velocidad del fluido (V). También depende la configuración geométrica y aspereza de la superficie sólida y del tipo de flujo del fluido. Por lo tanto, no es sorprendente que la convección sea el mecanismo más complejo de transferencia de calor al relacionar tantas variables.

La convección se representa como una transferencia de calor entre dos cuerpos por medio del movimiento del fluido y se modela matemáticamente por la ley de enfriamiento de Newton la cual se describe con la siguiente ecuación:

$$\dot{Q} = hA_s(T_s - T_\infty)$$

Donde:

\dot{Q} = flujo de calor (W)

h = coeficiente de transferencia de calor por convección sobre la superficie del cuerpo expuesto (W/m² °C)

A_s = área superficial de transferencia de calor, (m²)

T_s = temperatura de la superficie, (°C)

T_∞ = temperatura del fluido suficientemente lejos de la superficie, (°C)

La transferencia de calor por convección se clasifica de acuerdo con la naturaleza del flujo, en convección natural y forzada.

2.5.1. Convección Natural

En convección natural el flujo resulta solamente de la diferencia de temperaturas del fluido en la presencia de una fuerza gravitacional, En un campo gravitacional, dichas diferencias en densidad causadas por las diferencias en temperaturas originan fuerzas de flotación. Por lo tanto, en convección natural las fuerzas de flotación generan el movimiento del fluido. Sin una fuerza gravitacional la convección natural no es posible.

2.5.2. Convección forzada

Es un tipo especial de transferencia de calor en el que los fluidos se ven obligados a moverse por fuerzas impulsoras como un ventilador, una bomba, dispositivo de succión u otro; que provocan acelerar la velocidad de las corrientes de convección natural y aumentan la transferencia de calor.

2.5.3. Clasificación de los flujos de fluidos

La transferencia de calor por convección está relacionada con La mecánica de fluidos, por medio del comportamiento del fluido o de los fluidos bien sea que se encuentren en reposo o en movimiento y que tengan una interacción con sólidos.

Para poder profundizar en el estudio de este mecanismo de transferencia de calor es conveniente clasificar los flujos de fluidos.

- **Región viscosa de flujo en comparación de la no viscosa.** La resistencia interna del fluido al movimiento se cuantifica por la propiedad del fluido conocida como viscosidad, que es una medida de la adherencia interna del fluido, los flujos viscosos se diferencian de los no viscosos por los efectos significativos de la fricción en los mismos.
- **Flujo Interno y externo:** El flujo de un fluido se clasifica como interno o externo, dependiendo de si se fuerza ese fluido a fluir en un canal confinado o sobre una superficie.
- **Flujo Compresible e incompresible:** La incompresibilidad es una aproximación y se dice que un flujo es incompresible si la densidad permanece casi constante en toda la extensión del flujo, por ende, el volumen permanece casi constante.
- **Estacionario y transitorio:** El flujo estacionario se caracteriza porque las condiciones de velocidad de escurrimiento en cualquier punto no cambian con el tiempo, o sea que permanecen constantes, o bien, si las variaciones en ellas son tan pequeñas con respecto a los valores medios. Así mismo en cualquier punto de un flujo permanente, no existen cambios en la densidad, presión o temperatura con el tiempo.

En el flujo transitorio las propiedades de un fluido y las características mecánicas del mismo serán diferentes de un punto a otro dentro de su campo, además si las características en un punto determinado varían de un instante a otro.

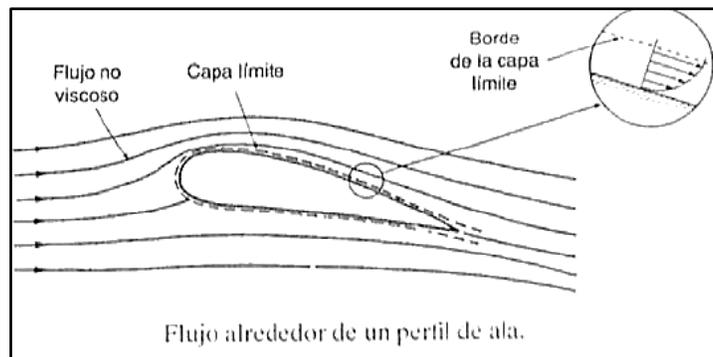
- **Unidimensional, bidimensional y tridimensional:**
 - El flujo unidimensional: es un flujo en el que el vector de velocidad sólo depende de una variable espacial, es decir que se desprecian los cambios de velocidad transversales a la dirección principal del escurrimiento. Dichos flujos se dan en tuberías largas y rectas o entre placas paralelas.
 - Flujo bidimensional: Es un flujo en el que el vector velocidad sólo depende de dos variables espaciales. En este tipo de flujo se supone que todas las partículas fluyen sobre planos paralelos a lo largo de trayectorias que resultan idénticas si se comparan los planos entre sí, no existiendo, por tanto, cambio alguno en dirección perpendicular a los planos.
 - Flujo tridimensional: El vector velocidad depende de tres coordenadas espaciales, es el caso más general en que las componentes de la velocidad en tres direcciones mutuamente perpendiculares son función de las coordenadas espaciales x , y , z , y del tiempo t .

2.5.4. Capa límite

La capa límite es la zona donde el movimiento del fluido es perturbado por la presencia de un sólido con el que está en contacto. En esa región, la velocidad del fluido comienza a decrecer hasta detenerse completamente e incluso alcanzar valores negativos (retroceder).

Cuando las moléculas del fluido golpean la superficie del objeto son frenadas debido a la fricción; estas a su vez frenan a las moléculas que se encuentran por encima de ellas, ralentizando la corriente; sucesivamente, las capas de moléculas son frenadas por las inmediatamente inferiores pero cada vez están más lejos de la superficie del objeto y la resistencia es cada vez menor hasta un punto en el que las moléculas dejan de encontrarse frenadas y asumen la velocidad de la corriente.

Figura 3. **Formación de la capa límite**



Fuente: <https://sites.google.com/site/0902eliezerc/generador>. Consulta: 16 de diciembre 2016.

La viscosidad y la fricción son dos de los responsables de la existencia de la capa límite e influyen de manera importante en el grosor de la misma. Bajo las mismas condiciones (tamaño y velocidad del cuerpo) cuanto mayor sea la viscosidad del fluido, mayor será el espesor de la capa límite.

También existen otros factores que pueden afectar el espesor de la capa límite, como son:

- **La rugosidad:** Si la superficie es lisa o rugosa se comportará de manera diferente, entre más lisa es la superficie menor es el espesor de la capa límite.
- **La dirección de incidencia del fluido:** En la parte delantera es menor que en la trasera.
- **La densidad:** Esta propiedad de los fluidos permite amortiguar mejor las turbulencias.

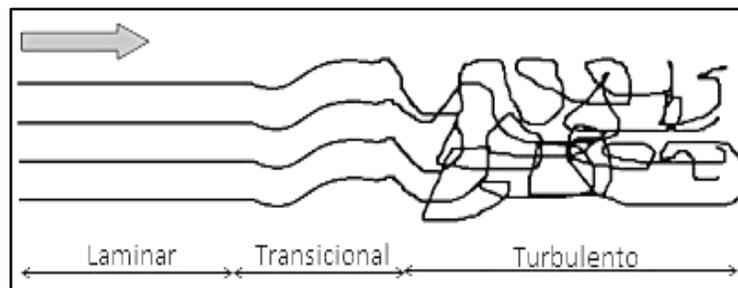
Se debe intentar mantener siempre la capa límite adherida a la superficie del objeto. Por ejemplo, en cuestiones de aerodinámica, ya que su separación indica el inicio de la formación de remolinos y por tanto la aparición de resistencia al avance; por lo que se podría decir que un cuerpo es verdaderamente aerodinámico cuando no existe separación de dicha capa.

El espesor de la capa límite comprende la zona donde las velocidades de las capas de aire varían por efecto de la fricción viscosa. El espesor de la capa límite es función del tipo de flujo, laminar o turbulento. Fuera de la capa límite el fluido se comporta como un fluido ideal. Siguiendo las líneas de corriente, las características de los flujos son:

- **Laminar:** En el flujo laminar las partículas del líquido se mueven siempre a lo largo de trayectorias uniformes, en capas o láminas; las capas de fluido están perfectamente ordenadas, una encima de la otra, permanecen adheridas siempre a la superficie y conservan su uniformidad durante su recorrido con el mismo sentido, dirección y magnitud. Suele producirse cuando el fluido es viscoso o la velocidad del objeto es relativamente baja

- **Turbulento:** En este tipo de flujo las partículas del fluido se mueven en trayectorias muy irregulares sin seguir un orden establecido, disipan mayor energía, por tanto, la fuerza de fricción derivada de ella es mayor; Ocasionando la transferencia de cantidad de movimiento de una porción de fluido a otra.
- **Transitoria de laminar a turbulenta.** Es la zona de separación entre un tipo y otro. Se puede producir de forma natural o inducida.

Figura 4. **Regímenes de flujo**

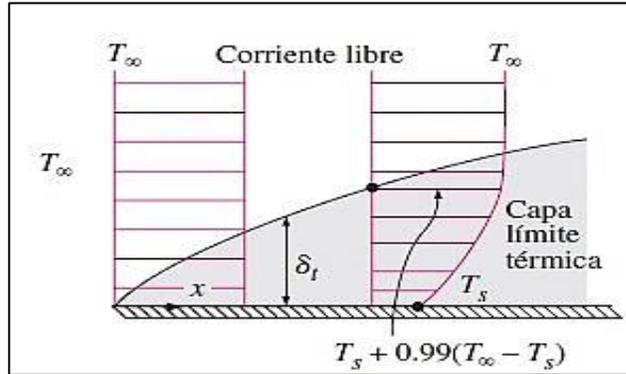


Fuente: <http://mecanicafluidos2uapucallpa.blogspot.com/2015/03/>. Consulta: 12 de diciembre 2016.

2.5.5. **Capa límite térmica**

Así como se produce la capa límite hidrodinámica, también se produce una capa límite térmica, siempre y cuando exista un gradiente de temperatura entre la superficie de la placa y el fluido que entra en contacto con ella. se puede observar en la figura 5 el desarrollo de una capa limite térmica de una placa plana:

Figura 5. **Capa límite térmica sobre una placa plana**



Fuente: <http://aprendiendoingenieriaquimica.blogspot.com/2016/02/fundamentos-de-la-conveccion.html>. Consulta: 20 de diciembre 2016.

Al considerar un fluido que fluye a una temperatura T_∞ , sobre una placa que se encuentra a una temperatura T_s , las partículas de dicho fluido en la capa adyacente a la superficie alcanzan un equilibrio térmico con la placa debido a el contacto directo y al factor de no deslizamiento la temperatura del fluido en ese punto es igual a la de la placa ($T_\infty = T_s$). Entonces las partículas del fluido intercambian energía con las partículas que están en la capa adjunta, y así sucesivamente, desarrollando así un perfil de temperaturas que va desde T_s hasta T_∞ como se muestra en la figura 5.

El espesor de la capa límite térmica δ en cualquier lugar a lo largo de la superficie se define como la distancia en la cual se desarrolla el perfil de temperaturas. La razón de transferencia de calor por convección en cualquier parte a lo largo de la superficie está relacionada directamente con el gradiente de temperatura en ese lugar. Por lo tanto, el perfil de la capa límite térmica impone la transferencia de calor por convección.

2.5.6. Coeficiente convectivo de transferencia de calor

La magnitud del coeficiente convectivo (h) caracteriza la intensidad de la transferencia de calor entre la superficie sólida y el fluido. El coeficiente de emisión calorífica representa la cantidad de calor entregada en la unidad de tiempo por unidad de superficie, cuando la diferencia de temperaturas entre la superficie y el fluido es la unidad.

Cabe destacar que el coeficiente convectivo es una función compleja con muchas variables, sobre todo en régimen turbulento, por lo que dependerá de los siguientes factores: El carácter del movimiento del fluido que cede el calor (laminar o turbulento), es decir, la velocidad del fluido o régimen de flujo, su densidad y su viscosidad; las propiedades físicas de los fluidos ya sea el calor específico, la conductividad calorífica y en algunos casos el coeficiente de expansión volumétrica; las magnitudes geométricas, por ejemplo: para los tubos su diámetro, longitud y rugosidad.

Tabla II. **Valores típicos del coeficiente convectivo de transferencia de calor**

Proceso	Tipo fluido	h W/m²·K
Convección natural	Gases	2 - 25
	Líquidos	50 - 1000
Convección forzada	Gases	25 - 250
	Líquidos	50 - 2000

Fuente: INCROPERA, Frank, fundamentos de transferencia de calor, p.8.

De lo anterior se concluye que, al calcular el flujo de calor por convección, las dificultades serán al calcular el coeficiente convectivo (h), por lo que se utiliza la herramienta del análisis dimensional en fenómenos complicados.

Cada número adimensional es una medida del comportamiento del sistema. A través de correlaciones, cuya forma matemática es obtenida por medio del análisis dimensional; sus factores y exponentes por medio de la determinación experimental. Para facilitar la determinación de cada una de las correlaciones se utilizan los siguientes criterios:

2.6. Criterios para la determinación del coeficiente de transferencia de calor por convección forzada externa

2.6.1. Numero de Reynolds

En 1883, sir Osborne Reynolds propuso un criterio de gran utilidad para las condiciones de flujo prevalecientes en los tubos lisos, denominado el número de Reynolds y que relaciona los factores que afectan el flujo del fluido

El régimen del flujo está determinado por la relación entre las fuerzas inerciales y las fuerzas viscosas y se basa en el parámetro adimensional conocido como Número de Reynolds (Re), el cual relaciona las fuerzas inerciales con las viscosas. Es un indicativo del tipo de flujo del fluido, laminar o turbulento:

$$Re = \frac{\text{fuerzas de inercia}}{\text{fuerzas viscosas}} = \frac{V_f L_c}{\nu} = \frac{\rho V_f L_c}{\mu}$$

Donde:

V_f = velocidad del flujo del fluido a una distancia lo suficientemente alejada de la superficie (m/s)

L_c = Longitud característica (m)

Para una placa plana L_c = distancia al borde de ataque de la placa

Para un tubo de sección circular L_c = Diámetro (D)

Para un tubo de sección no circular L_c = Diámetro hidráulico (D_{hid})

ν = viscosidad cinemática (m^2/s)

ρ = densidad del fluido (kg/m^3)

μ = viscosidad dinámica ($kg/m\ s$)

Para el análisis en tuberías el régimen de flujo se debe considerar como:

- Para una placa plana
 - Re crítico = 5×10^5
- Para tubos:
 - Si $Re < 2,300$ el flujo es laminar
 - Si $2,300 < Re < 10,000$ el flujo es de transición
 - Si $Re > 10,000$ el flujo es turbulento

2.6.2. Número de Nusselt

Representa la relación que existe entre el calor transferido por convección a través del fluido y el que se transferiría si sólo existiese conducción. Por lo tanto, el número de Nusselt representa el mejoramiento de la transferencia de calor a través de una capa de fluido como resultado de la convección en relación con la conducción a través de la misma capa.

En general el número de Nusselt está dado por: donde L_c es la longitud característica y k es la conductividad térmica del fluido.

$$Nu = \frac{\text{calor transferido por convección}}{\text{calor transferido si solo hubiera conducción}} = \frac{q_{conv}}{q_{cond}} = \frac{h\Delta T}{k \frac{\Delta T}{L_c}} = \frac{hL_c}{k}$$

- Para un tubo circular:

$$Nu = \frac{hD}{k}$$

- Para un tubo no circular:

$$Nu = \frac{hD_{hid}}{k} = \frac{4Ac/p}{k}$$

Donde:

Nu = Numero adimensional Nusselt

q_{conv} = calor de convección

q_{cond} = calor de conducción

h = Coeficiente de transferencia de calor por convección ($W/m^2 \text{ } ^\circ C$)

L_c = Longitud característica (m)

k = Conductividad térmica ($W/m \text{ } ^\circ C$)

ΔT = Diferencia de temperatura ($^\circ C$)

D_{hid} = Diámetro hidráulico (m)

A_c = área de la sección transversal del tubo (m^2)

P = Perímetro de la sección transversal (m)

Cuanto mayor es el número de Nusselt más eficaz es la convección. Un número de Nusselt de $Nu = 1$, para una capa de fluido, representa transferencia de calor a través de ésta, por conducción pura. El número de Nusselt se emplea tanto en convección forzada como natural

2.6.3. Numero de Prandtl

Representa la relación que existe entre la difusividad molecular de la cantidad de movimiento y la difusividad molecular del calor o entre el espesor de la capa límite de velocidad y la capa límite térmica: es decir el número de Prandtl es una relación entre la capacidad del fluido de transferir cantidad de movimiento y la capacidad de transferir su energía.

$$Pr = \frac{\text{difusividad molecular de la cantidad de movimiento}}{\text{difusividad molecular del calor}} = \frac{v}{\alpha} = \frac{\mu C_p}{k}$$

Donde:

Pr = Numero Prandtl adimensional

v = viscosidad dinámica del fluido (kg/m s)

α = difusividad térmica (m²/s)

μ = viscosidad cinemática (m²/s)

C_p = calor específico del fluido (J/kg °C)

k = Conductividad térmica (W/m °C)

Los valores del número de Prandtl para los gases son de alrededor de 0.70, lo que indica que tanto la cantidad de movimiento como de calor se difunden por el fluido a una velocidad similar.

Para líquidos los valores de Prandtl son muy bajos los cuales son menores de 0.01; y hasta más de 100.000 para los aceites pesados.

El calor se difunde con mucha rapidez en los metales líquidos ($Pr \ll 1$) y con mucha lentitud en los aceites ($Pr \gg 1$) en relación con la cantidad de movimiento. Esto indica que la capa límite térmica es mucho más gruesa para

los metales líquidos y mucho más delgada para los aceites, en relación con la capa límite de velocidad. Cuanta más gruesa sea la capa límite térmica con mayor rapidez se difundirá el calor en el fluido.

2.6.4. Temperatura de película

Es el promedio aritmético de las temperaturas de la superficie y del flujo libre. De esta forma, se supone que las propiedades del fluido se mantienen constantes en esos valores a lo largo de todo el flujo, debido a que las propiedades de los fluidos varían con la temperatura a lo largo de la capa límite, causando una influencia en la transferencia de calor.

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

Donde:

T_f = temperatura de película (°C)

T_s = Temperatura de la superficie en contacto con el fluido. (°C)

T_∞ = Temperatura del medio. (°C)

2.6.5. Configuración de flujo

Según la geometría de la capa límite en el interior del volumen de control, los procesos pueden ser de flujo externo o flujo interno.

2.6.5.1. Flujo interno

Es cuando el flujo está confinado en una superficie, por lo tanto, la formación de la capa límite está restringida.

2.6.5.2. Flujo externo

El flujo externo se da cuando un fluido pasa alrededor de un objeto sólido de cualquier geometría; provocando la formación de la capa límite sin restricciones, y logrando crecer en forma indefinida sobre la superficie del cuerpo sólido.

Es uno de los temas con mayor relevancia en el proyecto debido a que el equipo permitirá el estudio de coeficientes convectivos en diferentes geometrías en flujo externo.

2.7. Transferencia de calor por convección forzada en el exterior de diferentes geometrías

Cuando un fluido pasa sobre cuerpos completamente sumergidos en él, tales como esferas, tubos, banco de tubos, etc., la transferencia de calor sólo se verifica entre el fluido y el sólido.

Cuando existe transferencia de calor por convección externa, es decir cuando un flujo pasa alrededor de un cuerpo sólido, el flujo específico depende de la geometría del cuerpo, de su posición ya sea frontal, lateral, posterior, etc., de la proximidad de otros cuerpos, de la velocidad del flujo y de las propiedades del fluido.

El coeficiente de transferencia de calor varía en diferentes partes del cuerpo, por lo que se hace difícil calcular cada coeficiente. Para la solución de este problema se utilizan relaciones empíricas para obtener un coeficiente promedio de transferencia de calor por convección. Los datos experimentales para la transferencia de calor a menudo se representan de manera conveniente

con precisión razonable mediante una simple relación de la ley de las potencias de la forma:

$$Nu = C \cdot Re^m \cdot Pr^n$$

Donde:

Nu = número Nusselt adimensional

Re = número Reynolds adimensional

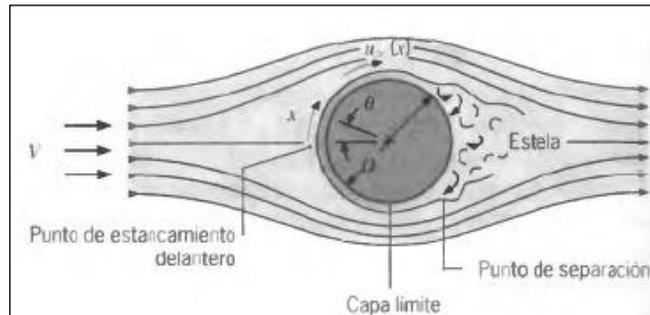
Pr = número Prandtl

C, m, n = Constantes. Los valores específicos del coeficiente C y los exponentes m y n varían con la naturaleza de la geometría de la superficie y el tipo de flujo, estos valores se especifican en tablas más adelante.

2.7.1. Elemento calefactor de tubo solitario

El desarrollo de la capa límite en un tubo solitario determina las características de la transferencia de calor. Mientras que la capa límite permanezca laminar y se comporte bien, es posible calcular la transferencia de calor mediante métodos comunes y analíticos. Pero se sabe que la capa límite es perjudicial a la transferencia de calor o mejor dicho es una resistencia térmica, sin embargo, es necesario añadir al análisis un gradiente de presión, ya que este influye en el perfil de velocidades de la capa límite de modo apreciable.

Figura 6. **Formación y separación de la capa límite sobre un tubo solitario circular**



Fuente: INCROPERA, Frank, fundamentos de transferencia de calor y de masa, p 366.

2.8. Correlaciones empíricas para determinar número de Nusselt en diferentes geometrías

Para el cálculo de transferencia de calor por convección forzada externa en distintas geometrías es necesario determinar el número de Nusselt, es por ello que se utilizan correlaciones empíricas ya que no hay una ecuación exacta para poder calcularlo, estas permiten obtener condiciones promedio globales tomando como consideración inicial la temperatura media de película.

2.8.1. Correlaciones empíricas para un tubo solitario

A continuación, se presentan algunas de las principales correlaciones, para tubo solitario:

2.8.1.1. Correlación Hilpert

$$\overline{Nu} = \frac{\bar{h} \cdot D}{k} = C \cdot Re^m \cdot Pr^{1/3}$$

Donde:

\overline{Nu} = número Nusselt promedio adimensional

\bar{h} = coeficiente convectivo de transferencia de calor promedio (W/m² °C)

k = conductividad térmica del fluido (W/m °C)

D = diámetro del tubo (m)

Re = número Reynolds adimensional

Pr = número Prandtl adimensional

C, m = Constantes que se listan en la tabla III

Tabla III. **Constantes ecuación de Hilpert para tubo solitario**

Re	C	m
0,4 – 4	0,989	0,33
4 – 40	0,911	0,385
40 – 4 000	0,683	0,466
4 000 – 40 000	0,193	0,618
40 000 – 400 000	0,027	0,805

Fuente: INCROPERA, Frank, fundamentos de transferencia de calor y de masa, p 370.

2.8.1.2. **Correlación Zhukauskas para tubo solitario**

$$\overline{Nu} = C \cdot Re_D^m \cdot Pr^n \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{1/4}$$

$$\begin{bmatrix} 0.7 < Pr < 500 \\ 1 < Re_D < 10^6 \end{bmatrix}$$

Donde:

\overline{Nu} = número Nusselt promedio adimensional

Pr = número Prandtl medido a temperatura del fluido adimensional

Pr_s = número Prandtl, medido a temperatura de superficie adimensional

Re = número Reynolds a temperatura del fluido adimensional

C , n y m = están dados por la tabla IV

Tabla IV. **Constantes para la ecuación de Zhukauskas para tubo solitario**

Re	C	m
4 – 40	0,75	0,4
40 – 1 000	0,51	0,5
1 000 – 200 000	0,26	0,6
200 000 – 2 000 000	0,076	0,7

Fuente: INCROPERA, Frank, fundamentos de transferencia de calor y de masa, p 371.

2.8.1.3. Correlación de Churchill y Bernstein

Una de las más generales y de mayor extensión, que cubre todo el rango de Re , pero se recomienda cumplir con el parámetro $Re \cdot Pr > 0.2$, donde todas las propiedades deben evaluarse a la temperatura de película y que tiene la forma siguiente:

$$Nu = 0.3 + \frac{0.62Re^{1/2}Pr^{1/3}}{\left[1 + \left(\frac{0.4}{Pr}\right)^{2/3}\right]^{1/4}} \left[1 + \left(\frac{Re}{282\,000}\right)^{5/8}\right]^{4/5}$$

Donde:

\overline{Nu} = número Nusselt promedio adimensional

Re = número Reynolds adimensional

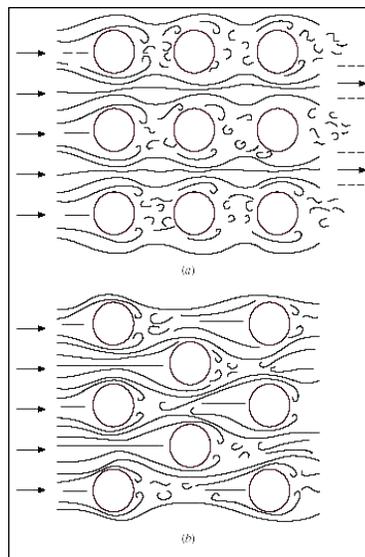
Pr = número Prandtl adimensional

2.8.2. Correlaciones empíricas para flujo cruzado en banco de tubos

La transferencia de calor en la circulación de un fluido sobre un banco de tubos, en flujo cruzado, es muy importante para el diseño y proyecto de la inmensa mayoría de los intercambiadores de calor. Cuando se analiza transferencia de calor en un banco de tubos, se debe considerar el patrón de flujo y el nivel de turbulencia corriente abajo y, por consiguiente, se deben considerar a la vez todos los tubos en el arreglo.

Existen dos tipos de disposición, o arreglos geométricos que pueden tener los tubos: disposición alineada o cuadrada y disposición triangular o desplazada como se muestra en la figura 7.

Figura 7. **Patrones de flujo para los bancos de tubos (a) cuadrado y (b) triangular**



Fuente: <https://sites.google.com/site/tcmdefiunsj/tema-7>. Consulta: 7 enero 2017.

Las condiciones del flujo dentro del banco dependen también de ciertos parámetros como la separación transversal, longitudinal y diagonal del centro los tubos, términos conocidos como S_T , S_L y S_D respectivamente. El diámetro exterior del tubo D se toma como la longitud característica, y el paso diagonal se determina a partir de:

$$S_D = \sqrt{S_L^2 + (S_T/2)^2}$$

Donde:

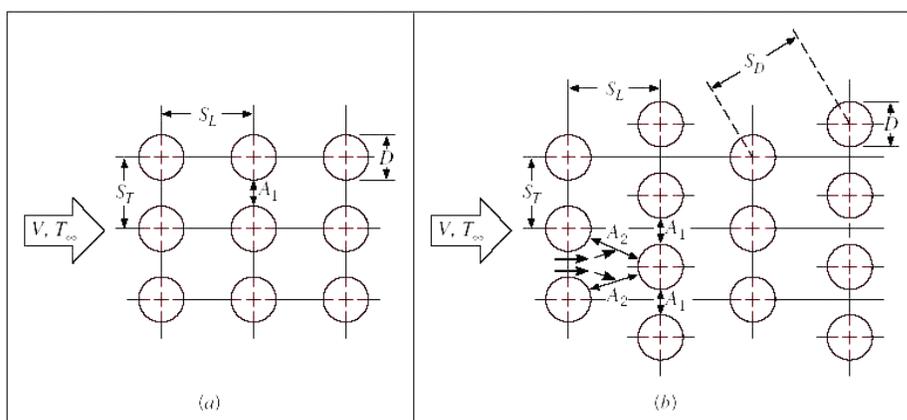
S_T = separación transversal medidas entre centro de tubos (m)

S_D = distancia del paso diagonal entre centro de tubos solo para disposición triangular (m)

S_L = separación longitudinal medidas entre centro de tubos (m)

D = diámetro del tubo (m)

Figura 8. **Arreglos de tubos en un banco (a) cuadrado (b) triangular**



Fuente: INCROPERA, Frank, fundamentos de transferencia de calor y de masa, p 378.

En los bancos de tubos las características del flujo son dominadas por la velocidad máxima $V_{m\acute{a}x}$ que se tiene dentro del banco. 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:

$$Re = \frac{\rho \cdot V_{max} \cdot D}{\mu}$$

Donde:

Re = Número de Reynolds adimensional

ρ = densidad del fluido (kg/m^3)

V_{max} = velocidad máxima en un banco de tubos (m/s)

d = diámetro (m)

μ = viscosidad cinemática (m^2/s)

2.8.2.1. Temperatura logarítmica media LMTD

La forma apropiada de cuantificar el cambio de temperatura en un arreglo de tubos ya sea triangular o cuadrado es por medio de la diferencia de temperatura media logarítmica. Cuanto mayor sea el LMTD, más calor se transfiere, la cual está dada por la ecuación:

$$LMTD = \frac{(T_s - T_i)(T_s - T_o)}{\ln \frac{(T_s - T_i)}{(T_s - T_o)}}$$

Donde:

LMTD: temperatura media logarítmica (K)

T_s = temperatura de superficie (K)

T_i = temperatura de entrada del fluido (K)

T_o = temperatura de salida del fluido (K)

Una vez calculado, el LMTD se puede utilizar la siguiente ecuación para el cálculo de la transferencia de calor en un intercambiador:

$$Q = U \cdot A \cdot LMTD$$

Donde:

Q = transferencias a de calor (Watts)

U = coeficiente de transferencia de calor (W/K m²)

LMTD = temperatura logarítmica media (K)

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

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

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 como se puede observar en la figura 8. Es por eso que se deben comparar estas distancias y calcular correctamente este parámetro, comprobando que se cumplan los factores siguientes:

- **Factor 1:** La velocidad será máxima en A_2 siempre que se cumpla que:

$$2(S_D - D) < (S_T - D)$$

- **Factor 2:** Además de esto el valor de S_D debe cumplir la siguiente condición:

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

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

Donde:

S_T = separación transversal medidas entre centro de tubos (m)

S_D = distancia del paso diagonal entre centro de tubos solo para disposición triangular (m)

S_L = separación longitudinal medidas entre centro de tubos (m)

D = diámetro del tubo (m)

El flujo sobre bancos de tubos se estudia de manera experimental, ya que es demasiado complejo como para tratarse en forma analítica. Principalmente, se tiene interés en el coeficiente de transferencia de calor promedio para todo el banco de tubos, el cual depende del número de filas a lo largo del flujo, así como de la configuración y del tamaño de los tubos.

Al igual que en el caso del flujo a través de un cilindro, existen diferentes correlaciones que sirven para el cálculo del número de Nusselt.

2.8.2.2. Correlación Grimison

Grimison obtuvo una correlación para encontrar el número de Nusselt promedio para un flujo de aire a través de haces de tubos compuestos de 10 o

más líneas ($N_L \geq 10$) y para un rango de $2\,000 < Re_{D, \text{máx.}} < 40\,000$ y $Pr \leq 0.7$ de la forma

$$Nu_D = \frac{hD}{k} = 1.13 C_1 C_2 Re_{D, \text{máx.}}^m Pr^{1/3}$$

Donde:

Nu_D = número de Nusselt promedio para bancos de tubos

h = coeficiente convectivo de transferencia de calor ($W/m^2 \text{ } ^\circ C$)

$Re_{D, \text{máx.}}^m$ = Número de Reynolds adimensional

Pr = número Prandtl medido a temperatura del fluido adimensional

C_1, C_2 y m = constantes

Tabla V. **Coeficiente C_1 y m de la correlación de Grimison**

Distribución	S_L/D	S_T/D							
		1.25		1.50		2.00		3.00	
		C_1	m	C_1	m	C_1	m	C_1	m
En línea	1.25	0.348	0.592	0.275	0.608	0.100	0.704	0.0633	0.752
	1.50	0.367	0.586	0.250	0.620	0.101	0.702	0.0678	0.744
	2.00	0.418	0.570	0.299	0.602	0.229	0.632	0.198	0.648
	3.00	0.290	0.601	0.357	0.584	0.374	0.581	0.286	0.608
Cruzada	0.600	-	-	-	-	-	-	0.213	0.636
	0.900	-	-	-	-	0.446	0.571	0.401	0.581
	1.000	-	-	0.479	0.558	-	-	-	-
	1.125	-	-	-	-	0.478	0.565	0.518	0.560
	1.250	0.518	0.556	0.505	0.554	0.519	0.556	0.522	0.562
	1.500	0.451	0.568	0.46	0.562	0.452	0.568	0.488	0.568
	2.000	0.404	0.572	0.416	0.568	0.482	0.556	0.449	0.570
	3.000	0.310	0.592	0.356	0.580	0.440	0.562	0.428	0.574

Fuente: INCROPERA, Frank, fundamentos de transferencia de calor y de masa, p 379

Tabla VI. **Coefficiente C₂ de la correlación de Grimison**

N (N° Filas)	1	2	3	4	5	6	7	8	9
En línea	0.64	0.80	0.87	0.90	0.92	0.94	0.96	0.98	0.99
Cruzada	0.68	0.75	0.83	0.89	0.92	0.95	0.97	0.98	0.99

Fuente: INCROPERA, Frank, fundamentos de transferencia de calor y de masa, p 379.

2.8.2.3. Correlación Zhukauskas

Zhukauskas desarrollo la correlación más reciente para el cálculo del número de Nusselt promedio en flujo cruzado sobre bancos de tubos, está basada en datos experimentales y se debe de tomar en cuenta la condición $Nu_D > 16$ y $0.7 < Pr < 500.$, cuya forma general es:

$$Nu_D = \frac{hD}{k} = C Re_D^m Pr^n (Pr/Pr_s)^{0.25}$$

Donde:

Nu_D = número de Nusselt promedio para bancos de tubos adimensional

h = coeficiente convectivo de transferencia de calor ($W/m^2 \text{ } ^\circ C$)

Re_D = Número de Reynolds

Pr = número adimensional Prandtl medido a temperatura del fluido

Pr_s = número adimensional Prandtl, medido a temperatura de superficie

C, m y n = constantes

Los valores de las constantes C, m y n dependen del valor del número de Reynolds y se encuentran en la figura 9.

Para bancos de tubos menores a 16 desarrollo un factor de corrección el que cual se presenta en la figura No. 10, modificando la ecuación anterior como sigue:

$$Nu_{D, N_L < 16} = F Nu_D$$

Nótese que todas las propiedades, excepto Pr_s se deben evaluar a la temperatura media aritmética del fluido.

Tabla VII. **Correlaciones del número de Nusselt sobre bancos de tubos en flujo cruzado**

Configuración	Rango de Re_D	Correlación
Alineados	0-100	$Nu_D = 0.9 Re_D^{0.4} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	100-1 000	$Nu_D = 0.52 Re_D^{0.5} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	1 000- 2×10^5	$Nu_D = 0.27 Re_D^{0.63} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	2×10^5 - 2×10^6	$Nu_D = 0.033 Re_D^{0.8} Pr^{0.4} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
Escalonados	0-500	$Nu_D = 1.04 Re_D^{0.4} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	500-1 000	$Nu_D = 0.71 Re_D^{0.5} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	1 000- 2×10^5	$Nu_D = 0.35 (S_T/S_L)^{0.2} Re_D^{0.6} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	2×10^5 - 2×10^6	$Nu_D = 0.031 (S_T/S_L)^{0.2} Re_D^{0.8} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$

Fuente: ÇENGEL, Yunus, transferencia de calor y masa, p. 441.

Tabla VIII. **Factor de corrección F de la ecuación de Zhukauskas**

N_L	1	2	3	4	5	7	10	13
Alineados	0.70	0.80	0.86	0.90	0.93	0.96	0.98	0.99
Escalonados	0.64	0.76	0.84	0.89	0.93	0.96	0.98	0.99

Fuente: ÇENGEL, Yunus, transferencia de calor y masa, p. 20.

2.9. Ventiladores

Un ventilador es una turbo-máquina que se utiliza para producir una corriente de aire, mediante un rodete con aspas que giran produciendo una diferencia de presiones para mantener un flujo continuo de aire. Entre sus aplicaciones destacan las de hacer circular y renovar el aire en un lugar cerrado; así como la de disminuir la resistencia de transmisión de calor por convección.

La transferencia de calor por convección forzada utiliza la mayoría de veces ventiladores para aumentar la transferencia de calor y obtener un enfriamiento eficiente.

2.9.1. Clasificación de los ventiladores

2.9.1.1. Helicoidales

Este tipo de ventilador consiste en una hélice dentro de un marco de montaje. La dirección de la corriente de aire es paralela a la flecha del ventilador. Se emplea para trasladar aire de un lugar a otro. Puede manejar grandes volúmenes de aire a una presión estática baja.

2.9.1.2. Axiales o tipo túnel

También mueven el flujo paralelo a la flecha del ventilador, pero estos pueden invertir la dirección de giro y por lo tanto la dirección del flujo. Trabajan con presiones medias. Aprovechando la conversión del componente rotativo de la corriente de aire, este ventilador puede alcanzar una presión estática más

alta que el de tipo de hélice de aspas rectas, a la misma velocidad axial, y hacerlo más eficientemente.

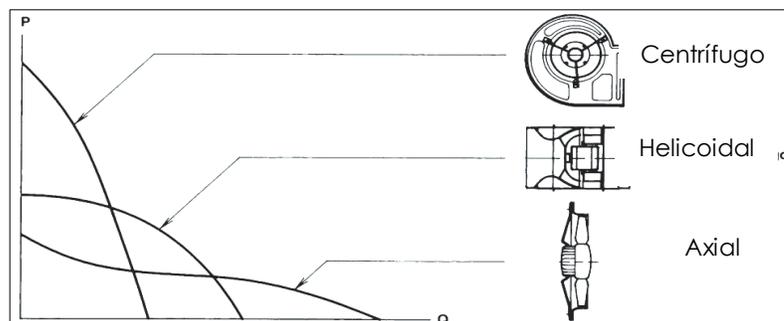
2.9.1.3. Centrífugos

Consiste en un rotor encerrado en una carcasa; el aire, que entra a través del ojo del rotor paralelo a la flecha del ventilador, el aire es succionado por el rotor y se descarga por la salida en ángulo recto a la flecha; puede ser de entrada sencilla o de entrada doble. Estos ventiladores trabajan con presiones más altas.

2.9.2. Curvas características

Las curvas características describen gráficamente el comportamiento de los equipos de ventilación en función del caudal de operación. Cada curva es exclusiva para cada ventilador, y describe únicamente el comportamiento, eficiencia y consumo de potencia de ese equipo en particular.

Figura 9. Modelos de curvas características de distintos ventiladores



Fuente: ESCODA, Salvador manual de ventilación

<http://www.salvadorescodas.com/tecnico/VE/Manual-Ventilacion.pdf>. Consulta: 18 de febrero de 2017.

Los fabricantes usualmente proporcionan la información referida a los ventiladores mediante una serie de tablas en las que se indican el tamaño del ventilador, el caudal y la presión requeridos por el sistema, la caída de presión total o la caída de presión estática del ventilador son expresadas en milímetros o pulgadas de columna de agua, y a partir de esta información se puede obtener la velocidad efectiva del aire y la potencia consumida.

2.9.3. Circulación de aire por conductos rectangulares

Para ventilar un espacio dentro de un conducto, ya sea impulsando aire o extrayendo el mismo, se debe conectar el ventilador por medio de un conducto o una tubería. El flujo del aire por tal conducto absorbe la energía del ventilador que lo impulsa.

2.9.3.1. Velocidad efectiva del aire

La velocidad real o efectiva que circula en un conducto debe contemplarse en función de la caída de presión y la velocidad teórica del ventilador que proporciona el fabricante. Dicha información se encuentra en la curva característica propia del ventilador, con estos datos se puede llegar a conocer el caudal a transportar, y así con el área del ducto obtener la velocidad efectiva que circula en él.

El diseño del equipo didáctico es un ducto rectangular, y es necesario determinar antes la sección circular equivalente, así como el diámetro equivalente, el cual puede calcularse por medio de la fórmula de Huebscher:

$$D_{eq} = \frac{1.3(axb)^{5/8}}{(a + b)^{1/4}}$$

Donde:

D_{eq} = diámetro equivalente (m)

a = longitud de un lado de un ducto (m)

b = longitud del lado adyacente del ducto (m)

2.9.3.2. Ecuación de la energía mecánica

La energía total por unidad de tiempo de una corriente fluida en un sistema abierto se establece como la suma de su energía interna, su flujo de trabajo, su energía potencial y su energía cinética, por el flujo másico circulante y está representado por la ecuación de Bernoulli

$$\frac{P}{\rho} + \frac{V^2}{2} + gz = constante$$

Donde:

P = presión a lo largo de la línea de corriente (mm-H₂O)

V = velocidad del fluido en la sección considerad (m/s)

z = altura en la dirección de la gravedad desde una cota de referencia. (m)

g = aceleración gravitatoria (m/s²)

ρ = densidad del fluido. (kg/m³)

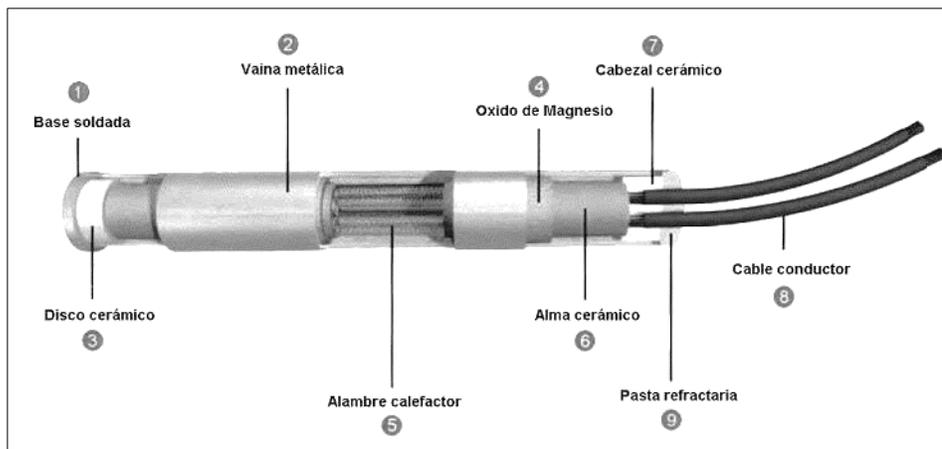
2.10. Resistencias tipo cartucho

Una resistencia tipo cartucho es un elemento de calentamiento industrial que consiste en un cilindro metálico que contiene un cable resistivo llamado bobina. La bobina está aislada del tubo exterior por la magnesita que se

compacta para fijar la bobina y facilitar la transmisión de calor al tubo exterior de las resistencias. La mayoría de las resistencias tipo cartucho son tubos cilíndricos rectos.

Las resistencias tipo cartucho, así como todas las resistencias eléctricas industriales, son destinadas para calentar procesos, haciendo uso del efecto electro-térmico conocido como efecto Joule; el cual establece que la temperatura de un conductor se incrementará cuando una corriente eléctrica circule por él en forma continua. Con lo anterior se sabe que cualquier resistencia eléctrica basa su funcionamiento en este efecto físico-térmico, y es por eso que existe un aumento de temperatura como consecuencia de una corriente eléctrica.

Figura 10. **Partes de una resistencia calefactora tipo cartucho**



Fuente: <http://www.alberttrullas.com/images/cartuchobaja.jpg>. Consulta: 18 de febrero de 2017.

3. DISEÑO METODOLÓGICO

3.1. Variables

En el proyecto se establecerán variables que se ven involucradas en el diseño del equipo y al fenómeno de transferencia de calor por convección forzada externa, estas se clasifican como a) variables dependientes b) variables independientes, tal como se muestra en la siguiente tabla:

Tabla IX. Tipos de variables

Num.	Variable	Unidad	Dependiente	Independiente
1	Temperatura	°C	X	
2	Potencia	W		X
3	Velocidad flujo de aire	m/s	X	
4	Resistencia	Ohms		X
5	Densidad del flujo	Kg/m ³	X	
6	Diámetro	m		X
7	Longitud	m		X
8	Voltaje	Voltios		X

Fuente: elaboración propia.

3.2. Delimitación de campo de estudio

3.2.1. Ubicación

El equipo está ubicado en el Laboratorio de Operaciones Unitarias de la Escuela de Ingeniería Química, Facultad de Ingeniería, USAC.

3.2.2. Área de investigación

Fenómeno de transferencia de calor por convección forzada externa en tres diferentes configuraciones geométricas: tubo solitario, arreglo triangular y arreglo cuadrado.

El equipo didáctico permite el análisis de coeficientes convectivos de transferencia de calor externos, por medio de la medición de temperaturas del aire forzado como fluido dentro del ducto, el cual atraviesa resistencias calefactoras tipo cartucho, que permiten la transferencia de calor.

3.2.3. Recursos humanos disponibles

- **Investigadora:** María José Solares Miranda
- **Asesor:** Ing. Químico Jorge Emilio Godínez Lemus

3.2.4. Recursos materiales disponibles

En las siguientes tablas se muestra la lista de materiales y herramientas que se utilizaron para implementar el equipo didáctico:

Tabla X. Recursos materiales utilizados

Material	Dimensión	Cantidad
Tabla de madera	1" x 12" x 2 m	2
Plancha de fibrocemento	11mm x 4' x 8'	1
Tornillo de tabla yeso	1/2", 1"	200
Sellador sikaflex	Tubo	2
Ventilador	--	1
Resistencias calefactoras tipo cartucho	1/2" x 20 cm 100W 110V	20
Sensor de temperatura Termocuplas tipo k	--	3
Lector LCD de termocuplas	--	1
Caja de conexiones	--	3
Epóxico Epoxi-mil	--	3
Epóxico para alta temperatura	--	1
Fusibles	2.5A, 8A, 9A, 250V	3
Porta fusibles	---	3
<i>Switch</i>	1 polo 6A	3
Silicón rojo	--	1
Controlador de velocidades	--	1
Cable	calibre 14, 3m	1
Enchufes	--	3
Tela cedazo galvanizada	1 yda	1
Laca fondo blanco	¼ gal	1
Laca azul	¼ gal	1
<i>Thinner</i>	½ gal	1
Lija	Hoja tamaño carta	2
Manijas	--	6
Cerrojos de alambre y gancho	--	6

Fuente: elaboración propia.

Tabla XI. **Herramientas de trabajo utilizadas**

Num.	Herramientas	Descripción
1.	Sierra eléctrica	--
2	Lijadora	--
3.	Escuadras	--
4.	Barreno	--
5.	Cepillo de madera	--
6.	Cautín	--
7.	Estaño	Soldar circuitos
8.	Corta alambre	--
9.	Pinzas	Doblar alambre
10.	Cuchilla	--
11.	Brochas	--
12.	Desarmadores	--
13.	Materiales de oficina	Lapiceros, lápiz, borrador, papel, folder, reglas, computador, impresora, libros de texto.
14	Internet	Realizar investigación
15	AutoCAD 2016, SketchUp 2016, Visio 2016	Programas para la realizar los planos

Fuente: elaboración propia.

3.3. Técnica cualitativa o cuantitativa

3.3.1. Técnica cualitativa

Se definió la posición del ducto horizontal para tener mayor seguridad, ya que se tiene mayor área de contacto con la superficie de la base (mesa), donde se colocó el equipo.

Se asumió que toda la potencia de las resistencias calefactoras, es convertida en calor.

3.3.2. Técnica cuantitativa

- Determinación de la velocidad de operación del ventilador
- Determinación de la temperatura de superficie de las resistencias tipo cartucho, se realizaron mediciones en ensayos, y por medio de las variables y correlaciones obtenerla.
- Determinación de los coeficientes individuales de transferencia de calor por medio del cálculo de diámetro equivalente, viscosidad, densidad, conductividad térmica, números adimensionales (Prandtl, Reynolds, Nusselt), a temperatura de salida y a temperatura de superficie.
- Determinación del calor por transferencia de calor forzada externa, por medio de un balance de calor y por ley de enfriamiento de Newton para obtener un delta de calor y poder maximizar la temperatura de superficie de los tubos.

3.4. Recolección y ordenamiento de la información

3.4.1. Datos calculados para el diseño de banco de tubos en arreglo cuadrado

Tabla XII. **Parámetros de diseño constantes del banco de tubos en arreglo cuadrado**

Descripción	Valor	Unidad
Número total de tubos	9	-
Velocidad de operación aire	0,842	m/s
Temperatura entrada a los tubos	25°	°C
Diámetro de un solo tubo	0,012	m
Área flujo de calor del arreglo	0,064	m ²
Potencia del arreglo	900	W
Separación longitudinal S_L	0,0505	m
Separación Transversal S_T	0,0505	m

Fuente: elaboración propia.

Tabla XIII. **Datos calculados para el diseño del montaje del banco de tubos en arreglo cuadrado**

Temp. ingreso T_i (°C)	V_i (m/s)	$V_{m\acute{a}x}$ (m/s)	Temp. Superficie T_s (°C)	LMTD (°C)	\dot{m} (kg/s)	Temp. Salida T_o (°C)	Temp. Promedio T_m (°C)
25	0,842	1,1044	139,23	111,71	0,0360	30	27,5
25	0,842	1,1044	253,40	223,36	0,0360	35	30,0
25	0,842	1,1044	367,93	335,37	0,0360	40	32,5
25	0,842	1,1044	482,74	447,67	0,0360	45	35,0
25	0,842	1,1044	597,62	560,03	0,0360	50	37,5
25	0,842	1,1044	712,39	672,28	0,0360	55	40,0
25	0,842	1,1044	826,94	784,31	0,0360	60	42,5
25	0,842	1,1044	941,24	896,09	0,0360	65	45,0
25	0,842	1,1044	1 055,25	1 007,58	0,0360	70	47,5
25	0,842	1,1044	1 168,97	1 118,79	0,0360	75	50,0
25	0,842	1,1044	1 282,41	1 229,70	0,0360	80	52,5
25	0,842	1,1044	1 733,42	1 670,64	0,0360	100	62,5
25	0,842	1,1044	2 180,60	2 107,74	0,0360	120	72,5
25	0,842	1,1044	2 624,79	2 541,85	0,0360	140	82,5
25	0,842	1,1044	3 066,74	2 973,73	0,0360	160	92,5

Fuente: elaboración propia.

Tabla XIV. Propiedades de transporte calculadas a temperatura promedio para el diseño del montaje del banco de tubos en arreglo cuadrado

Propiedades de transporte a temp. promedio T_m				
μ (Pa.s)	ρ (kg/m³)	k (W/m.K)	Cp (J/kg.K)	Pr
1,8573E-05	1,17	0,0262	1 001,37	0,7112
1,8692E-05	1,17	0,0263	1 001,48	0,7109
1,8810E-05	1,16	0,0265	1 001,59	0,7107
1,8927E-05	1,15	0,0267	1 001,71	0,7105
1,9044E-05	1,14	0,0269	1 001,84	0,7102
1,9161E-05	1,13	0,0270	1 001,97	0,7100
1,9277E-05	1,12	0,0272	1 002,10	0,7098
1,9393E-05	1,11	0,0274	1 002,24	0,7095
1,9508E-05	1,10	0,0276	1 002,39	0,7093
1,9623E-05	1,09	0,0277	1 002,54	0,7091
1,9737E-05	1,08	0,0279	1 002,69	0,7088
2,0191E-05	1,05	0,0286	1 003,37	0,7079
2,0637E-05	1,02	0,0293	1 004,14	0,7071
2,1077E-05	0,99	0,0300	1 005,01	0,7063
2,1511E-05	0,97	0,0307	1 005,97	0,7055

Fuente: elaboración propia.

Tabla XV. **Propiedades de transporte calculadas a temperatura de superficie de tubo para el diseño del montaje del banco de tubos en arreglo cuadrado**

Propiedades de transporte a Temp. de superficie (Ts)						
μ (Pa.s)	ρ (kg/m ³)	k (W/m.K)	Cp (J/kg.K)	Prs	Re	Nus
2,35E-05	0,8566	0,0338	1 011,74	0,7025	838,33	11,488
2,78E-05	0,6708	0,0411	1 033,28	0,6995	826,15	11,414
3,17E-05	0,5510	0,0480	1 060,42	0,6999	814,25	11,328
3,52E-05	0,4673	0,0546	1 087,85	0,7007	802,63	11,241
3,84E-05	0,4057	0,0610	1 113,00	0,7007	791,28	11,159
4,14E-05	0,3584	0,0672	1 135,16	0,6994	780,18	11,084
4,42E-05	0,3211	0,0732	1 154,46	0,6970	769,34	11,014
4,69E-05	0,2909	0,0791	1 171,25	0,6939	758,74	10,948
4,94E-05	0,2659	0,0849	1 185,90	0,6902	748,37	10,885
5,18E-05	0,2449	0,0905	1 198,75	0,6861	738,24	10,825
5,41E-05	0,2271	0,0960	1 210,05	0,6817	728,33	10,767
6,24E-05	0,1760	0,1171	1 243,70	0,6629	690,77	10,551
6,97E-05	0,1440	0,1369	1 265,05	0,6439	656,27	10,352
7,63E-05	0,1219	0,1559	1 279,18	0,6261	624,50	10,162
8,23E-05	0,1058	0,1741	1 288,90	0,6096	595,16	9,980

Fuente: elaboración propia.

Tabla XVI. Datos calculados de los coeficientes convectivos individuales y la razón de transferencia de calor para el banco de tubos en arreglo cuadrado

h (W/m².K)	balance de energía Q (W)	enfriamiento de Newton Q (W)	Delta ΔQ	Calor por radiación (W)	Calor total con radiación (W)
25,03	180,30297	180,30310	0,00013869	1,044	181,347
25,04	360,64572	360,64575	3,468E-05	2,775	363,421
25,02	541,03045	541,03054	8,8774E-05	6,098	547,128
24,99	721,46002	721,46012	9,769E-05	11,786	733,246
24,98	901,93686	901,93722	0,00036258	20,755	922,692
24,97	1 082,4638	1 082,4646	0,00073756	34,057	1 116,522
24,98	1 263,0451	1 263,0451	1,1511E-06	52,873	1 315,918
24,99	1 443,6807	1 443,6817	0,00136562	78,514	1 522,196
25,01	1 624,3772	1 624,3772	5,2206E-05	112,417	1 736,795
25,03	1 805,1344	1 805,1348	0,00041315	156,145	1 961,279
25,05	1 985,9553	1 985,9573	0,00193908	211,379	2 197,336
25,16	2 709,9586	2 709,9595	0,00088958	585,235	3 295,195
25,03	3 435,2535	3 435,2540	0,00053309	1 308,691	4 743,945
25,04	4 162,0497	4 162,0497	5,588E-05	2 546,079	6 708,128
25,02	4 890,5586	4 890,5586	9,1881E-07	4 492,064	9 382,622

Fuente: elaboración propia.

Tabla XVII. **Datos calculados variando el caudal de aire a 50 % (0,55 m/s) para el arreglo cuadrado**

Temp. Salida T_o (°C)	V_{max} (m/s)	Temp. Superficie T_s (°C)	MLDT (°C)	Prs	Re	Nus	h (W/m ² .K)	Q (W)
30	0,55	185,39	157,88	0,701	838,33	11,496	25,054	254,99
35	0,55	345,93	315,91	0,700	826,15	11,414	25,044	510,03
40	0,55	506,98	474,44	0,701	814,25	11,324	25,016	765,13
45	0,55	667,98	632,93	0,700	802,63	11,244	25,006	1 020,30
50	0,55	828,52	790,96	0,697	791,28	11,174	25,015	1 275,53
55	0,55	988,46	948,38	0,692	780,18	11,111	25,039	1 530,84
60	0,55	1 147,72	1 105,13	0,687	769,34	11,054	25,072	1 786,22
65	0,55	1 306,32	1 261,22	0,681	758,74	11,000	25,111	2 041,67
70	0,55	1 464,27	1 416,65	0,674	748,37	10,949	25,154	2 297,22
75	0,55	1 621,59	1 571,46	0,668	738,24	10,899	25,200	2 552,85
80	0,55	1 778,32	1 725,68	0,661	728,33	10,851	25,246	2 808,57
100	0,55	2 400,06	2 337,36	0,635	690,77	10,666	25,435	3 832,46

Fuente: elaboración propia.

Tabla XVIII. **Datos calculados variando el caudal de aire a 30 % (0,33 m/s) para el arreglo cuadrado**

Temp. Salida T_o (°C)	V_{max} (m/s)	Temp. Superficie T_s (°C)	MLDT (°C)	Prs	Re	Nus	h (W/m ² .K)	Q (W)
30	0,33	231,26	203,75	0,70	838,33	11,50	25,06	329,19
35	0,33	437,97	407,95	0,70	826,15	11,41	25,03	658,45
40	0,33	644,91	612,38	0,70	814,25	11,33	25,02	987,78
45	0,33	851,10	816,06	0,70	802,63	11,26	25,04	1 317,20
50	0,33	1 056,17	1 018,62	0,69	791,28	11,20	25,08	1 646,70
55	0,33	1 260,04	1 219,98	0,68	780,18	11,15	25,13	1 976,30
60	0,33	1 462,73	1 420,16	0,67	769,34	11,11	25,19	2 305,99
65	0,33	1 664,30	1 619,22	0,67	758,74	11,06	25,25	2 635,79
70	0,33	1 864,83	1 817,23	0,66	748,37	11,02	25,31	2 965,69
75	0,33	2 064,38	2 014,27	0,65	738,24	10,98	25,38	3 295,71
80	0,33	2 263,04	2 210,43	0,64	728,33	10,94	25,44	3 625,85
100	0,33	3 050,29	2 987,64	0,61	690,77	10,77	25,69	4 947,69

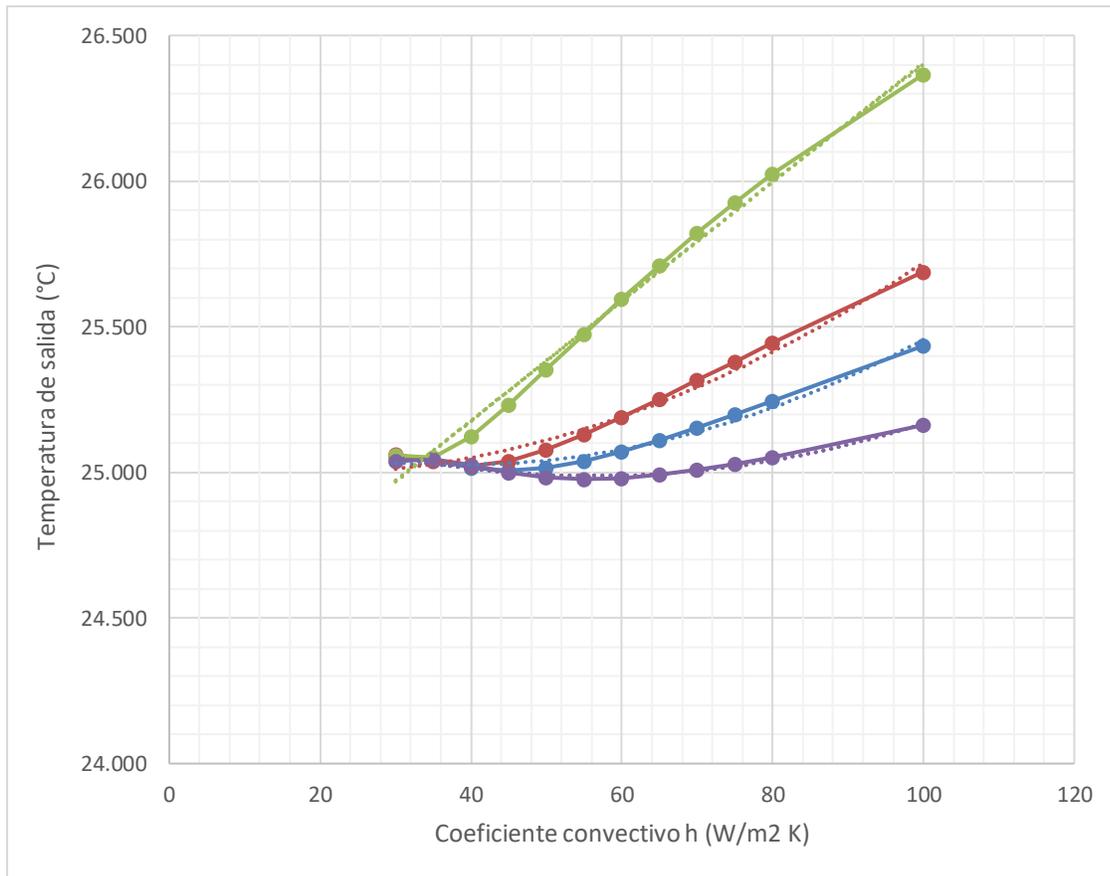
Fuente: elaboración propia.

Tabla XIX. **Datos calculados variando el caudal de aire a 10 % (0,11 m/s) para el arreglo cuadrado**

Temp. Salida T_o (°C)	V_{max} (m/s)	Temp. Superficie T_s (°C)	MLDT (°C)	Prs	Re	Nus	h (W/m ² .K)	Q (W)
30	0,11	380,45	352,94	0,70	838,33	11,50	25,06	570,17
35	0,11	736,21	706,20	0,70	826,15	11,42	25,05	1 140,46
40	0,11	1 088,91	1 056,39	0,69	814,25	11,37	25,12	1 710,89
45	0,11	1 437,68	1 402,66	0,68	802,63	11,35	25,23	2 281,46
50	0,11	1 782,72	1 745,19	0,66	791,28	11,32	25,35	2 852,17
55	0,11	2 124,42	2 084,38	0,65	780,18	11,30	25,47	3 423,05
60	0,11	2 463,18	2 420,63	0,63	769,34	11,28	25,60	3 994,10
65	0,11	2 799,39	2 754,34	0,62	758,74	11,26	25,71	4 565,32
70	0,11	3 133,40	3 085,84	0,61	748,37	11,24	25,82	5 136,73
75	0,11	3 465,48	3 415,42	0,60	738,24	11,21	25,93	5 708,34
80	0,11	3 795,88	3 743,32	0,59	728,33	11,19	26,02	6 280,14
100	0,11	5 104,30	5 041,71	0,55	690,77	11,06	26,37	8 569,64

Fuente: elaboración propia.

Figura 11. **Temperatura de salida en función del coeficiente convectivo de transferencia de calor para banco de tubos en arreglo cuadrado**



Color	Caudal aire (%)	Modelo matemático	Correlación (R ²)
Verde	10	$y = 9E-05x^2 - 0,0105x + 25,281$	0,96
Rojo	30	$y = 0,0001x^2 - 0,0086x + 25,191$	0,9761
Azul	50	$y = 0,0001x^2 - 0,0033x + 25,017$	0,9783
Púrpura	100	$y = 0,0205x + 24,358$	0,9901

Fuente: elaboración propia.

3.4.2. Datos calculados para el diseño de banco de tubos en arreglo triangular

Tabla XX. Parámetros de diseño constantes del banco de tubos en arreglo triangular

Descripción	Valor	Unidad
Número total de tubos	10	-
Velocidad de operación aire	0,842	m/s
Temperatura entrada a los tubos	25°	°C
Diámetro de un solo tubo	0,012	m
Área flujo de calor del arreglo	0,07163	m ²
Potencia del arreglo	1 000	W
Separación diagonal S _D	0,0402	m
Separación Transversal S _T	0,0360	m

Fuente: elaboración propia.

Tabla XXI. **Datos calculados para el diseño del montaje del banco de tubos en arreglo triangular**

Temp. ingreso T_i (°C)	V_i (m/s)	$V_{m\acute{a}x}$ (m/s)	Temp. Superficie T_s (°C)	LMTD (°C)	\dot{m} (kg/s)	Temp. Salida T_o (°C)	Temp. Promedio T_m (°C)
25	0,842	1,0748	129,45	101,93	0,0360	30	27,5
25	0,842	1,0748	233,82	203,78	0,0360	35	30,0
25	0,842	1,0748	338,49	305,93	0,0360	40	32,5
25	0,842	1,0748	443,45	408,37	0,0360	45	35,0
25	0,842	1,0748	548,54	510,94	0,0360	50	37,5
25	0,842	1,0748	653,61	613,49	0,0360	55	40,0
25	0,842	1,0748	758,55	715,90	0,0360	60	42,5
25	0,842	1,0748	863,30	818,14	0,0360	65	45,0
25	0,842	1,0748	967,85	920,16	0,0360	70	47,5
25	0,842	1,0748	1 072,17	1 021,96	0,0360	75	50,0
25	0,842	1,0748	1 176,26	1 123,53	0,0360	80	52,5
25	0,842	1,0748	1 590,40	1 527,59	0,0360	100	62,5
25	0,842	1,0748	2 001,34	1 928,45	0,0360	120	72,5
25	0,842	1,0748	2 409,71	2 326,73	0,0360	140	82,5
25	0,842	1,0748	2 816,11	2 723,05	0,0360	160	92,5

Fuente: elaboración propia.

Tabla XXII. Propiedades de transporte calculadas a temperatura promedio para el diseño del montaje del banco de tubos en arreglo triangular

Propiedades de transporte a Temp. promedio (T_m)				
μ (Pa.s)	ρ (kg/m ³)	k (W/m.K)	Cp (J/kg.K)	Pr
1,8573E-05	1,17	0,0262	1 001,37	0,7112
1,8692E-05	1,17	0,0263	1 001,48	0,7109
1,8810E-05	1,16	0,0265	1 001,59	0,7107
1,8927E-05	1,15	0,0267	1 001,71	0,7105
1,9044E-05	1,14	0,0269	1 001,84	0,7102
1,9161E-05	1,13	0,0270	1 001,97	0,7100
1,9277E-05	1,12	0,0272	1 002,10	0,7098
1,9393E-05	1,11	0,0274	1 002,24	0,7095
1,9508E-05	1,10	0,0276	1 002,39	0,7093
1,9623E-05	1,09	0,0277	1 002,54	0,7091
1,9737E-05	1,08	0,0279	1 002,69	0,7088
2,0191E-05	1,05	0,0286	1 003,37	0,7079
2,0637E-05	1,02	0,0293	1 004,14	0,7071
2,1077E-05	0,99	0,0300	1 005,01	0,7063
2,1511E-05	0,97	0,0307	1 005,97	0,7055

Fuente: elaboración propia.

Tabla XXIII. **Propiedades de transporte calculadas a temperatura de superficie de tubo para el diseño del montaje del banco de tubos en arreglo triangular**

Propiedades de transporte a Temp. de superficie (Ts)						
μ (Pa.s)	ρ (kg/m ³)	k (W/m.K)	Cp (J/kg.K)	Prs	Re	Nus
2,306E-05	0,87736	0,03315	1 010,36	0,7031	815,90	11,331
2,709E-05	0,69674	0,03984	1 029,02	0,6997	804,05	11,260
3,070E-05	0,57751	0,04621	1 053,26	0,6997	792,47	11,176
3,400E-05	0,49292	0,05235	1 078,65	0,7005	781,16	11,091
3,705E-05	0,42988	0,05829	1 102,61	0,7008	770,11	11,008
3,989E-05	0,38114	0,06405	1 124,18	0,7002	759,31	10,931
4,256E-05	0,34238	0,06965	1 143,26	0,6985	748,76	10,859
4,508E-05	0,31082	0,07512	1 160,05	0,6961	738,44	10,792
4,747E-05	0,28463	0,08047	1 174,84	0,6931	728,35	10,727
4,975E-05	0,26256	0,08570	1 187,92	0,6896	718,49	10,665
5,193E-05	0,24371	0,09083	1 199,52	0,6858	708,84	10,606
5,987E-05	0,18955	0,11050	1 234,66	0,6690	672,28	10,386
6,686E-05	0,15530	0,12906	1 257,56	0,6515	638,71	10,183
7,316E-05	0,13166	0,14678	1 273,01	0,6346	607,79	9,992
7,896E-05	0,11434	0,16382	1 283,81	0,6188	579,24	9,809

Fuente: elaboración propia.

Tabla XXIV. Datos calculados de los coeficientes convectivos individuales y la razón de transferencia de calor para el banco de tubos en arreglo triangular

h (W/m².K)	balance de energía Q (W)	enfriamiento de Newton Q (W)	Delta ΔQ	Calor por radiación (W)	Calor total con radiación (W)
24.70	180,30309	180,30310	1,5253E-05	1,054	181,357
24.71	360,64574	360,64575	1,1155E-05	2,650	363,296
24.69	541,03051	541,03054	2,7508E-05	5,614	546,644
24.66	721,46009	721,46012	2,7462E-05	10,577	732,037
24.64	901,93666	901,93722	0,00055785	18,285	920,223
24.63	1 082,46452	1 082,46462	0,00010083	29,590	1 112,054
24.63	1 263,04471	1 263,04516	0,00045376	45,445	1 308,490
24.64	1 443,68098	1 443,68174	0,00075651	66,908	1 510,590
24.65	1 624,37721	1 624,37729	8,5985E-05	95,138	1 719,516
24.66	1 805,13472	1 805,13481	9,2105E-05	131,392	1 936,527
24.68	1 985,95726	1 985,95733	7,0596E-05	177,025	2 162,982
24.77	2 709,95954	2 709,95955	3,7153E-06	483,766	3 193,726
24.87	3 435,25409	3 435,25409	7,2434E-06	1 073,524	4 508,778
24.97	4 162,04960	4 162,04977	0,00017413	2 078,082	6 240,132
24.87	4 890,55852	4 890,55861	8,7861E-05	3 653,318	8 543,877

Fuente: elaboración propia.

Tabla XXV. **Datos calculados variando el caudal de aire a 50 % (0,55 m/s)
para el arreglo triangular**

Temp. Salida T_o (°C)	V_{max} (m/s)	Temp. Superficie T_s (°C)	MLDT (°C)	Prs	Re	Nus	h (W/m ² .K)	Q (W)
30	0,54	171,57	144,05	0,70	815,90	11,34	24,71	254,99
35	0,54	318,21	288,18	0,70	804,05	11,26	24,71	510,03
40	0,54	465,34	432,80	0,70	792,47	11,17	24,68	765,13
45	0,54	612,58	577,52	0,70	781,16	11,09	24,66	1 020,30
50	0,54	759,55	721,98	0,70	770,11	11,02	24,67	1 275,53
55	0,54	906,06	865,97	0,69	759,31	10,95	24,68	1 530,84
60	0,54	1 052,05	1 009,45	0,69	748,76	10,89	24,70	1 786,22
65	0,54	1 197,50	1 152,39	0,69	738,44	10,83	24,73	2 041,67
70	0,54	1 342,42	1 294,79	0,68	728,35	10,78	24,77	2 297,22
75	0,54	1 486,81	1 436,67	0,67	718,49	10,73	24,81	2 552,84
80	0,54	1 630,71	1 578,05	0,67	708,84	10,68	24,85	2 808,57
100	0,54	2 201,83	2 139,11	0,64	672,28	10,49	25,01	3 832,46

Fuente: elaboración propia.

Tabla XXVI. Datos calculados variando el caudal de aire a 30 % (0,32 m/s) para el arreglo triangular

Temp. Salida T_o (°C)	V_{max} (m/s)	Temp. Superficie T_s (°C)	MLDT (°C)	Prs	Re	Nus	h (W/m².K)	Q (W)
30	0,32	213,41	185,89	0,70	815,90	11,34	24.72	329,19
35	0,32	402,15	372,13	0,70	804,05	11,26	24.70	658,45
40	0,32	591,28	558,75	0,70	792,47	11,17	24.68	987,78
45	0,32	779,97	744,92	0,70	781,16	11,10	24.69	1 317,20
50	0,32	967,80	930,25	0,69	770,11	11,04	24.71	1 646,70
55	0,32	1 154,68	1 114,61	0,69	759,31	10,98	24.75	1 976,30
60	0,32	1 340,58	1 298,00	0,68	748,76	10,94	24.80	2 305,99
65	0,32	1 525,54	1 480,45	0,67	738,44	10,89	24.86	2 635,79
70	0,32	1 709,60	1 662,00	0,66	728,35	10,84	24.91	2 965,69
75	0,32	1 892,83	1 842,72	0,66	718,49	10,80	24.97	3 295,71
80	0,32	2 075,28	2 022,66	0,65	708,84	10,76	25.03	3 625,85
100	0,32	2 798,52	2 735,85	0,62	672,28	10,59	25.25	4 947,69

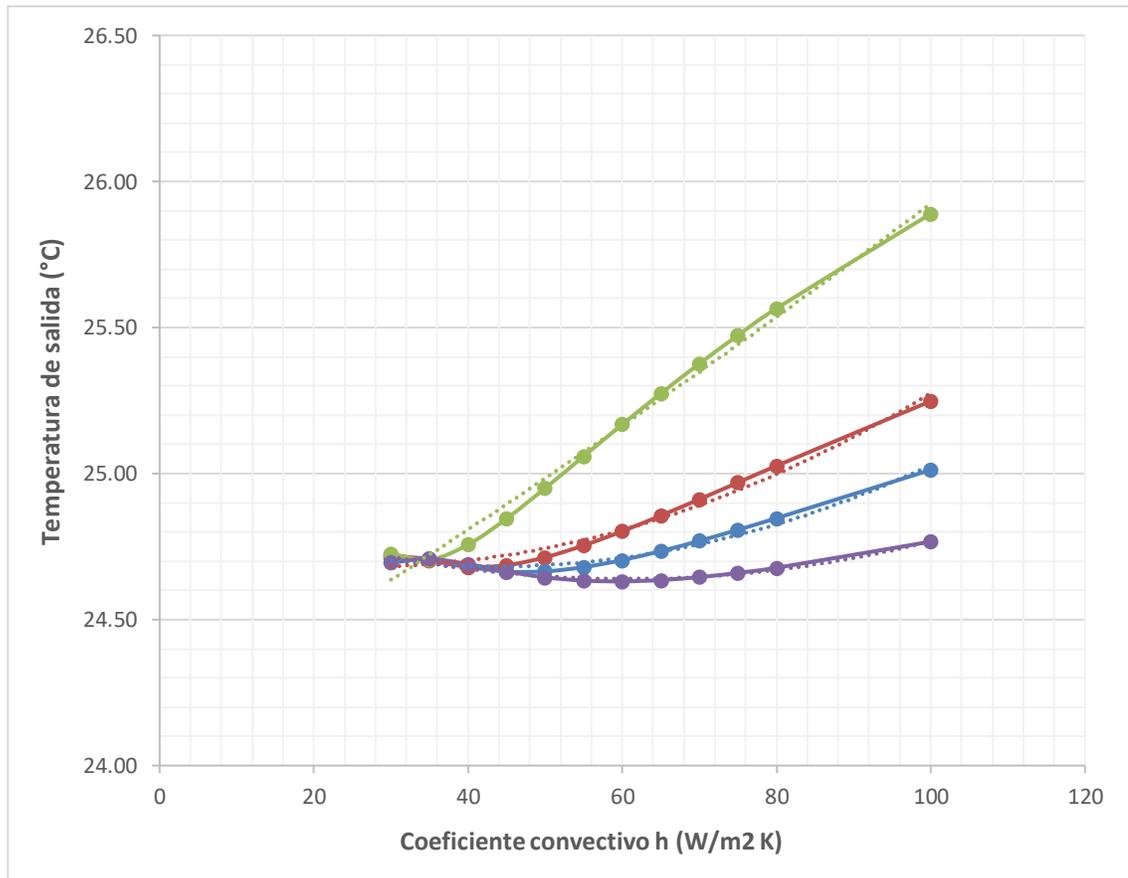
Fuente: elaboración propia.

Tabla XXVII. **Datos calculados variando el caudal de aire a 10 % (0,107 m/s)
para el arreglo triangular**

Temp. Salida T_o (°C)	V_{max} (m/s)	Temp. Superficie T_s (°C)	MLDT (°C)	Prs	Re	Nus	h (W/m ² .K)	Q (W)
30	0,107	213,41	321,95	0,70	815,90	11,34	24,72	570,17
35	0,107	402,15	644,48	0,70	804,05	11,26	24,71	1 140,46
40	0,107	591,28	964,82	0,69	792,47	11,21	24,76	1 710,89
45	0,107	779,97	1 281,96	0,68	781,16	11,17	24,85	2 281,46
50	0,107	967,80	1 595,94	0,67	770,11	11,14	24,95	2 852,18
55	0,107	1 154,68	1 907,03	0,65	759,31	11,12	25,06	3 423,05
60	0,107	1 340,58	2 215,53	0,64	748,76	11,10	25,17	3 994,10
65	0,107	1 525,54	2 521,76	0,63	738,44	11,07	25,27	4 565,32
70	0,107	1 709,60	2 826,00	0,62	728,35	11,05	25,38	5 136,73
75	0,107	1 892,83	3 128,50	0,61	718,49	11,02	25,47	5 708,34
80	0,107	2 075,28	3 429,46	0,60	708,84	10,99	25,57	6 280,15
100	0,107	2 798,52	4 621,20	0,56	672,28	10,86	25,89	8 569,64

Fuente: elaboración propia.

Figura 12. Temperatura de salida en función del coeficiente convectivo de transferencia de calor para banco de tubos en arreglo triangular



Color	Caudal aire (%)	Modelo matemático	Correlación (R ²)
Verde	10	$y = 8E-05x^2 - 0.01x + 24.94$	0,9325
Azul	50	$y = 0.0001x^2 - 0.0096x + 24.891$	0,9758
Rojo	30	$y = 0.0001x^2 - 0.0056x + 24.753$	0,9772
Púrpura	100	$y = 0,0003x^2 - 0,0502x + 27,097$	0,9861

Fuente: elaboración propia.

3.4.3. Datos calculados para el diseño del arreglo de tubo solitario

Tabla XXVIII. Parámetros de diseño constantes del arreglo tubo solitario

Descripción	Valor	Unidad
Número total de tubos	1	-
Velocidad de operación aire	0,842	m/s
Temperatura entrada a los tubos	25°	°C
Diámetro de un solo tubo	0,012	m
Área flujo de calor	0,00716	m ²
Potencia del arreglo	250,00	W

Fuente: elaboración propia.

Tabla XXIX. **Datos calculados para el diseño del montaje del arreglo de tubo solitario**

Temp, ingreso T_i (°C)	V_i (m/s)	Temp, Superficie T_s (°C)	Temp, fluido T_f (°C)	\dot{m} (kg/s)	Temp, Salida T_o (°C)	Temp, Promedio T_m (°C)
25	0,842	108,69	68,09	0,0360	30	27,5
25	0,842	246,65	138,33	0,0360	35	30,0
25	0,842	385,41	208,96	0,0360	40	32,5
25	0,842	525,86	280,43	0,0360	45	35,0
25	0,842	670,00	353,75	0,0360	50	37,5
25	0,842	819,33	429,67	0,0360	55	40,0
25	0,842	974,82	508,66	0,0360	60	42,5
25	0,842	1 137,16	591,08	0,0360	65	45,0
25	0,842	1 306,92	677,21	0,0360	70	47,5
25	0,842	1 484,63	767,32	0,0360	75	50,0
25	0,842	1 670,79	861,64	0,0360	80	52,5
25	0,842	1 865,85	960,42	0,0360	100	62,5
25	0,842	2 070,21	1 063,85	0,0360	120	72,5
25	0,842	2 284,25	1 172,13	0,0360	140	82,5
25	0,842	2 508,27	1 285,39	0,0360	160	92,5

Fuente: elaboración propia.

Tabla XXX. **Propiedades de transporte calculadas a temperatura promedio para el diseño del montaje de arreglo tubo solitario**

Propiedades de transporte a Temp, promedio (T_m)				
μ (Pa,s)	ρ (kg/m³)	k (W/m,K)	Cp (J/kg,K)	Pr
1,85738E-05	1,17488	0,02615	1 001,37	0,7112
1,86923E-05	1,16519	0,02633	1 001,48	0,7109
1,88103E-05	1,15566	0,02651	1 001,59	0,7107
1,89279E-05	1,14629	0,02669	1 001,71	0,7105
1,90449E-05	1,13706	0,02686	1 001,84	0,7102
1,91616E-05	1,12798	0,02704	1 001,97	0,7100
1,92777E-05	1,11905	0,02722	1 002,10	0,7098
1,93934E-05	1,11026	0,02739	1 002,24	0,7095
1,95087E-05	1,10160	0,02757	1 002,39	0,7093
1,96235E-05	1,09308	0,02775	1 002,54	0,7091
1,97379E-05	1,08469	0,02792	1 002,69	0,7088
1,98519E-05	1,07642	0,02810	1 002,85	0,7086
1,99654E-05	1,06828	0,02827	1 003,02	0,7084
2,00785E-05	1,06027	0,02844	1 003,19	0,7082
2,01912E-05	1,05237	0,02862	1 003,37	0,7079

Fuente: elaboración propia.

Tabla XXXI. **Propiedades de transporte calculadas a temperatura de superficie de tubo para el diseño del arreglo de tubo solitario**

Propiedades de transporte a Temp, de superficie (Ts)						
μ (Pa,s)	ρ (kg/m ³)	k (W/m,K)	Cp (J/kg,K)	Prs	Re	Nus
2,220E-05	0,9251	0,0318	1 007,73	0,7044	2 656,70	169,62
2,755E-05	0,6795	0,0406	1 031,79	0,6995	2 618,09	165,88
3,221E-05	0,5364	0,0490	1 064,68	0,7001	2 580,38	163,63
3,641E-05	0,4421	0,0570	1 097,62	0,7008	2 543,55	161,51
4,032E-05	0,3745	0,0649	1 127,32	0,7000	2 507,57	159,00
4,404E-05	0,3233	0,0728	1 153,25	0,6972	2 472,41	156,08
4,763E-05	0,2830	0,0808	1 175,76	0,6929	2 438,05	152,84
5,112E-05	0,2505	0,0889	1 195,32	0,6873	2 404,46	149,37
5,456E-05	0,2236	0,0972	1 212,31	0,6807	2 371,62	145,76
5,794E-05	0,2010	0,1056	1 227,08	0,6734	2 339,50	142,05
6,130E-05	0,1817	0,1142	1 239,90	0,6655	2 308,08	138,30
6,463E-05	0,1651	0,1230	1 251,00	0,6572	2 277,35	134,53
6,796E-05	0,1507	0,1321	1 260,58	0,6485	2 247,28	130,79
7,128E-05	0,1381	0,1414	1 268,85	0,6397	2 217,85	127,08
7,461E-05	0,1270	0,1510	1 275,98	0,6306	2 189,05	123,42

Fuente: elaboración propia.

Tabla XXXII. Datos calculados de los coeficientes convectivos individuales y la razón de transferencia de calor para el arreglo de tubo solitario

h (W/m²,K)	balance de energía Q (W)	enfriamiento de Newton Q (W)	Delta ΔQ	Calor por radiación (W)	Calor total con radiación (W)
36,96	180,30306	180,30310	4,739E-05	0,09	180,39
36,39	360,64575	360,64575	2,981E-06	0,29	360,94
36,14	541,03053	541,03054	1,088E-06	0,75	541,79
35,91	721,46004	721,46012	8,060E-05	1,63	723,09
35,59	901,93688	901,93722	3,371E-04	3,17	905,11
35,17	1 082,46454	1 082,46462	7,651E-05	5,71	1 088,18
34,66	1 263,03808	1 263,04516	7,087E-03	9,73	1 272,77
34,09	1 443,68115	1 443,68174	5,912E-04	15,87	1 459,55
33,48	1 624,37578	1 624,37729	1,508E-03	25,00	1 649,38
32,84	1 805,13481	1 805,13481	7,098E-08	38,29	1 843,43
32,17	1 985,95406	1 985,95733	3,270E-03	57,28	2 043,24
31,49	2 166,84793	2 166,84794	1,697E-06	83,97	2 250,82
30,81	2 347,80029	2 347,80973	9,438E-03	120,96	2 468,77
30,12	2 528,84399	2 528,84587	1,886E-03	171,58	2 700,43
29,43	2 709,95944	2 709,95955	1,053E-04	240,07	2 950,03

Fuente: elaboración propia.

Tabla XXXIII. **Datos calculados variando el caudal de aire a 50 % (0,42 m/s) para tubo solitario**

To (°C)	Vmax (m/s)	Ts (°C)	TF (°C)	Prs	Re	Nus	h (W/m ² ,K)	Q (W)
30	0,421	246,48	136,99	0,70	1 328,35	84,31	183,75	180,30
35	0,421	521,16	275,58	0,70	1 309,04	83,26	182,70	360,65
40	0,421	805,17	418,84	0,70	1 290,19	81,64	180,34	541,03
45	0,421	1 107,45	571,23	0,69	1 271,78	79,29	176,33	721,46
50	0,421	1 432,12	734,81	0,68	1 253,79	76,55	171,36	901,94
55	0,421	1 781,98	910,99	0,66	1 236,21	73,62	165,89	1 082,46
60	0,421	2 159,20	1 100,85	0,64	1 219,02	70,62	160,18	1 263,04
65	0,421	2 565,34	1 305,17	0,63	1 202,23	67,65	154,43	1 443,68
70	0,421	3 001,36	1 524,43	0,61	1 185,81	64,75	148,76	1 624,38
75	0,421	3 467,86	1 758,93	0,60	1 169,75	61,97	143,28	1 805,13
80	0,421	3 965,16	2 008,83	0,58	1 154,04	59,32	138,02	1 985,96
85	0,421	4 493,43	2 274,21	0,57	1 138,68	56,81	133,02	2 166,84

Fuente: elaboración propia.

Tabla XXXIV. **Datos calculados variando el caudal de aire a 30 % (0,2526 m/s) para tubo solitario**

To (°C)	Vmax (m/s)	Ts (°C)	TF (°C)	Prs	Re	Nus	h (W/m ² ,K)	Q (W)
30	0,2526	427,44	227,47	0,70	797,01	50,78	110,66	180,30
35	0,2526	894,65	462,33	0,70	785,43	49,63	108,90	360,65
40	0,2526	1 408,60	720,55	0,68	774,11	47,45	104,83	541,03
45	0,2526	1 982,74	1 008,87	0,65	763,07	44,89	99,84	721,46
50	0,2526	2 624,06	1 330,78	0,63	752,27	42,27	94,62	901,94
55	0,2526	3 335,52	1 687,76	0,60	741,72	39,73	89,54	1 082,46
60	0,2526	4 117,62	2 080,06	0,58	731,41	37,38	84,77	1 263,04
65	0,2526	4 969,80	2 507,40	0,55	721,34	35,21	80,38	1 443,68
70	0,2526	5 891,18	2 969,34	0,53	711,48	33,24	76,37	1 624,38
75	0,2526	6 880,96	3 465,48	0,51	701,85	31,45	72,72	1 805,13
80	0,2526	7 938,44	3 995,47	0,50	692,43	29,82	69,39	1 985,96
100	0,2526	9 063,19	4559,09	0,48	683,21	28,34	66,35	2 166,85

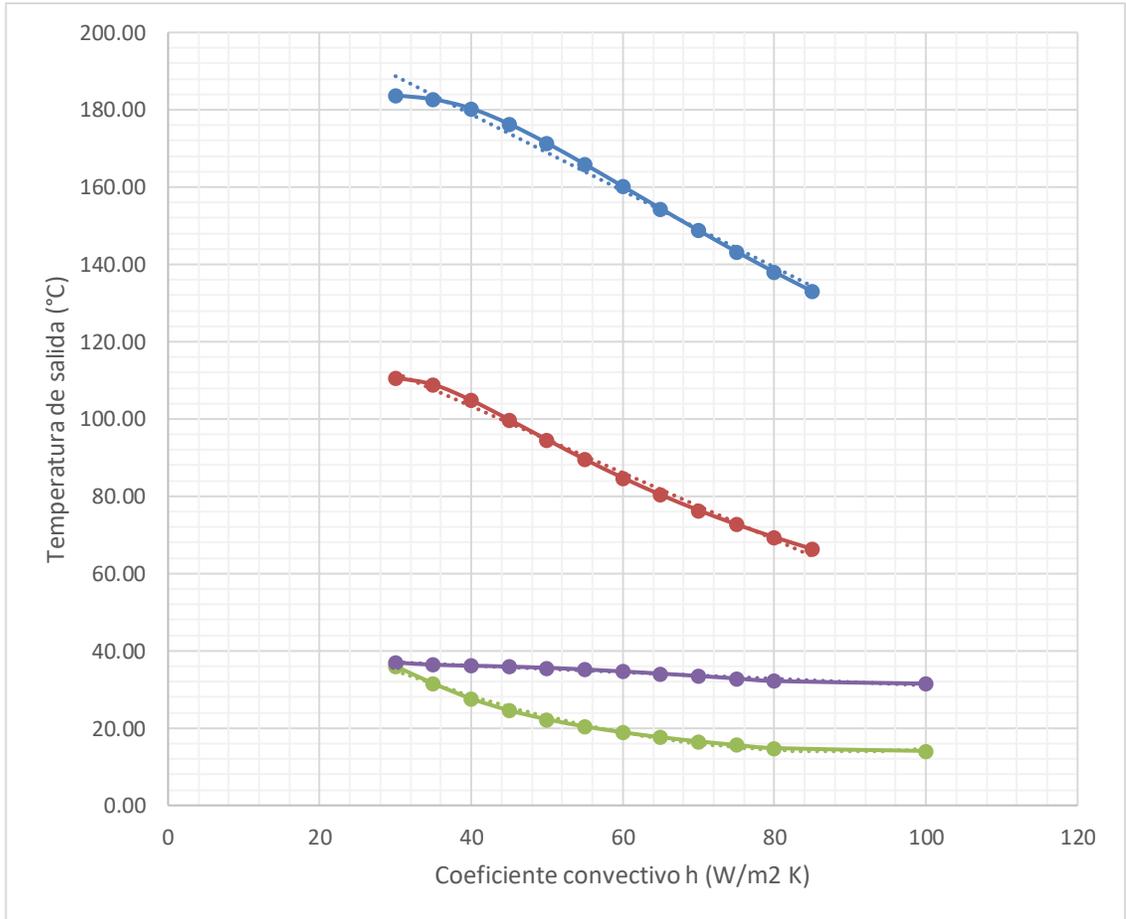
Fuente: elaboración propia.

Tabla XXXV. **Datos calculados variando el caudal de aire a 10 % (0,0842 m/s) para tubo solitario**

To (°C)	Vmax (m/s)	Ts (°C)	TF (°C)	Prs	Re	Nus	h (W/m²,K)	Q (W)
30	0,0842	1 370,43	698,97	0,68	265,67	16,52	36,01	180,30
35	0,0842	3 161,82	1 595,91	0,61	261,81	14,38	31,55	360,65
40	0,0842	5 436,83	2 734,67	0,54	258,04	12,50	27,62	541,03
45	0,0842	8 152,25	4 093,63	0,49	254,36	11,06	24,60	721,46
50	0,0842	11 268,50	5 653,00	0,45	250,76	9,95	22,27	901,94
55	0,0842	14 759,28	7 399,64	0,42	247,24	9,06	20,42	1 082,46
60	0,0842	18 607,19	9 324,85	0,40	243,80	8,34	18,91	1 263,05
65	0,0842	22 799,87	11 422,44	0,38	240,45	7,73	17,65	1 443,68
70	0,0842	27 328,47	13 687,98	0,36	237,16	7,21	16,57	1 624,38
75	0,0842	32 186,32	16 118,16	0,34	233,95	6,76	15,64	1 805,13
80	0,0842	37 368,40	18 710,45	0,33	230,81	6,37	14,82	1 985,96
100	0,0842	42 870,72	21 462,86	0,32	227,74	6,02	14,09	2 166,85

Fuente: elaboración propia.

Figura 13. **Temperatura de salida en función del coeficiente convectivo de transferencia de calor para tubo solitario**



Color	Caudal aire (%)	Modelo matemático	Correlación (R^2)
Púrpura	100	$y = -0,0852x + 39,585$	0,9726
Azul	50	$y = -0,9888x + 218,36$	0,9861
Rojo	30	$y = -0,8619x + 137,76$	0,9942
Verde	10	$y = 0,0061x^2 - 1,0803x + 61,772$	0,9914

Fuente: elaboración propia.

4. CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE

Posteriormente de haber elaborado el proceso de diseño del equipo didáctico (ducto, selección del ventilador, arreglos, accesorios, etc). Se procedió a la construcción, en donde fue necesaria la ayuda de planos de cada uno de los elementos, ya que los mismos proporcionan información crucial para el proceso de ensamblaje y funcionamiento el equipo.

4.1. Descripción del proceso de construcción

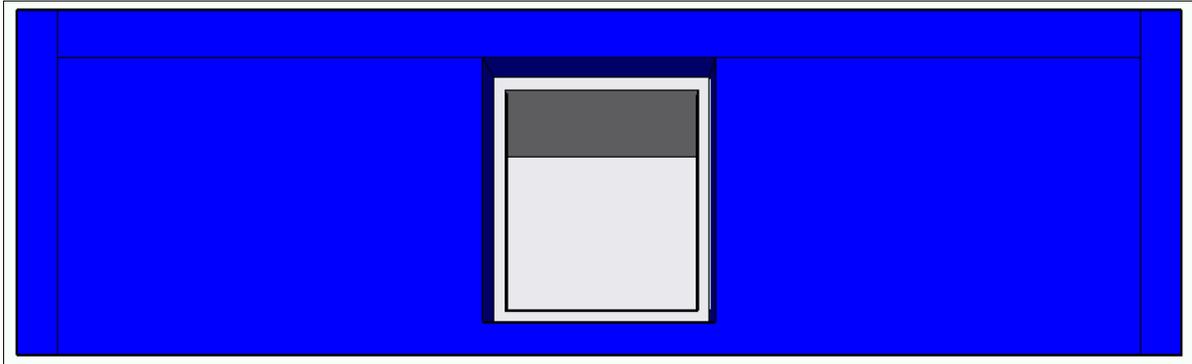
4.1.1. Dibujo de planos

Una vez realizado el diseño y seleccionado cada accesorio del equipo, se realizaron los planos de cada uno de los elementos que lo conforman, De esta manera se inspeccionaron y verificaron las dimensiones, dichos planos se encuentran en la sección de anexos, Posteriormente se modeló el equipo en 3D para tener una mejor idea, al momento de ensamblar cada elemento del equipo,

4.1.2. Construcción del ducto

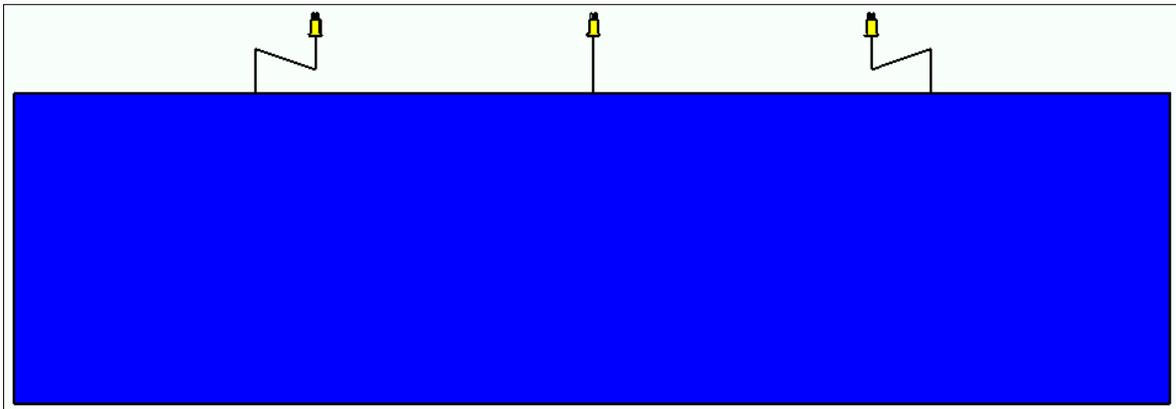
Se marcaron las dimensiones del ducto con la ayuda de una regla, y escuadras, en la plancha de fibrolit y tablas de madera según los planos, Posteriormente se procedió a cortar, cada una de las partes del ducto, y ensamblar los elementos y accesorios que lo conforman, a continuación, se muestran los resultados obtenidos a partir del diseño elaborado.

Figura 14. **Diseño del ducto vista frontal**



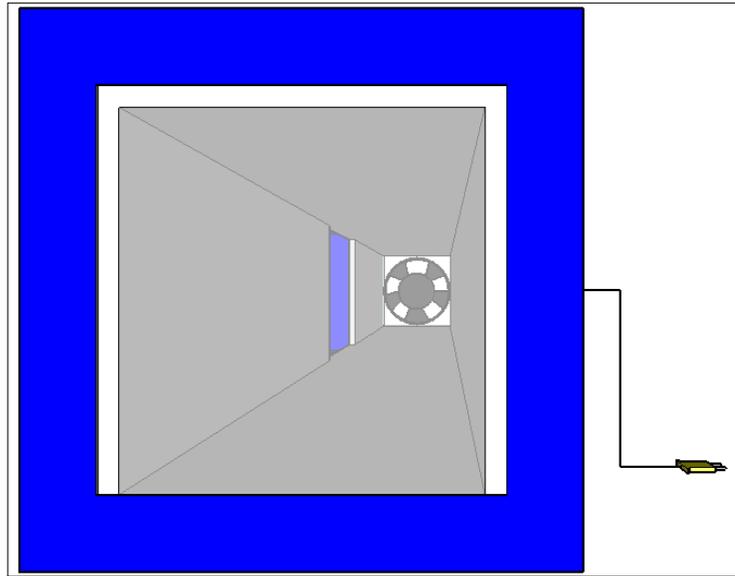
Fuente: elaboración propia, utilizando programa SketchUp 2016.

Figura 15. **Diseño del ducto vista de planta**



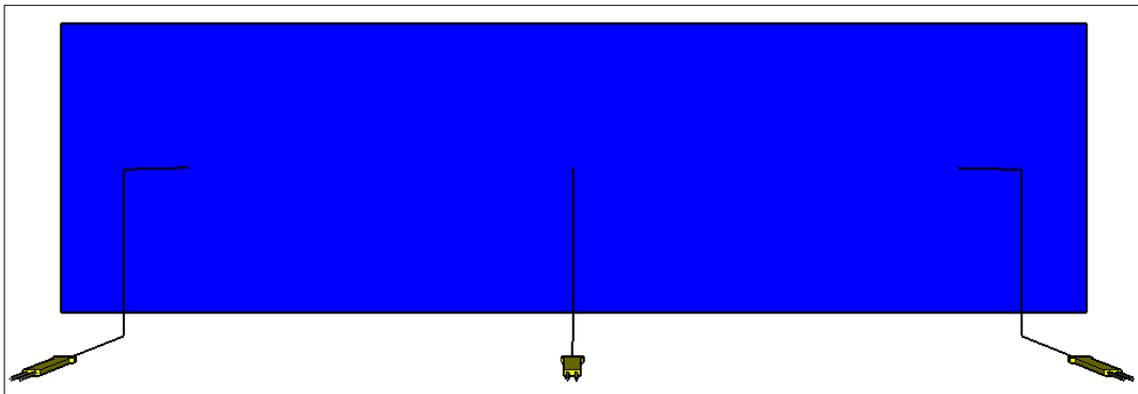
Fuente: elaboración propia, utilizando programa SketchUp 2016.

Figura 16. **Diseño del ducto vista lateral derecha**



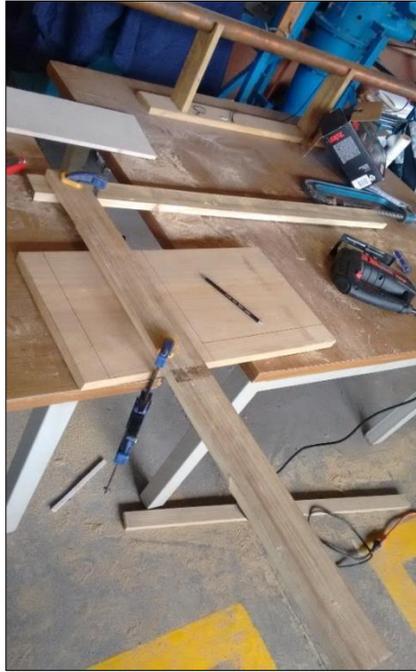
Fuente: elaboración propia, utilizando programa SketchUp 2016.

Figura 17. **Diseño del ducto vista posterior**



Fuente: elaboración propia, utilizando programa SketchUp 2016.

Figura 18. **Puesta en marcha de construcción del ducto**



a

Fuente: laboratorio de operaciones unitarias, Facultad de Ingeniería.

Figura 19. **Ensamblaje de madera con fibrolit**



Fuente: laboratorio de operaciones unitarias, Facultad de Ingeniería.

Figura 20. **Ducto terminado**

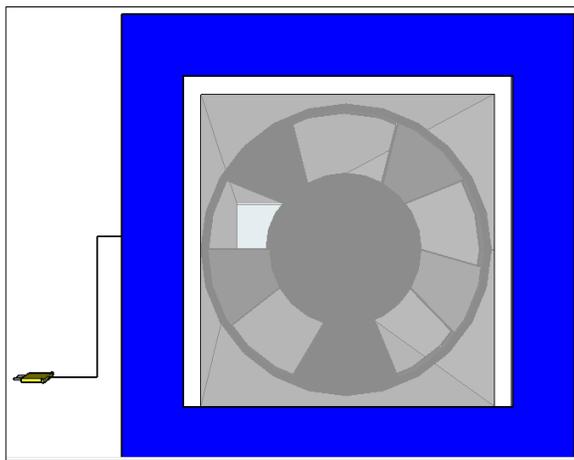


Fuente: laboratorio de operaciones unitarias, Facultad de Ingeniería.

4.1.3. **Acople del ventilador**

El ventilador es el que proporciona el flujo de aire y se acopla a un marco del tamaño equivalente al diámetro interno del ventilador, para evitar que se mueva de su lugar.

Figura 21. **Acople ventilador vista lateral izquierda**



Fuente: elaboración propia, utilizando programa SketchUp 2016.

Figura 22. **Marco para acople de ventilador**



Fuente: laboratorio de operaciones unitarias, Facultad de Ingeniería.

Figura 23. **Ventilador acoplado**

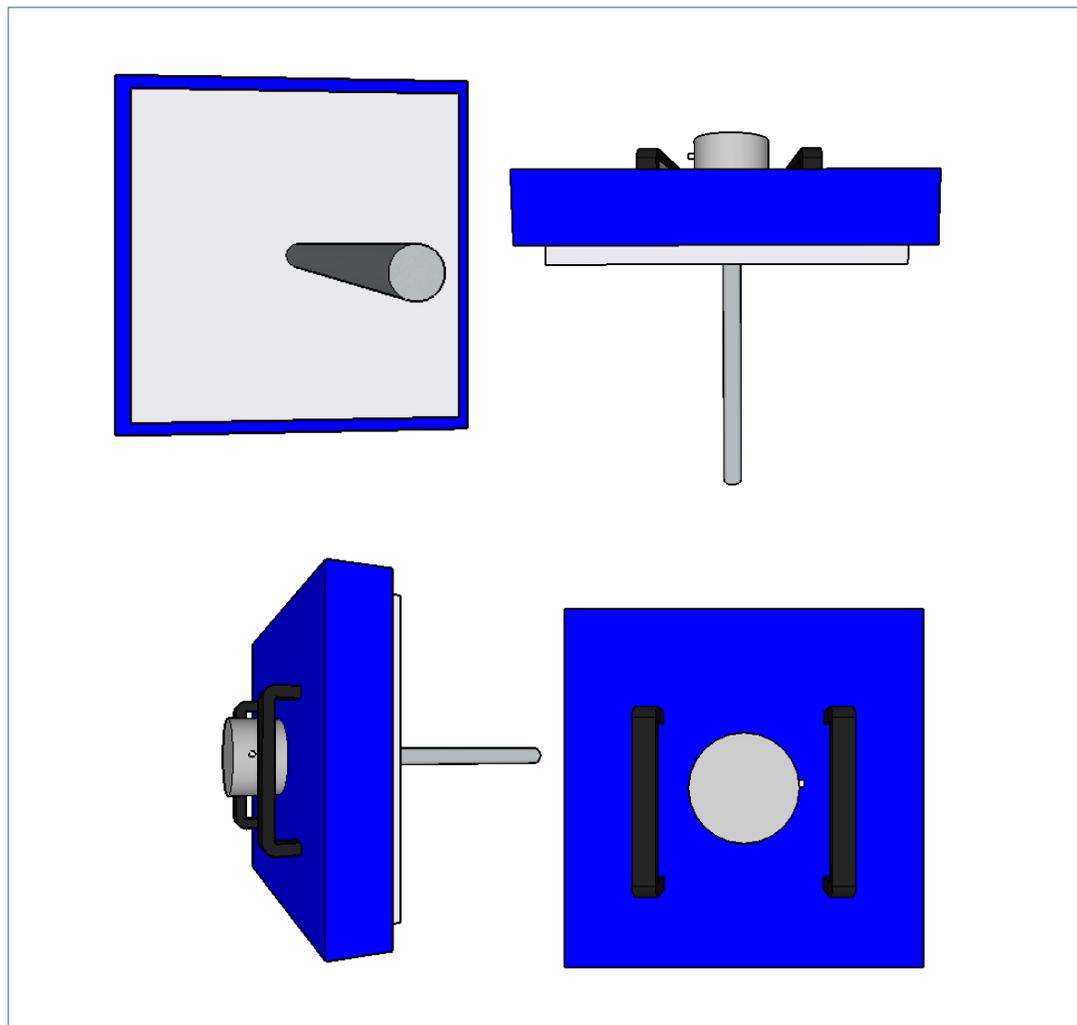


Fuente: laboratorio de operaciones unitarias, Facultad de Ingeniería.

4.1.4. Construcción de los arreglos

Una vez se realizó el corte de cada tapadera de madera-fibrolit, se procedió a la medición de los puntos según dimensiones del diseño, en donde se colocó cada termo-resistencia, esto se realizó según los planos ver apéndice A-6, A-7 y A-8, y se procedió a la perforación de las mismas.

Figura 24. Diseño de arreglo tubo solitario



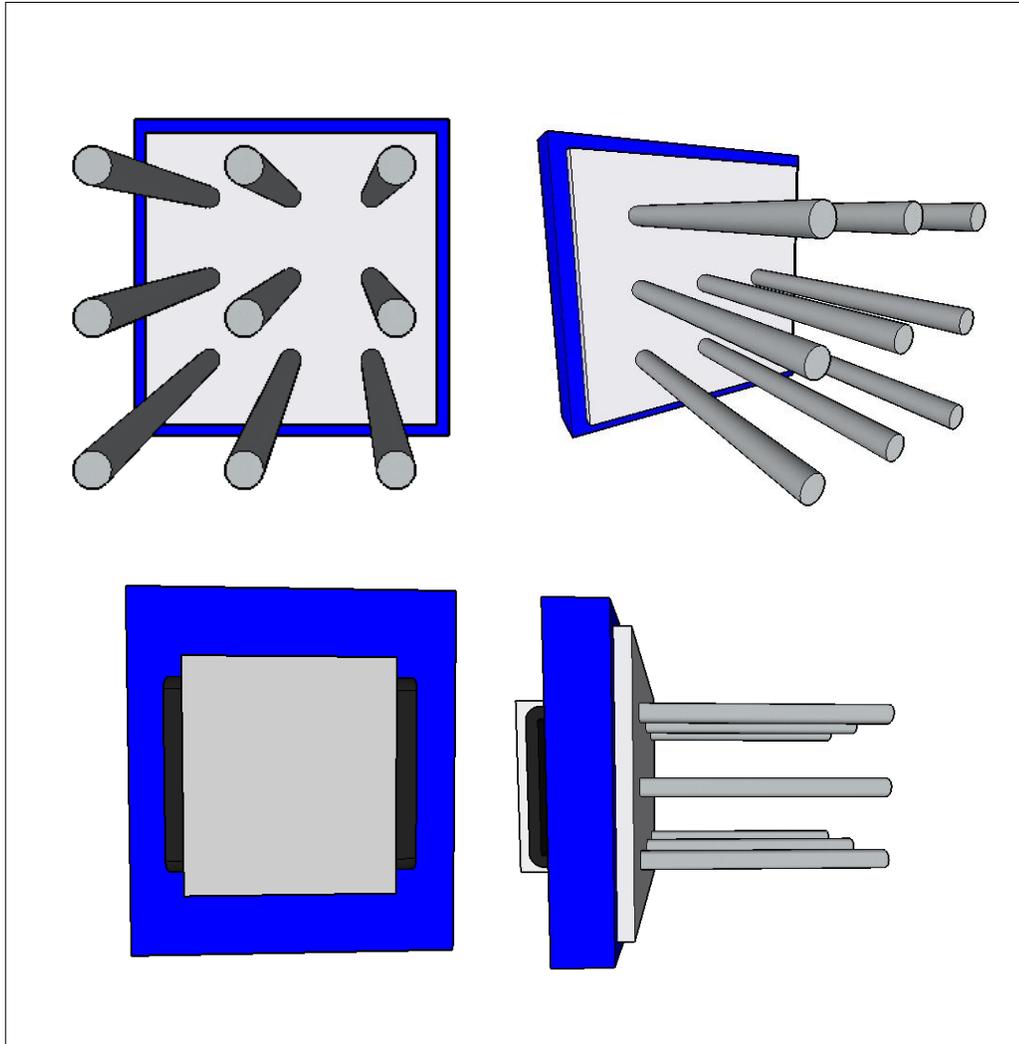
Fuente: elaboración propia, utilizando programa SketchUp 2016.

Figura 25. **Montaje final arreglo de tubo solitario**



Fuente: laboratorio de operaciones unitarias, Facultad de Ingeniería.

Figura 26. **Diseño de banco de tubos en arreglo cuadrado**



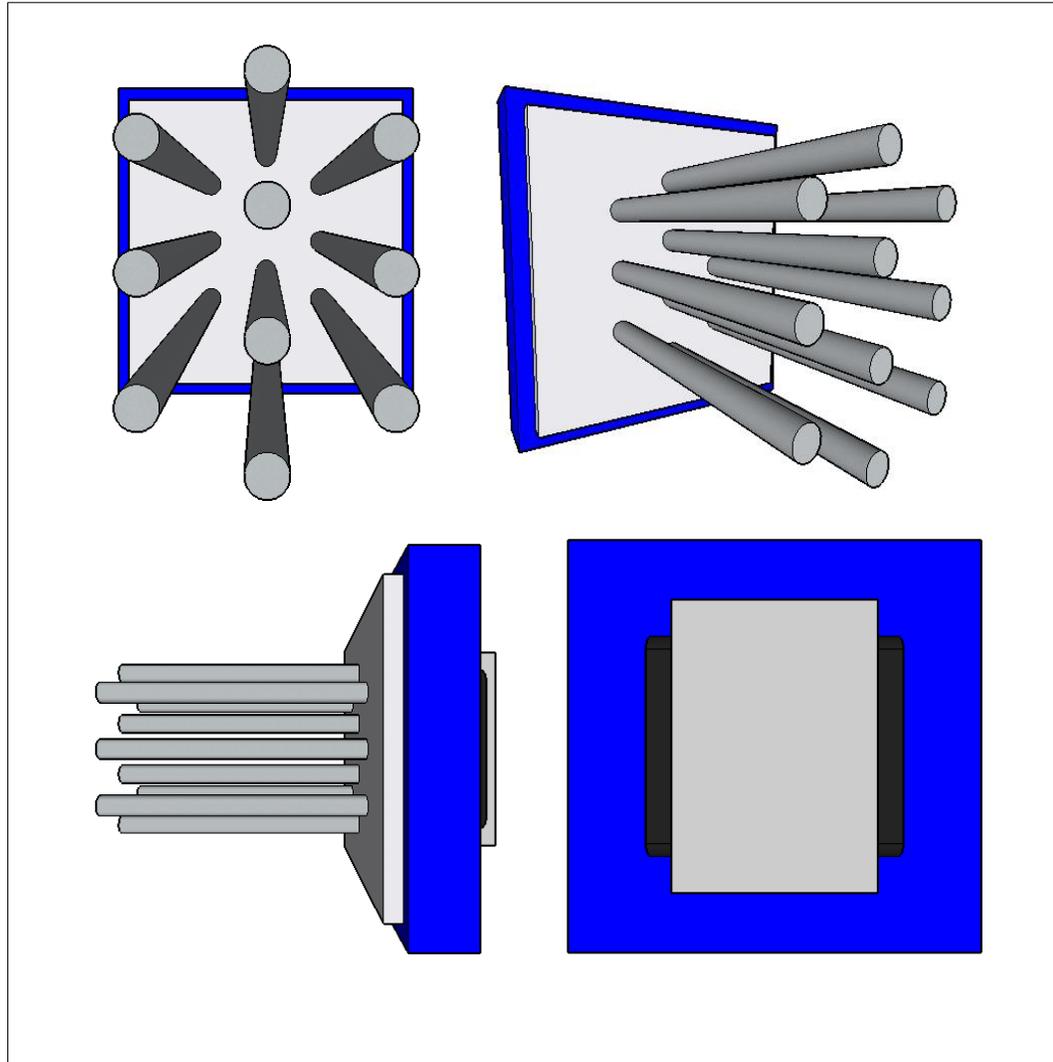
Fuente: elaboración propia, utilizando programa SketchUp 2016.

Figura 27. **Montaje final banco de tubos en arreglo cuadrado**



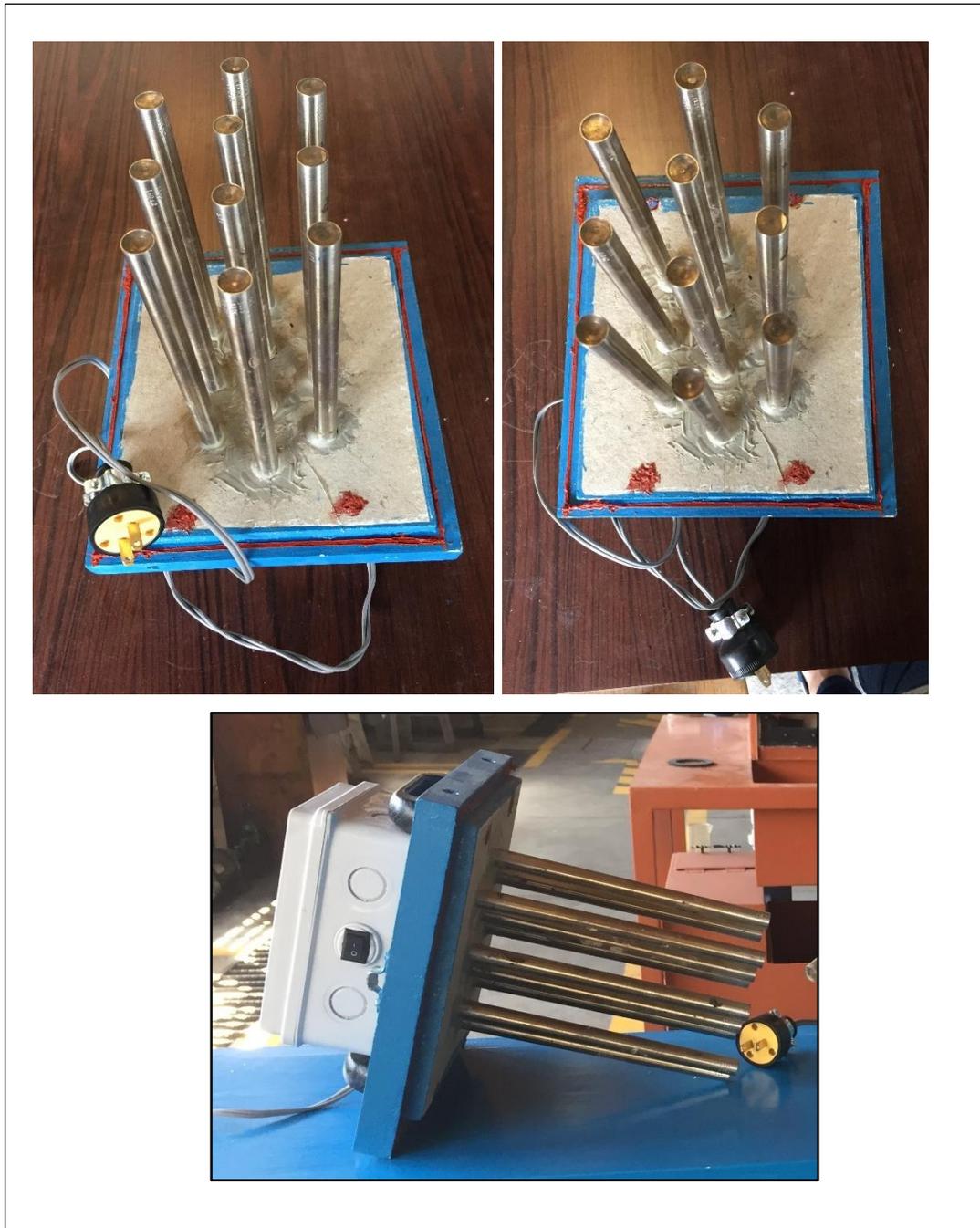
Fuente: laboratorio de operaciones unitarias, Facultad de Ingeniería.

Figura 28. **Diseño de banco de tubos en arreglo triangular**



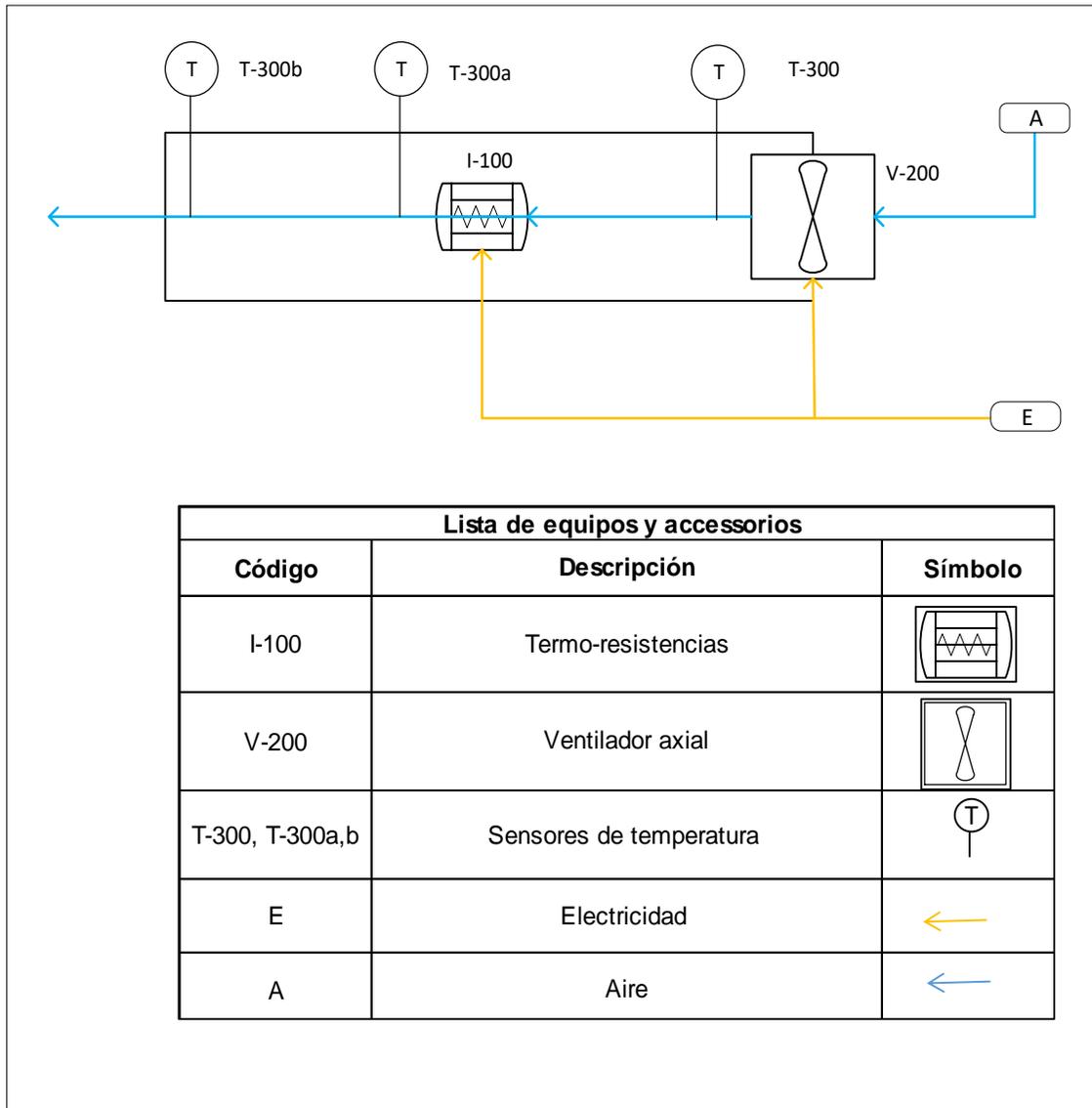
Fuente: elaboración propia, utilizando programa SketchUp 2016.

Figura 29. Montaje final banco de tubos en arreglo triangular



Fuente: laboratorio de operaciones unitarias, Facultad de Ingeniería.

Figura 30. Diagrama de flujo del equipo



Fuente: elaboración propia, utilizando programa Microsoft Visio 2016.

Tabla XXXVI. **Costos de la construcción del equipo**

Descripción	Costo (Q)
Ducto (madera, Fibrolit)	475,00
Accesorios varios para construcción del equipo (tornillos, sellador, brocas, cedazo, lija, laca fondo blanco, laca azul, brochas etc,)	450,00
Manijas y cerrojos	93,10
Ventilador, cable para ventilador	528,00
Resistencias calefactoras tipo cartucho (20 unidades)	4 240,00
Sensores de temperatura tipo k	136,00
Lector LCD de temperaturas	320,00
Controlador de velocidades	245,75
Accesorios para la instalación eléctrica (cable, fusibles, switch, porta fusibles, enchufes, etc,)	223,25
Combustible de vehículo	475,00
Varios (comida, parqueo, accesorios para pruebas)	450,00
Impresiones (diseño de investigación, informe, etc,)	475,00
Mano de obra	4 000,00
Total	14 111,15

Fuente: elaboración propia.

4.2. Instructivo de realización de la práctica

4.2.1. Equipo para el estudio de la transferencia de calor por convección forzada externa, a través de tres geometrías

4.2.1.1. Descripción

Este equipo permite el estudio del rendimiento de tres distintos intercambiadores de calor (tubo solitario, arreglo triangular y arreglo cuadrado), analizando los coeficientes de transmisión de calor de cada uno de los intercambiadores; los cuales serán expuestos a diferentes caudales de aire, Un ventilador situado en uno de los lados del túnel es el que controla el caudal de aire que atraviesa el túnel, y un grupo de sensores de temperatura permite recolectar la información del comportamiento de la temperatura en la entrada, al pasar por el intercambiador y a la salida del ducto.

4.2.1.2. Objetivo general

Evaluar el comportamiento de los coeficientes individuales de transferencia de calor por convección forzada externa para cada una de las tres geometrías disponibles.

4.2.1.3. Objetivos específicos

1. Calcular el perfil de temperaturas para el arreglo de banco de tubos en arreglo triangular, arreglo cuadrado.
2. Determinar la eficiencia de la transferencia de calor de cada arreglo variando el caudal de aire en tres posiciones.

3. Evaluar el coeficiente convectivo para cada geometría a partir de los parámetros adimensionales y/o sus correlaciones.
4. Comparar el coeficiente de transferencia de calor experimental, con el valor teórico para cada una de las diferentes geometrías.
5. Determinar el coeficiente total de transferencia de calor, para cada arreglo proporcionado en el laboratorio.

4.3. Manual de usuario

El siguiente manual describe el manejo correcto del equipo didáctico de transferencia de calor por convección forzada externa.

Antes de utilizar el equipo leer y comprender todas las instrucciones previstas en este manual.

4.3.1. Operación

- Identificar el arreglo geométrico de tubo solitario, que este etiquetado como arreglo 1.
- Insertar el arreglo 1 en el espacio ubicado en el centro del ducto, asegurarse que la dirección del arreglo sea la correcta (verificar etiqueta de dirección).
- Ajustar con los cerrojos de ganchos metálicos ubicados a los lados del arreglo, para evitar que el arreglo se mueva o se salga.
- Conectar el ventilador al controlador de velocidades, asegurándose que el controlador aun no esté conectado a la electricidad, que el mismo tenga la perilla de selección de velocidad en la posición mínima (todo

hacia a la izquierda), y que tenga el *switch* en la posición de apagado (o)*.

- Conectar el arreglo 1 a la electricidad asegurándose que el *switch* este apagado (posición o).
- Conectar los 3 sensores ubicados en la parte trasera del equipo; en el lector de temperaturas LCD, respetando las polaridades (+/-) los cuales se deben insertar en la parte superior del lector de temperaturas LCD, en el orden establecido en cada sensor.
- Oprimir el *switch* del controlador de velocidades en la posición VAR (II)*
- Accionar el ventilador moviendo la perilla del controlador de velocidades, hacia la línea blanca que separa la posición L-M* (entre el color negro-verde), Verificar que haya flujo de aire en la salida del equipo (parte derecha).
- Oprimir el *switch* del arreglo 1 en la posición de encendido (I), y esperar 5 min para que el arreglo alcance un nivel estable de temperatura.
- Encender el lector de temperaturas, oprimiendo el botón de encendido
- Tomar nota de las mediciones de temperatura desplegadas en el lector de temperaturas.
- Apagar el lector de temperaturas
- Aumentar la velocidad del ventilador moviendo la perilla del controlador de velocidades hacia la línea blanca que separa la posición M-H* (entre el color verde-rojo).
- Esperar 1 min a que se estabilicen las líneas de flujo de aire
- Encender de nuevo el lector de temperaturas, oprimiendo el botón de encendido, y tome nota de las nuevas mediciones de temperatura desplegadas.
- Apagar el lector de temperaturas

- Aumentar la velocidad del ventilador a su posición máxima, girando la perilla por completo a la derecha, Esperar 1 min a que se estabilicen las líneas de flujo de aire.
- Encender de nuevo el lector de temperaturas, oprimiendo el botón de encendido, y tome nota de las nuevas mediciones de temperatura desplegadas.
- Apagar el lector de temperaturas LCD
- Apagar el arreglo 1 oprimiendo el *switch* en la posición (o)
- Esperar 3 min a que se enfrié el arreglo
- Apagar el controlador de velocidades moviendo la perilla a su posición mínima (todo hacia la izquierda).
- Retirar el arreglo utilizando los guates térmicos, y colocarlo en un lugar seguro a que se termine de enfriar.
- Repetir los pasos del 1 al 23 utilizando el arreglo 2
- Al finalizar el paso anterior, repetir nuevamente los pasos del 1 al 23, utilizando el arreglo 3.
- Desconectar cada uno de los sensores de temperatura, insertados en el lector de temperaturas.
- Desconectar de la electricidad el controlador de velocidades
- Retirar el ultimo arreglo utilizado
- Dejar limpia y ordenada el área de trabajo

* verificar partes del equipo en la sección de anexos

4.3.2. Medidas de seguridad y precauciones

Al momento de manipular el equipo, se deben seguir las medidas de seguridad básicas, para reducir el riesgo de daños personales y daño al equipo, Leer las siguientes instrucciones previas a utilizar el equipo.

- Evitar el contacto directo con las resistencias térmicas cuando estén encendidas, ya que puede sufrir quemaduras severas.
- Utilizar guantes térmicos durante el cambio de los arreglos
- No retirar los arreglos del equipo cuando esté en funcionamiento
- No conectar el equipo y sus arreglos a una toma eléctrica que no sea de 110V, ya que podría sufrir quemaduras severas y dañar el equipo.
- No conectar a la electricidad ningún arreglo fuera del equipo
- No abrir la caja de conexiones de los arreglos ni manipule los circuitos dentro de ellas, ya que le puede provocar un choque eléctrico.
- No obstruir la salida del flujo de aire cuando el equipo esté en funcionamiento.
- No ingresar las manos dentro del equipo cuando el ventilador este encendido.
- Evitar el derrame de líquidos en las conexiones eléctricas del equipo
- No dejar caer ningún elemento que forme parte del equipo ya que puede dañarlo.
- No halar ninguno de los sensores de temperatura del equipo, ya que los puede desajustar de su posición de medición.
- Si sufre de algún accidente póngase en contacto con su instructor o con el auxiliar encargado.

4.4. Programa de mantenimiento

Para mantener un óptimo funcionamiento, rendimiento y tiempo de vida del equipo, se debe seguir el siguiente procedimiento por lo menos cada tres meses, asegurándose que todos los elementos eléctricos estén desconectados del equipo.

- Correr hacia el tope de la derecha el compartimiento de madera, ubicado en la parte izquierda del frente del equipo.
- Limpiar el ducto con paño húmedo asegurándose de remover el polvo acumulado.
- Con un paño húmedo limpiar con cuidado las aspas y el cuerpo del ventilador, para retirar el polvo acumulado.
- Aplicar limpiador y pulidor de acero inoxidable a un paño y limpiar con cuidado la superficie de cada resistencia térmica.

4.4.1. Solución de problemas

Si se presenta alguna falla de funcionamiento con el equipo o de cada uno de sus componentes, tomar en cuenta lo siguiente:

- **Problema:** Las resistencias de los arreglos no emiten calor
 - Revisar que el arreglo esté conectado a la toma eléctrica
 - Revisar que el arreglo tenga el *switch* en la posición de encendido
 - Revisar el filamento del fusible del arreglo, si está dañado reemplazarlo.
 - Si el arreglo está conectado a la electricidad, el filamento del fusible no esté dañado, y el *switch* se encuentra en la posición de encendido, reemplazar el *switch*.

Si el problema persiste, es muy probable que la resistencia este dañada y se deba reemplazar.

- **Problema:** El lector LCD de temperaturas no enciende

- Reemplazar la batería

Si el problema persiste, puede que el equipo esté dañado, y debe ser revisado por un técnico, y de no tener reparación debe ser reemplazado.

- **Problema:** Las lecturas del lector LCD de temperaturas son inconsistentes

- Calibrar el dispositivo de acuerdo al procedimiento descrito en el manual del lector LCD de temperaturas ubicado en los anexos.
- Probar cada sensor de forma individual y verifique que las lecturas sean congruentes, de no ser así reemplazar el sensor.
- Probar el sensor en un enchufe diferente y verificar si la lectura cambia, de ser así el enchufe inicial en el que estaba conectado el sensor está dañado y ya no debe seguir utilizándose.

Si el problema persiste póngase en contacto con el fabricante o reemplácelo.

- **Problema:** el ventilador no gira

- Verificar que el cable del ventilador este enchufado correctamente a los conectores del mismo.
- Asegurar que el cable del ventilador esté conectado al controlador de velocidades.
- Asegurar que el cable del controlador de velocidades esté conectado a la electricidad.
- Verificar que el controlador de velocidades este encendido, (switch en posición I-II).

- Verificar que la perilla de selección de velocidad del controlador de velocidades, este girado hacia la derecha a cualquiera de las posiciones L, M, o H.
- Conectar el ventilador directo a la toma eléctrica, para verificar si es el ventilador el que está dañado o es el controlador de velocidades.

Si el problema persiste el ventilador debe ser revisado por un técnico, y de no tener reparación se debe reemplazar.

5. INTERPRETACIÓN DE RESULTADOS

El presente trabajo de graduación consistió en el diseño y construcción de un equipo que permite el estudio de la transferencia de calor por convección forzada externa, a través del cálculo de coeficientes individuales convectivos de transferencia de calor, El equipo permite hacer mediciones de temperaturas por medio de sensores de temperatura instalados en un túnel cerrado en donde está fluyendo aire que es proporcionado por un ventilador que está instalado en uno los laterales, el aire pasa a través del arreglo que se requiera analizar, pudiendo ser, banco de tubos en arreglo triangular o en arreglo cuadrado, y/o tubo solitario.

La parte experimental del trabajo de graduación se llevó a cabo en el Laboratorio de operaciones unitarias de la facultad de ingeniería. La tabla, XIII, XXI, XXVI, y figuras 11 y 12 muestran los resultados obtenidos de los coeficientes individuales de transferencia de calor que están dentro del rango teórico establecido de convección forzada para gases de $25 - 250 \text{ h W/m}^2\cdot\text{K}$. También se puede observar que en cada uno de los arreglos el coeficiente y la razón de transferencia de calor va en aumento esto se debe a que, a mayor temperatura, la magnitud del coeficiente convectivo de cada arreglo intensifica la transferencia de calor entre la superficie del tubo y el fluido.

Para los arreglos triangular y cuadrado se puede observar en las figuras 11 y 12 que hay una variación muy estrecha en los coeficientes convectivos, esto se debe a la separación longitudinal, transversal y diagonal entre tubos, que están muy separados entre sí; por lo tanto, el fenómeno de convección no

sufrió cambios significativos en sus valores, y se mantuvieron constantes. Caso contrario para el arreglo de tubo solitario como puede observar en la figura 13.

Se realizaron ensayos comparativos para verificar el correcto funcionamiento del equipo y se estableció que el rango del caudal del aire cuando los arreglos estén encendidos debe estar entre un 20-100%, ya que como puede observarse en las tablas XVII, XVIII, XIX, XXV, XXVI, XXVII, XXXIII, XXXIV y XXXV, la temperatura de superficie de los tubos Ts se va elevando al disminuir el caudal del aire, esto podría provocar un sobrecalentamiento en las resistencias y sufrir daños irreparables en los arreglos. También se estableció que la temperatura máxima de salida al momento de realizar la práctica será de 80 °C, esto con fines de seguridad para los estudiantes.

Se realizó un manual de utilización del equipo para que el estudiante pueda tener un correcto control y prolongue la vida útil de este, Adicionalmente se realizó un manual de mantenimiento preventivo que incluye la limpieza de las diferentes partes del equipo, un manual de resolución de problemas, así como también la propuesta de la práctica de laboratorio, para que el estudiante pueda presentar un informe detallando las variables de operación del equipo, y que por medio de ellas haga cálculos basados en la teoría, realizando un comparativo de la eficiencia para los tres distintos arreglos o geometrías involucradas.

Se puede observar en la Tabla XXVII un resumen de los gastos económicos que se realizaron durante la implementación del equipo los cuales fueron de Q14 111,15, que a comparación de los equipos que venden en los mercados los cuales rondan por un precio de Q 70 000,00. Resulta ser una buena inversión debido a que será una herramienta más, para que los futuros

estudiantes puedan profundizar y experimentar la transferencia de calor por convección forzada externa.

CONCLUSIONES

1. Se evaluó el efecto de la convección forzada externa en la configuración de tubo solitario, se estableció que se puede alcanzar una temperatura máxima de superficie de $1\ 670,79\ ^\circ\text{C}$ a una temperatura de salida de 80°C .
2. Se evaluó el efecto de la convección forzada externa en banco de tubos en arreglo triangular y cuadrado, se obtuvo una variación muy pequeña sobre los coeficientes convectivos, esta variación puede ser por la separación de las resistencias y a una baja velocidad de aire. Para el arreglo triangular se puede alcanzar una temperatura máxima de superficie de $1\ 176,26^\circ\text{C}$, y para la el arreglo cuadrado de $1\ 282,41^\circ\text{C}$, a una temperatura de salida para ambos de 80°C .
3. Se diseñó y construyó un equipo didáctico que mide coeficientes individuales de transferencia de calor forzada externa, se necesitaron tres diferentes geometrías de tubo solitario, arreglo cuadrado, arreglo triangular, y se contó con el diseño final y los planos de las partes que conforman el equipo, en los que se detallan la cantidad de material y las medidas de cada una de las partes a ensamblar, lo que ayudó a reducir costos.
4. Se realizaron pruebas de arranque para calibrar el funcionamiento del equipo, se estableció que la máxima temperatura de salida del aire en cada uno de los arreglos debe ser de 80°C , tomando en cuenta los parámetros de seguridad en el laboratorio.

5. Se elaboró un instructivo que detalla la metodología del funcionamiento del equipo, y sea como guía para el estudiante al realizar futuras prácticas dentro del laboratorio.

6. Se elaboró un manual de usuario, programa de mantenimiento, programa de seguridad y solución de problemas, en base al funcionamiento del equipo didáctico para el estudio de la transferencia de calor por convección forzada externa, para prolongar la vida útil de este y mantener la seguridad del estudiante.

RECOMENDACIONES

1. Variar la morfología del equipo didáctico con el arreglo de tubo solitario, para que se pueda tener de fluido agua, este fluido tiene mayor coeficiente de conductividad que el aire y así puede obtener mejores resultados en las variaciones de los coeficientes convectivos.
2. Compactar los arreglos triangular y cuadrado variando el S_T , S_L , S_D , de los tubos y colocar unos aductores de cartón, para aumentar la presión de aire dentro del ducto para aumentar la convección, y obtener altas variaciones en los coeficientes convectivos.
3. Rediseñar el equipo para obtener mayor transferencia de calor por convección, compactando el tamaño del ducto y de resistencias a unas medidas aproximadas de 10 cm x 10 cm, y trabajar un rango de caudal de aire de 0-5 m/s.
4. Al momento de realizar la práctica experimental es necesario trabajar en un rango de caudal de aire del 20 % al 100 %, nunca se deben dejar los arreglos encendidos sin exposición de un flujo de aire, se pueden quemar las resistencias.
5. Utilizar el equipo siguiendo la metodología indicada en el instructivo, donde se detallan las funciones específicas del equipo implementado en el Laboratorio de Operaciones Unitarias.

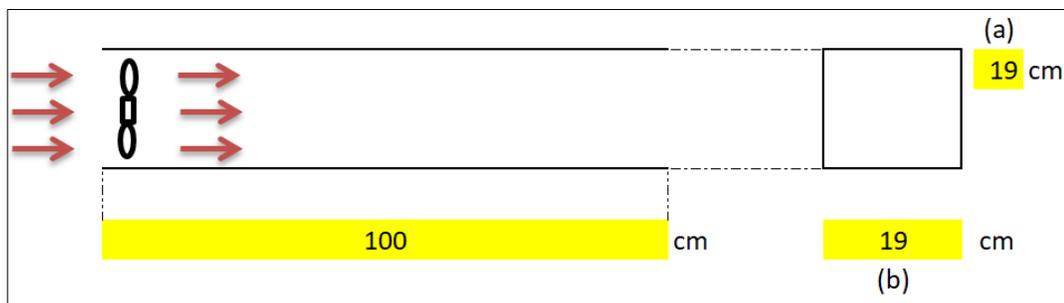
6. Para obtener mayor durabilidad del equipo didáctico para el estudio de la transferencia de calor por convección forzada externa y sus arreglos, seguir las recomendaciones de seguridad y mantenimiento del equipo e implementar un UPS o un sistema protector contra picos de frecuencia (armónica), o bien conectarlo a un tomacorriente regulado.

BIBLIOGRAFÍA

1. CENGEL, Yunus, *Transferencia de calor y masa*, Ericka Jasso Hernán D´Borneville (trad), 4ta Ed, México, McGraw-Hill Interamericana, 2011 945p.
2. ESCODA, Salvador, *Manual práctico de ventilación*, Catalogo técnico Salvador Escoda S,A; Barcelona, 2001 137p.
3. GEANKOPLIS, Chrisitie, *Procesos de transporte y operaciones unitarias*, 3a ed, México: 1998, 1024p.
4. INCROPERA P., Frank, *Fundamentos de transferencia de calor*, 4ta Ed Prentice Hall, México 1999 912p.
5. KERN, Donald, *Procesos de transferencia de calor*, 31a, reimpresión, México: Continental, 1999, 978p.
6. PERRY, Robert H.; GREEN, Dow W, *Manual del ingeniero químico*, 7ª, ed, España: McGraw-Hill, 2001, Vol, I-IV 2735p.

APENDICES

Apéndice 1. Diseño túnel de viento para unidad de convección externa



Fuente: elaboración propia.

- **Cálculo área de flujo del ducto**

$$A_{flu} = a \times b$$

$$A_{flu} = 19 \times 19 = 361 \text{ cm}^2 = 0,0361 \text{ m}^2 = 0,388 \text{ pie}^2$$

- **Cálculo del diámetro equivalente (Formula de Huebscher)**

$$Deq = \frac{1,3(a \times b)^{\frac{5}{8}}}{(a + b)^{\frac{1}{4}}}$$

$$Deq = \frac{1,3(19 \times 19)^{\frac{5}{8}}}{(19 + 19)^{\frac{1}{4}}} = 20,77 \text{ cm} = 0,2077 \text{ m}$$

- **Cálculo de la velocidad efectiva del aire**

Se calculó la velocidad de operación a partir del caudal máximo del ventilador y de la curva característica del mismo estos datos están proporcionados en la hoja técnica del ventilador (Apéndice 2).

$$Q_{max} = 225 \frac{pie^3}{min} = 3,75 \frac{pie^3}{s}$$
$$V_{max} = \frac{Q_{max}}{A_{flu}} = \frac{3,75 \frac{pie^3}{s}}{0,388 pie^2} = 9,656 \frac{pie}{s} = 2,944 \frac{m}{s}$$

- **Cálculo de la caída de presión que se produce al pasar por el ducto**

Propiedades del aire a 25°C (apéndice 1.)

$$\rho_{aire} = 1,845 \frac{kg}{m^3}$$

$$\mu_{aire} = 1,84 \times 10^{-05} pa \cdot s$$

A partir de la ecuación de balance de energía mecánica, suponiendo que la velocidad de salida es igual a la velocidad máxima, y la velocidad de entrada es igual a 0 puesto que parte del reposo:

$$\frac{\Delta P}{\rho} = \frac{V^2}{2} + h_L$$

Donde h_L

$$h_L = f \times \frac{L}{D} \times \frac{V^2}{2}$$

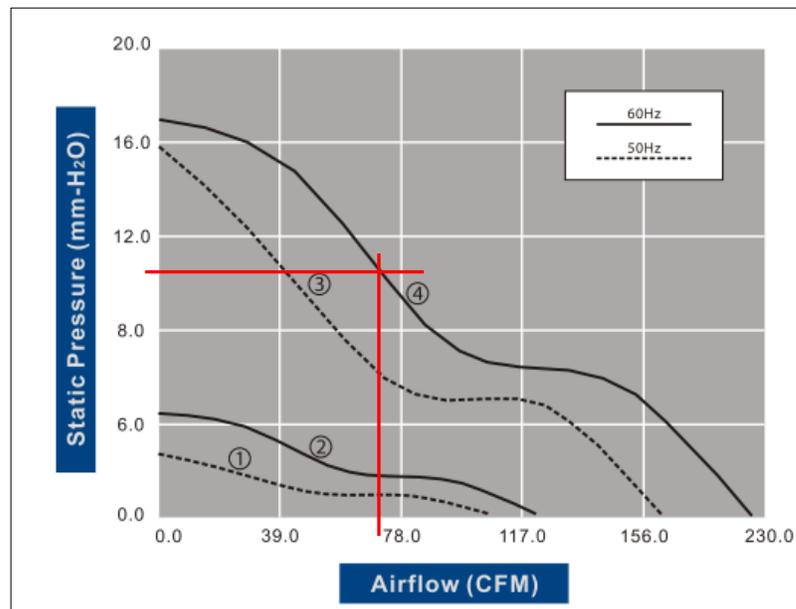
$$f = 0,0254$$

Entonces:

$$\frac{\Delta P}{\rho} = 57,3198 \text{ J/kg}$$

$$\Delta P = \frac{57,3198 \text{ J/kg}}{1,845 \text{ kg/m}^3} = 105,755 \text{ Pa} = 1,078 \text{ cm H}_2\text{O} = 10,780 \text{ mm H}_2\text{O}$$

Con la caída de presión y la curva característica (Apéndice 2.) se determinará la velocidad de operación trazando líneas en el eje de ordenadas y abscisas.



Fuente: <http://www.cooltron.com/productshow-235-162-1.html>. Consulta: 15 de marzo 2017.

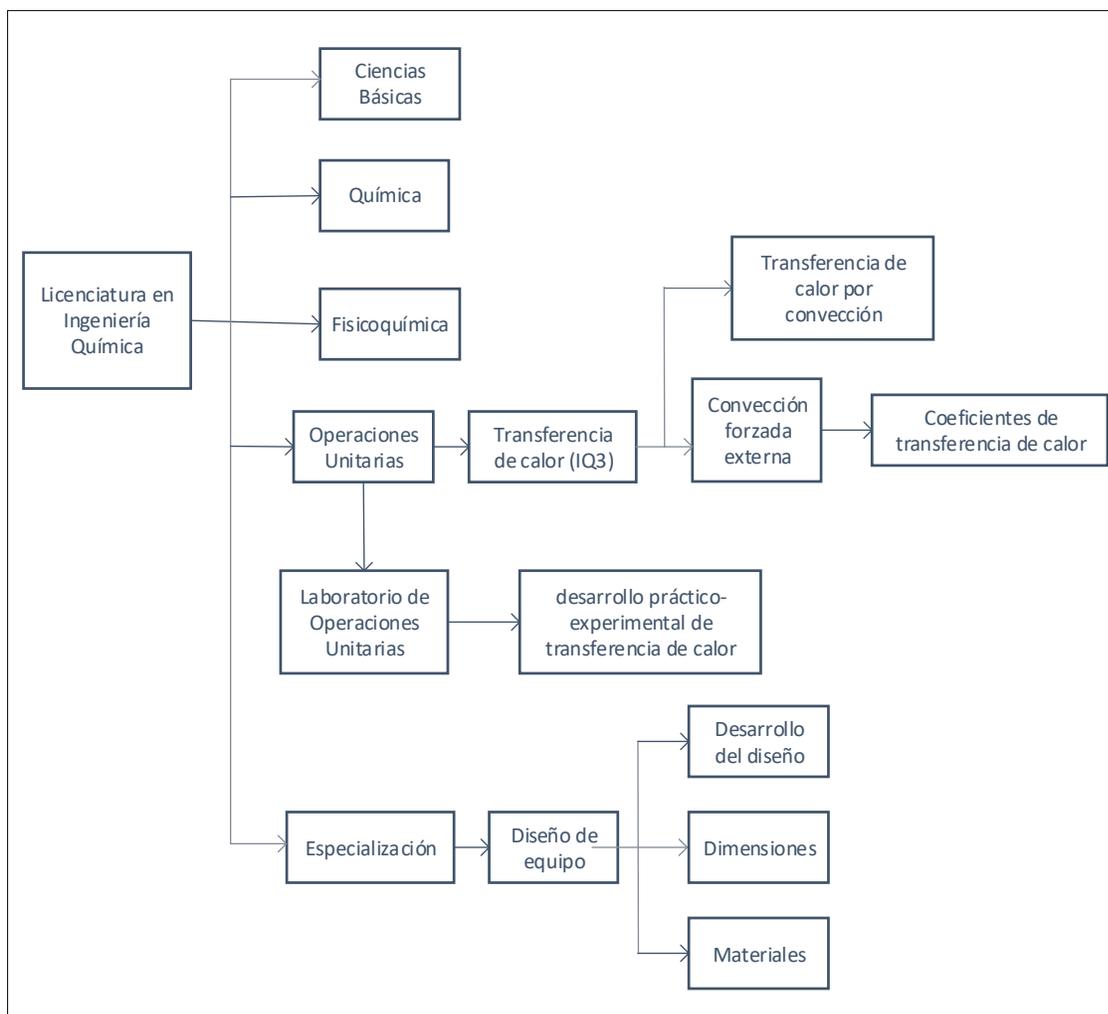
Por lo tanto, el caudal de operación será:

$$Q = 64,38 \frac{\text{pie}^3}{\text{min}} = 1,03 \frac{\text{pie}^3}{\text{s}}$$

Y la velocidad de operación será:

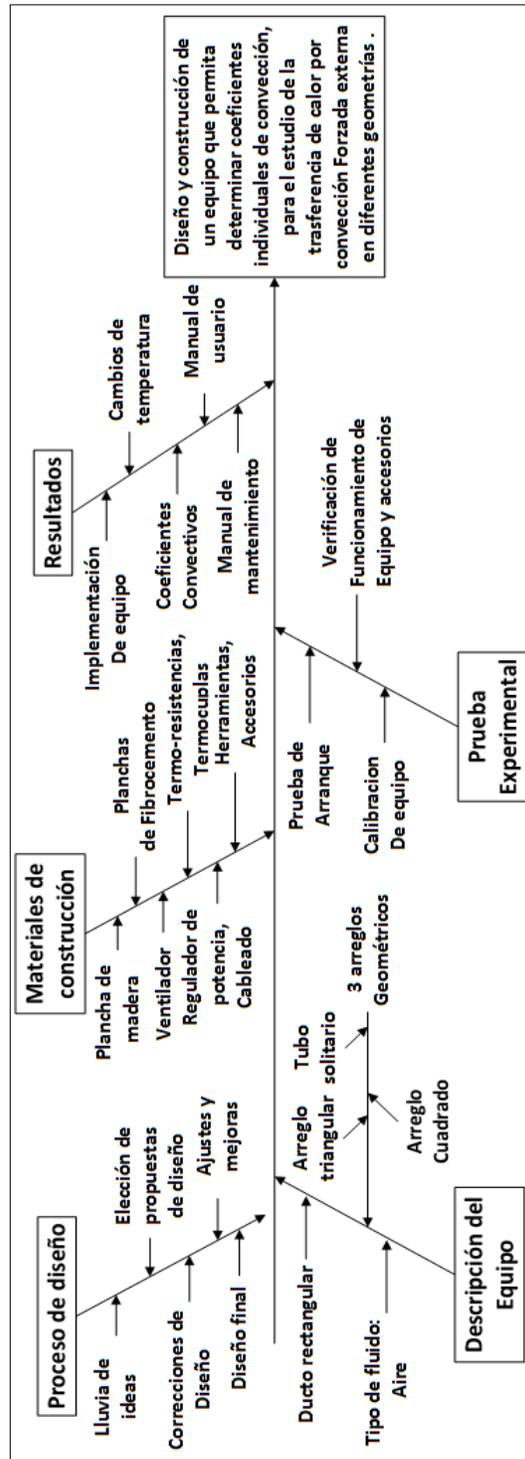
$$V = \frac{Q}{A_{ftu}} = \frac{1,03 \frac{pie^3}{s}}{0,388 pie^2} = 0,8423 m/s$$

Apéndice 4. Requisitos académicos



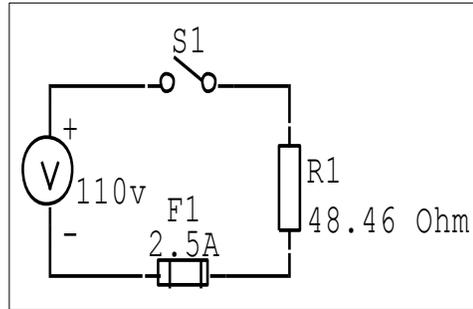
Fuente: elaboración propia, utilizando programa Microsoft Visio 2016.

Apéndice 5. Diagrama de Ishikawa



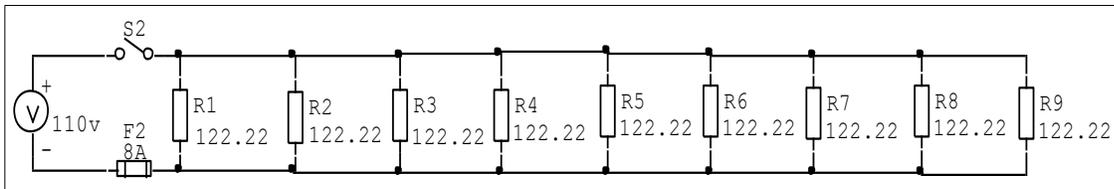
Fuente: elaboración propia, utilizando programa Microsoft Visio 2016.

Apéndice 6. Diagrama esquemático del circuito de tubo solitario



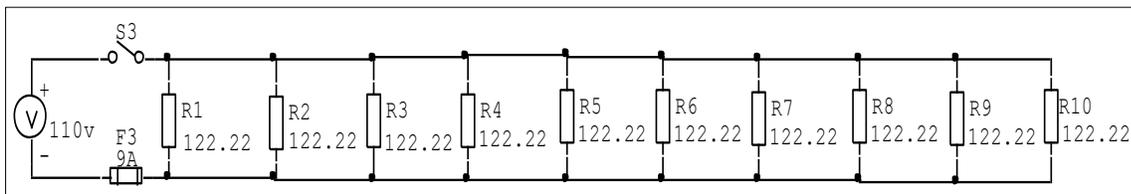
Fuente: elaboración propia, utilizando programa Circuit Maker 2010.

Apéndice 7. Diagrama esquemático del circuito del arreglo cuadrado



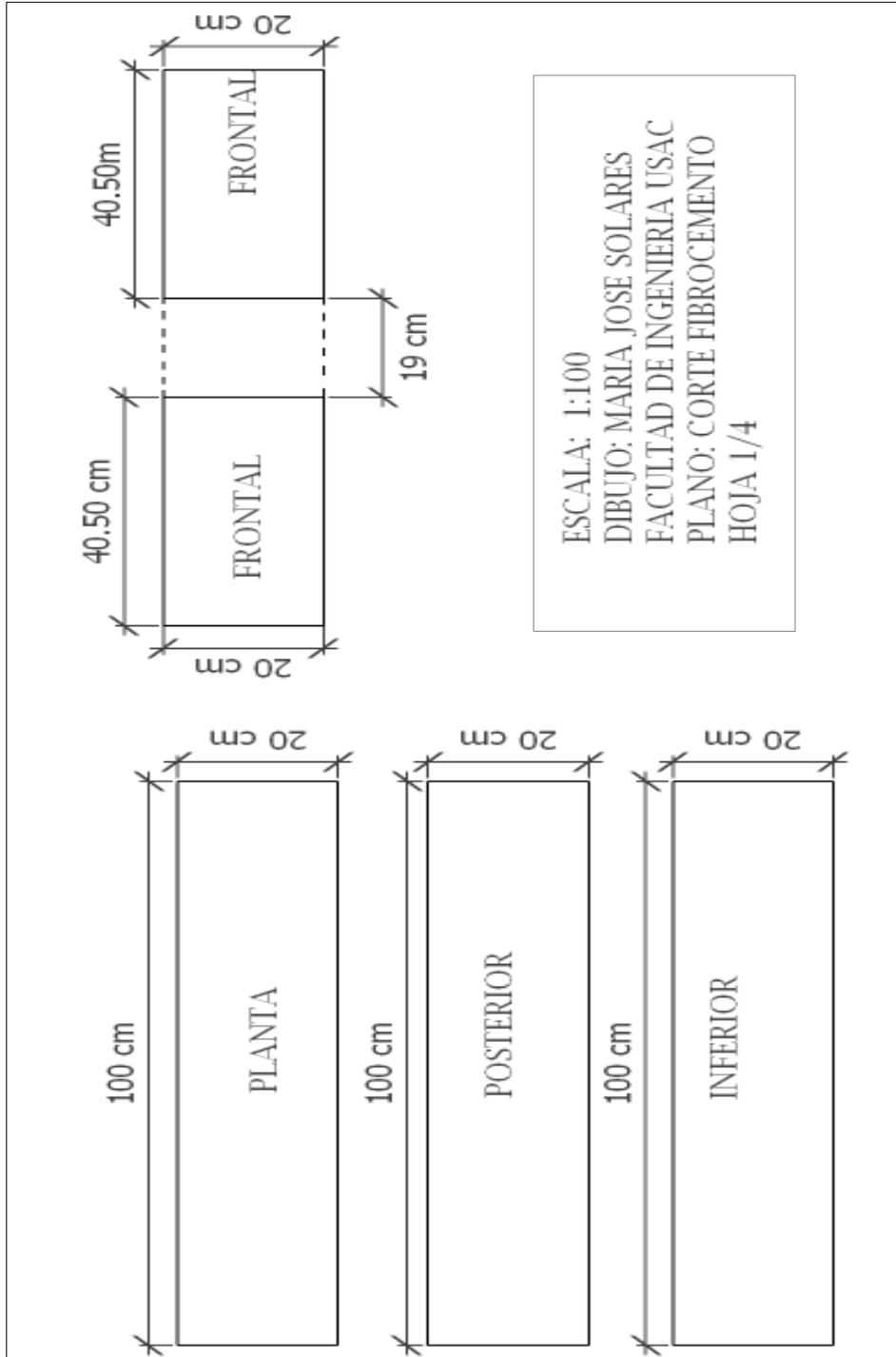
Fuente: elaboración propia, utilizando programa Circuit Maker 2010.

Apéndice 8. Diagrama esquemático del circuito del arreglo triangular



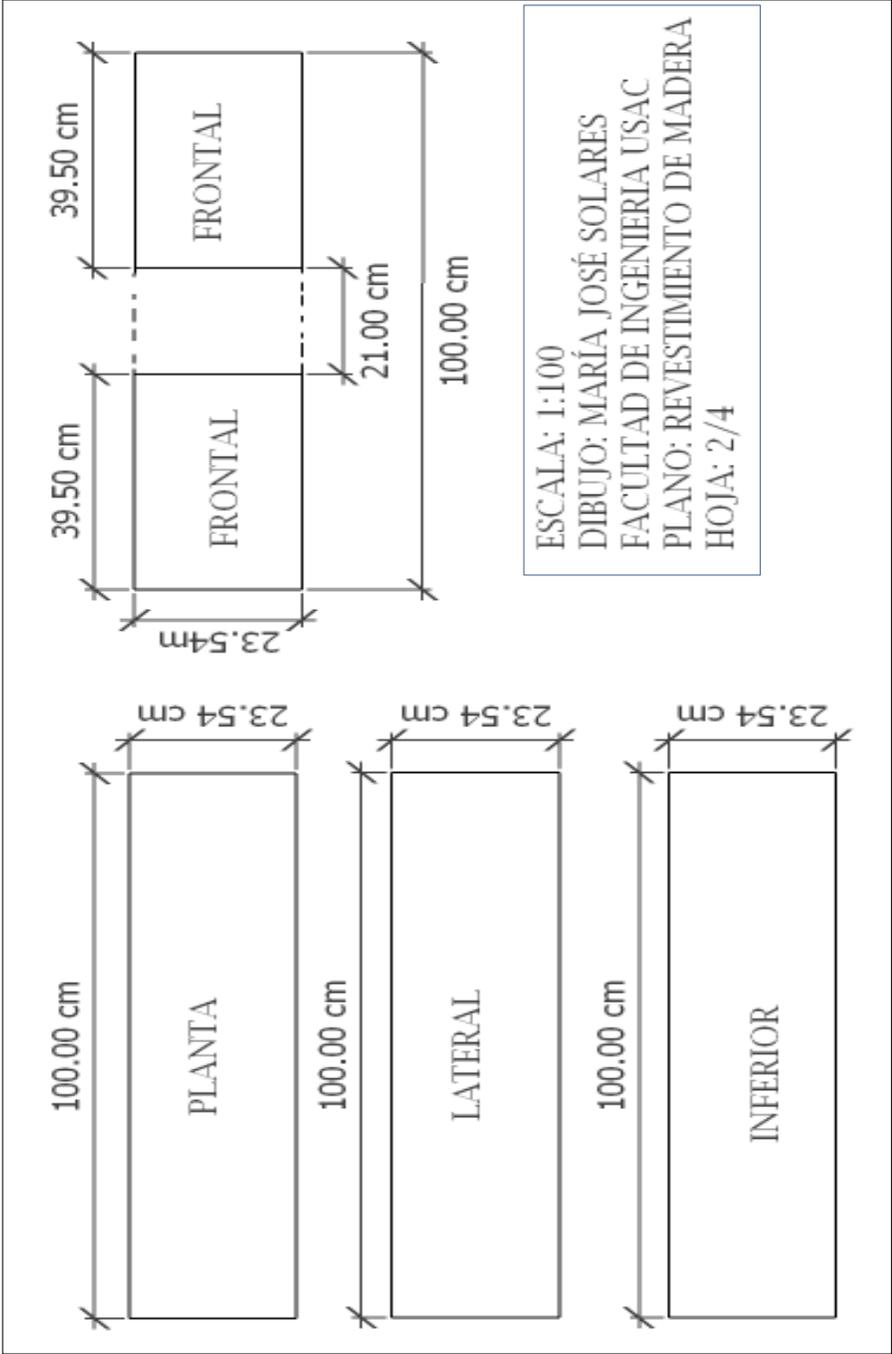
Fuente: elaboración propia, utilizando programa Circuit Maker 2010.

Apéndice 9. **Plano del ducto de fibrocemento**



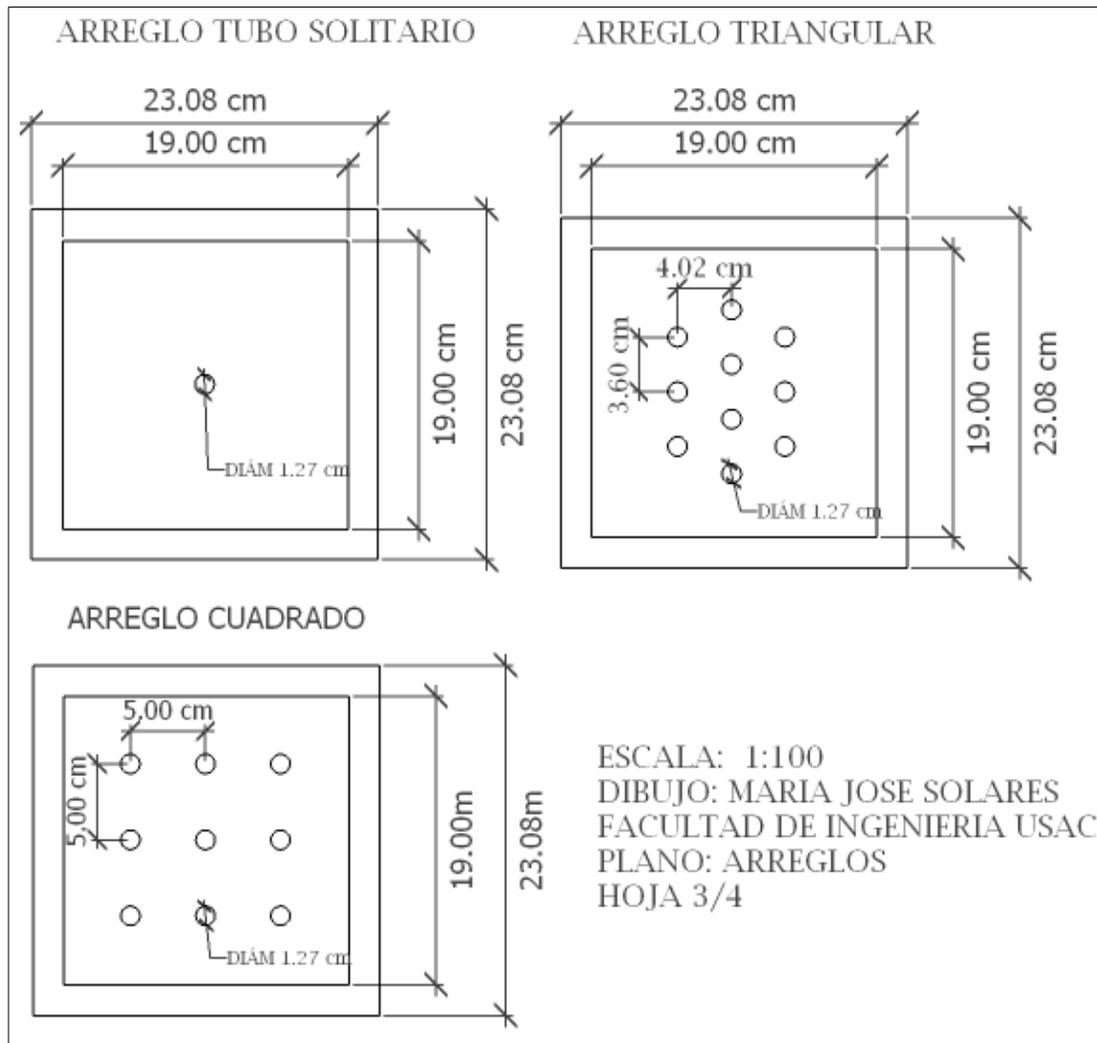
Fuente: elaboración propia, utilizando programa AutoCAD 2016.

Apéndice 10. **Plano del revestimiento de madera del ducto de fibrocemento**



Fuente: elaboración propia, utilizando programa AutoCAD 2016.

Apéndice 11. Plano de los arreglos



Fuente: elaboración propia, utilizando programa AutoCAD 2016.

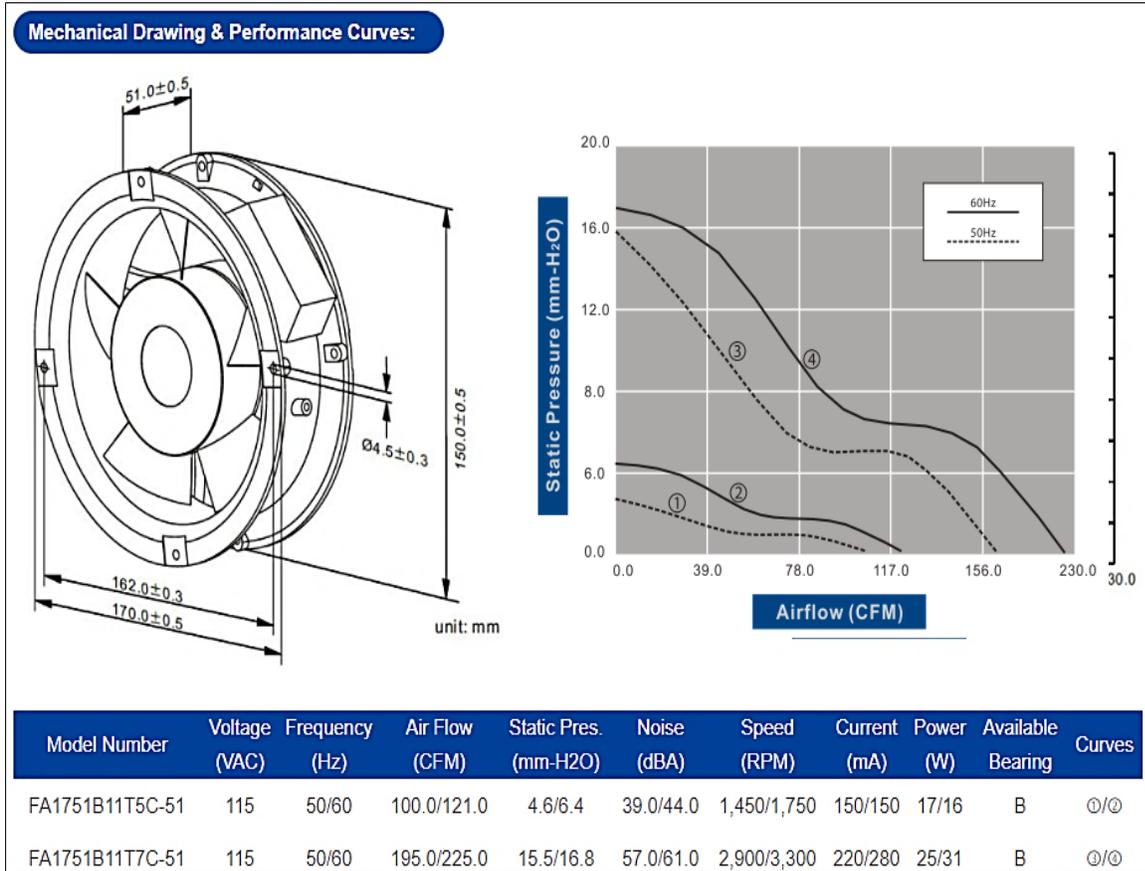
ANEXOS

Anexo 1. Propiedades del aire a 1 atm de presión

Temp., $T, ^\circ\text{C}$	Densidad, $\rho, \text{kg/m}^3$	Calor específico, $c_p, \text{J/kg} \cdot \text{K}$	Conductividad térmica, $k, \text{W/m} \cdot \text{K}$	Difusividad térmica, $\alpha, \text{m}^2/\text{s}^2$	Viscosidad dinámica, $\mu, \text{kg/m} \cdot \text{s}$	Viscosidad cinemática, $\nu, \text{m}^2/\text{s}$	Número de Prandtl, Pr
-150	2.866	983	0.01171	4.158×10^{-6}	8.636×10^{-6}	3.013×10^{-6}	0.7246
-100	2.038	966	0.01582	8.036×10^{-6}	1.189×10^{-6}	5.837×10^{-6}	0.7263
-50	1.582	999	0.01979	1.252×10^{-5}	1.474×10^{-5}	9.319×10^{-6}	0.7440
-40	1.514	1002	0.02057	1.356×10^{-5}	1.527×10^{-5}	1.008×10^{-5}	0.7436
-30	1.451	1004	0.02134	1.465×10^{-5}	1.579×10^{-5}	1.087×10^{-5}	0.7425
-20	1.394	1005	0.02211	1.578×10^{-5}	1.630×10^{-5}	1.169×10^{-5}	0.7408
-10	1.341	1006	0.02288	1.696×10^{-5}	1.680×10^{-5}	1.252×10^{-5}	0.7387
0	1.292	1006	0.02364	1.818×10^{-5}	1.729×10^{-5}	1.338×10^{-5}	0.7362
5	1.269	1006	0.02401	1.880×10^{-5}	1.754×10^{-5}	1.382×10^{-5}	0.7350
10	1.246	1006	0.02439	1.944×10^{-5}	1.778×10^{-5}	1.426×10^{-5}	0.7336
15	1.225	1007	0.02476	2.009×10^{-5}	1.802×10^{-5}	1.470×10^{-5}	0.7323
20	1.204	1007	0.02514	2.074×10^{-5}	1.825×10^{-5}	1.516×10^{-5}	0.7309
25	1.184	1007	0.02551	2.141×10^{-5}	1.849×10^{-5}	1.562×10^{-5}	0.7296
30	1.164	1007	0.02588	2.208×10^{-5}	1.872×10^{-5}	1.608×10^{-5}	0.7282
35	1.145	1007	0.02625	2.277×10^{-5}	1.895×10^{-5}	1.655×10^{-5}	0.7268
40	1.127	1007	0.02662	2.346×10^{-5}	1.918×10^{-5}	1.702×10^{-5}	0.7255
45	1.109	1007	0.02699	2.416×10^{-5}	1.941×10^{-5}	1.750×10^{-5}	0.7241
50	1.092	1007	0.02735	2.487×10^{-5}	1.963×10^{-5}	1.798×10^{-5}	0.7228
60	1.059	1007	0.02808	2.632×10^{-5}	2.008×10^{-5}	1.896×10^{-5}	0.7202
70	1.028	1007	0.02881	2.780×10^{-5}	2.052×10^{-5}	1.995×10^{-5}	0.7177
80	0.9994	1008	0.02953	2.931×10^{-5}	2.096×10^{-5}	2.097×10^{-5}	0.7154
90	0.9718	1008	0.03024	3.086×10^{-5}	2.139×10^{-5}	2.201×10^{-5}	0.7132
100	0.9458	1009	0.03095	3.243×10^{-5}	2.181×10^{-5}	2.306×10^{-5}	0.7111
120	0.8977	1011	0.03235	3.565×10^{-5}	2.264×10^{-5}	2.522×10^{-5}	0.7073
140	0.8542	1013	0.03374	3.898×10^{-5}	2.345×10^{-5}	2.745×10^{-5}	0.7041
160	0.8148	1016	0.03511	4.241×10^{-5}	2.420×10^{-5}	2.975×10^{-5}	0.7014
180	0.7788	1019	0.03646	4.593×10^{-5}	2.504×10^{-5}	3.212×10^{-5}	0.6992
200	0.7459	1023	0.03779	4.954×10^{-5}	2.577×10^{-5}	3.455×10^{-5}	0.6974
250	0.6746	1033	0.04104	5.890×10^{-5}	2.760×10^{-5}	4.091×10^{-5}	0.6946
300	0.6158	1044	0.04418	6.871×10^{-5}	2.934×10^{-5}	4.765×10^{-5}	0.6935
350	0.5664	1056	0.04721	7.892×10^{-5}	3.101×10^{-5}	5.475×10^{-5}	0.6937
400	0.5243	1069	0.05015	8.951×10^{-5}	3.261×10^{-5}	6.219×10^{-5}	0.6948
450	0.4880	1081	0.05298	1.004×10^{-4}	3.415×10^{-5}	6.997×10^{-5}	0.6965
500	0.4565	1093	0.05572	1.117×10^{-4}	3.563×10^{-5}	7.806×10^{-5}	0.6986

Fuente: ÇENGEL, Yunus, transferencia de calor y masa, p, 441.

Anexo 2. **Curva característica y plano del ventilador modelo FA1751B11T7C-51**



Fuente: <http://www.cooltron.com/productshow-235-162-1.html>, consulta 15 de marzo 2017.

Anexo 3. Compra de madera


POSTES Y MADERAS TRATADAS SOCIEDAD ANONIMA JOLFISA
 20 CALLE 19-75 ZONA 10
 GUATEMALA, GUATEMALA
 PBX: 2386-5657 FAX: 2386-5634
 E-mail: ventas@ecomadera.com
 www.ecomadera.com
 PATENTE DE COMERCIO No. 222755 F. 484 L. 184
 NIT: 2287765-8

FACTURA CAMBIARIA SERIE E
 (LIBRE DE PROTESTO)
No. 12501
 23 de Febrero del 2016

NOMBRE: JOSE SOLARES
 CIUDAD
 DIRECCION:
 TELEFONO:

FECHA: 23 de Febrero del 2016
 NIT: 603064-K
 FORMA DE PAGO: EFECTIVO

CANT.	TIPO	MEDIDA	RETENCION	MEDIDA FINAL	PIES TABLARES	PRECIO X PIE	PRECIO X PIEZA	TOTAL EN QUETZALES
2		S4S1X12X10		MADERA TRATADA S4S 0.40 LI 0.047	20.00	11.13	111.29	222.59
2		CORTEMADERA		SERVICIO POR CORTE DE MA 0.000	0.00	0.00	5.23	10.46
				DESCUENTO				10.02
OBSERVACIONES:		Elfeñ	TOTAL PIES TABLARES: Mts* 0.047		20.00		TOTAL Q.	223.03
DESCUENTOS VEINTITRES QUETZALES CON 03/100				NO SE ACEPTAN DEVOLUCIONES NI CAMBIOS				
SUJETO A PAGOS TRIMESTRALES								
POR POSTES Y MADERAS TRATADAS, S. A.				ACEPTADO CLIENTE				

CANCELADO
 ECOMADERA
 20 CALLE 19-75 ZONA 10

ORIGINAL (CLIENTE)

FORMULARIOS STANDARD, S. A. PBX: 2423-8900 - NIT: 153222-7 - 15.000 - 02/2015 DEL No. E-0001 AL No. E-15.000
 ORIZADO SEGUN RESOLUCION No. 2015-5-188-9818 DE FECHA 17-02-2015. VENCE 16-02-2017.

Fuente: Maderas Tratadas S.A.

Anexo 4. Compra de resistencias tipo cartucho

SUMINISTROS TÉRMICOS INDUSTRIALES DE GUATEMALA
 Juan Diego, Alcazar Gil
 23 Avenida 33-30 Zona 12 Colonia Santa Elisa
 ATENCIÓN AL CLIENTE: (502) 2442-1123
 www.stiguat.com
 Guatemala, Guatemala
 NIT: 5481277-1

(EN LAS CONDICIONES ESTIPULADAS EN ESTE TÍTULO)
 A: SE SERVIRÁN USTEDES PAGAR POR ESTA ÚNICA FACTURA CAMBIARIA GIRADA LIBRE DE PROTESTO A LA ORDEN O ENERO DE SUMINISTROS TÉRMICOS INDUSTRIALES DE GUATEMALA EL VALOR TOTAL POR EL APAREZCA VALOR RECIBIDO O POR EL ÚLTIMO SALDO INSOLUTO QUE SEGÚN NUESTRO AVISO

FACTURA CAMBIARIA SERIE B
 LIBRE DE PROTESTO
No. 5390 **FECHA** 04/10/2016

VENDIDO A Leonel Polanco
 Ciudad

PROFORMA No. 4095 **ENVIO No.** 5404 **CONDICIONES DE PAGO** Contado

ORIGEN MERCADERIA IMPORTADA **VENDEDOR** 7P
 FABRICACION LOCAL **NIT** 7382981-1

CODIGO	CANTIDAD	DESCRIPCION	P/UNITARIO	IMPORTE
1610	19	Res. Tipo Cartucho 1/2" Ø x 20 cms longitud 100w 110v.	210.00	3,990.00
TOTAL EN LETRAS: Tres Mil Novecientos Noventa Quetzales 00/100			TOTAL	3,990.00

FABRICACION E IMPORTACION DE RESISTENCIAS ELECTRICAS
CONTROLES DE TEMPERATURA Y TERMOCUPLAS
ACCESORIOS PARA TERMOCUPLAS
TERMOSTATOS

SUJETO A PAGOS TRIMESTRALES

TERMINALES Y CABLES ALTA TEMPERATURA
CINTAS Y ALAMBRES NICROMEL
ENCHUFES EUROPEOS
TELA DE TEFLON

AUTORIZADO SEGÚN RESOLUCIÓN No. 2016-5-309-1581 DE FECHA 25-02-2016 SERIE B NUMERADO DEL 5001 AL 6000, FECHA DE CADUCIDAD: 25-02-2018

TRIPPLICADO - ARCHIVO
 DUPLICADO - CONTABILIDAD
 ORIGINAL - CLIENTE

Fuente: Suministros Térmicos Industriales de Guatemala.

Anexo 5. Compra de resistencia tipo cartucho

SUMINISTROS TERMICOS INDUSTRIALES DE GUATEMALA
 Juan Diego, Alcázar Gil
 23 Avenida 33-30 Zona 12 Colonia Santa Elisa
 ATENCION AL CLIENTE: (502) 2442-1123
 www.stiguate.com
 Guatemala, Guatemala
 NIT: 5481277-1

(EN LAS CONDICIONES ESTIPULADAS EN ESTE TITULO)
 A: SE SERVIRAN USTEDES PAGAR POR ESTA UNICA FACTURA CAMBIARIA GIRADA LIBRE DE PROTESTO A LA ORDEN O ENDOSO DE SUMINISTROS TERMICOS INDUSTRIALES DE GUATEMALA EL VALOR TOTAL POR EL QUE ESTA EXTENDIDA O POR EL ULTIMO SALDO INSOLUTO QUE APAREZCA, VALOR RECIBIDO QUE ASENTARAN USTEDES A CUENTA SEGUN NUESTRO AVISO.

FACTURA CAMBIARIA SERIE B
 LIBRE DE PROTESTO
No. 4680

FECHA
 11/12/2015

VENDIDO A
 CODIGO: ST-0649
 José Solares
 Ciudad

PROFORMA No.	ENVIO No.	CONDICIONES DE PAGO	ORIGEN	VENDEDOR	NIT
3351	4705	Contado	MERCADERIA IMPORTADA <input type="checkbox"/> FABRICACION LOCAL <input checked="" type="checkbox"/>	JP	603084-k

CODIGO	CANTIDAD	DESCRIPCION	P/UNITARIO	IMPORTE
//	1	Res. Tipo cartucho 1/2"Ø x 20cms longitud 250w 110v	245.00	245.00

TOTAL EN LETRAS:
 Doscientos Cuarenta y Cinco Quetzales 00/100

TOTAL
 245.00

SUJETO A PAGOS TRIMESTRALES

FABRICACION E IMPORTACION DE RESISTENCIAS ELECTRICAS
 CONTROLES DE TEMPERATURA Y TERMOCUPLAS
 ACCESORIOS PARA TERMOCUPLAS
 TERMOSTATOS

TERMINALES Y CABLES ALTA TEMPERATURA
 CINTAS Y ALAMBRES NICROMEL
 ENCHUFES EUROPEOS
 TELA DE TEFLON

AUTORIZADO SEGÚN RESOLUCIÓN No. 2015-5-309-1301 DE FECHA 06-03-2015 SERIE B NUMERADO DEL 4001 AL 5000, FECHA DE CADUCIDAD: 06-03-2017

Vertical text on the left: **Terminart Servicio Continuo Justo a Tiempo Celulo, S.A. NIT: 683900-8 Tel.: 24176-8311 y 24176-7166 (371)**

Vertical text on the right: **TRIPPLICADO - ARCHIVO**
DUPLICADO - CONTABILIDAD
ORIGINAL - CLIENTE

Fuente: Suministros Térmicos Industriales de Guatemala.

Anexo 6. Compra del fibrocemento

CASA HERMES
DESDE 1970

HERRAMIENTAS MATERIALES Y EQUIPOS, S.A.
CALZADA AGUILAR BATRES No. 19-23 ZONA 12,
GUATEMALA, GUATEMALA
PBX: 2327-7200 www.casahermes.com
NIT: 498618-0

FACTURA ELECTRONICA
Serie: FACE-63-FA-001
No. 150000007174

Impresos - Impermeabilizantes - Tabicaciones CONTADO

DATOS DEL COMPRADOR

FECHA: 18/07/2015
HORA: 11:31
COMIENZO: 18/07/2015

TELEFONO DEL CLIENTE: .
VENDEDOR: Jose Chacach
REFERENCIA: **PAGADO**

Código del Contribuyente		Nombre, razón o denominación social del contribuyente	
CF	C0001	LABORATORIO OPERACIONES UNITARIAS	
Ciudad:		CIUDAD	

DESCRIPCIÓN DE LA FACTURA ELECTRÓNICA

Código	Cantidad	Unidad	Descripción	Precio Unitario	Importe
1.40114	1.00	UNIDAD	PLYSTONE DE 11mm x 4' x 8' LISO Basado en Pedidos de cliente 18696.	252.00	252.00

Herramientas, Materiales y Equipos, S.A.
Fecha: 18/07/15
Nombre: J. Chacach
Firma: *J. Chacach*
IMPRESO DIGITAL
REGA

SUJETOS A PAGOS TRIMESTRALES
SE COBRARA Q.150.00 DE GASTOS ADMINISTRATIVOS POR CHEQUE RECHAZADO
****NO SE ACEPTAN CAMBIOS NI DEVOLUCIONES****

En letras: DOSCIENTOS CINCUENTA Y DOS QUETZALES 00/100

TOTAL GTQ **252.00**

032www2adJ0y9u0CJEvvVABL43FADw02mC+n0bduUUhZCk4xDQ==
Autorización conforme Resolución No. 2015062107285 De Fecha 28-02-2015 Rango Autorizados Desde 1 Hasta 10000
INFORME CONSULTING S.A. - NIT. 43430775

Fuente: Herramientas, materiales y equipos S.A.

Anexo 7. Compra de accesorios electrónicos

CORPORACION R&CH
ELECTRÓNICA Y ELÉCTRICOS, S.A.

CORPORACION R & CH ELECTRONICA Y ELECTRICOS, SOCIEDAD ANONIMA
CORPORACION R & CH
11 Av 2. Nivel 31-47 Local C Zona 12
Guatemala, Guatemala
Telefax: 2476-7800

FACTURA No. 59413
SERIE A

NIT: 6380504-9 www.electronicarych.com

NOMBRE: LEONEL POLANCO FECHA: 29/09/2016
DIRECCION: ciudad NIT: 7382981-1

CODIGO	DESCRIPCION	CANTIDAD	PRECIO	TOTAL
FS-272.5A250V	fusible europeo 2.5A 250V	2.00	1.00	2.00
PF-PCE	portafusible para chasis europeo	2.00	3.00	6.00
CB-61B	cable para grabadora en ocho UL 18AWG	1.00	22.00	22.00
SW-1026	switch 1 polo 1 tiro 6A negro miniatur	2.00	3.75	7.50

CORPORACION R&CH
ELECTRÓNICA Y ELÉCTRICOS, S.A.
CANCELADO

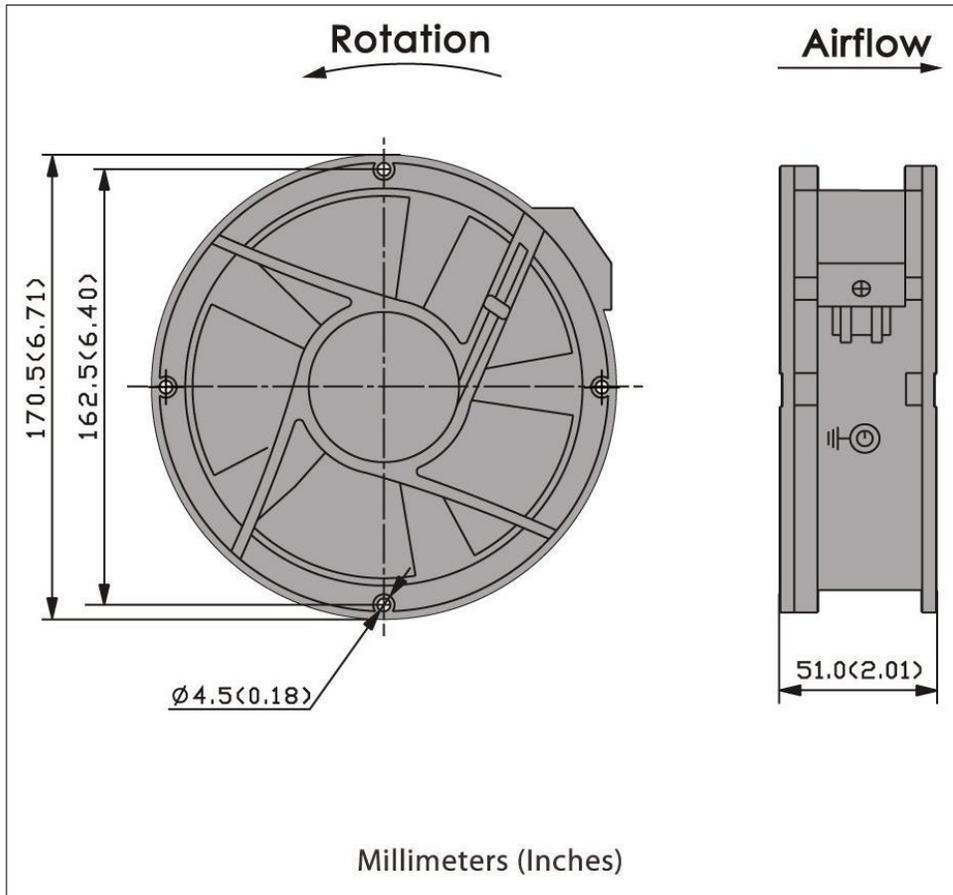
SUJETO A RETENCION DEFINITIVA Descuento
TREINTA Y SIETE CON 50/100

TOTAL Q. 37.50

Original: Cliente Blanco, Duplicado: Contabilidad Amarillo
AUTORIZADO SEGUN RESOLUCION No. 2016-5-188-13541 DE FECHA 29-03-2016. VENCE 28-03-2018.
FORMULARIOS STANDARD, S. A. PBX: 2423-8900 - NIT: 153222-7 - 10,000 - 03/2016 DEL No. A-50,001 AL No. A-60,000.

Fuente: Corporación R&CH electrónica y eléctricos S.A.

Anexo 8. **Plano del ventilador**



Fuente: <http://www.cooltron.com/productshow-235-162-1.html>. Consulta: 15 de marzo 2017.

Anexo 9. Lector de temperaturas LCD



Fuente: Laboratorio de operaciones unitarias, Facultad de Ingeniería.

Anexo 10. Conector del sensor de temperatura



Fuente: Laboratorio de operaciones unitarias, Facultad de Ingeniería.

Anexo 11. **Controlador de velocidad del motor del ventilador**



Fuente: Laboratorio de operaciones unitarias, Facultad de Ingeniería.

Anexo 12. Montaje final del equipo



Fuente: Laboratorio de operaciones unitarias, Facultad de Ingeniería.