

ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN EQUIPO DIDÁCTICO DE CONVECCIÓN FORZADA CON SISTEMA DE CONTROL CENTRALIZADO PARA EL LABORATORIO DE TRANSFERENCIA DE CALOR

PROYECTO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

JOSÉ RUPERTO LARCO DÁVALOS

joshe_larco@hotmail.com

BOLÍVAR SEBASTIÁN SARMIENTO GALLO

sebas_sarmiento@hotmail.es

Director: ING. MARIO GERMÁN GRANJA RAMÍREZ, MSC.

mario.granja@epn.edu.ec

Quito, Junio 2014

DECLARACIÓN

Nosotros, José Ruperto Larco Dávalos y Bolívar Sebastián Sarmiento Gallo, declaramos bajo juramento que el trabajo aquí descrito es de nuestra autoría; que no ha sido previamente presentado para ningún grado o calificación personal; y, que hemos consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

La Escuela Politécnica Nacional, puede hacer uso de los derechos correspondientes a este trabajo, de acuerdo a lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, por su Reglamento y por la Normativa Institucional vigente.

José Ruperto Larco Dávalos

Bolívar Sebastián Sarmiento Gallo

CERTIFICACIÓN

Certifico que el presente trabajo fue desarrollado por los señores José Ruperto Larco Dávalos Y Bolívar Sebastián Sarmiento Gallo, bajo la supervisión.

Ing. MARIO HERMÁN GRANJA RAMÍREZ

DIRECTOR DEL PROYECTO

Ing. DANIEL ROBERTO ZAPATA HIDALGO

COORDIRECTOR DEL PROYECTO

AGRADECIMIENTO

Este proyecto es el resultado del esfuerzo conjunto de todos los que formamos el grupo de trabajo, por esto agradezco en primer lugar a la Facultad de Ingeniería Mecánica, academia de excelencia en la formación profesional, a mi familia, quienes a lo largo de toda mi vida han apoyado y motivado mi formación académica, creyeron en mí en todo momento y no dudaron de mis habilidades, Seguidamente agradezco a mi compañero de trabajo quien a lo largo de este tiempo ha puesto a prueba sus capacidades y conocimientos, a don Fabián quien con su colaboración fue un pilar fundamental en la construcción del equipo, Y finalmente, pero no menos importante agradezco a mi novia quien fue y es parte importante en cada proceso de mi vida.

José

AGRADECIMIENTO

A la Escuela Politécnica Nacional, Facultad de Ingeniería Mecánica Institución donde se fomentó el espíritu emprendedor y el conocimiento,

A los distinguidos Docentes de la Facultad de Ingeniería Mecánica, quienes entregan día a día parte de su vida, para formar nuevos y mejores profesionales,

Al Laboratorio de Fundición y en es especial al Sr. Fabián Peñaloza por la amistad brindada y su colaboración incondicional al momento de realizar este Proyecto,

A mi compañero de tesis con quien hemos compartido momentos buenos y malos.

Sebastián

DEDICATORIA

*Mis esfuerzos para este proyecto de titulación
están dedicados a todas aquellas personas que
de una u otra forma apoyaron y colaboraron
durante el proceso,*

*A mi familia, mis padres, hermanos, abuelo,
tío y tías; quienes siempre han estado
presentes brindándome su apoyo
incondicional,*

*A ti Adriana, que estuviste a mi lado de
principio a fin impulsándome con tu ánimo en
todo momento. A mis amigos, personas
dispuestas a aportar con sus ideas para que
este proyecto tenga éxito,*

*Y a los docentes, sin su aporte nunca hubiese
sido posible la realización de esta tesis.*

José

DEDICATORIA

A Dios por iluminar mi camino y llenarme de bendiciones,

*A la persona más importante en este mundo, quien me
entrego su cariño, comprensión y amor desde el primer día
de mi vida. MI MADRE,*

*A mi mejor amigo, mi confidente, por impulsarme en los
momentos más difíciles. MI HERMANO,*

*A quienes he visto como unos padres, por su incondicional
apoyo, sabiduría, paciencia y sobre todo por creer en mí
en todo momento. MIS TÍOS GALO Y MERCEDES.*

Sebastián

ÍNDICE GENERAL

CAPÍTULO I.....	1
1 GENERALIDADES	1
1.1 PROCESOS DE TRANSMISIÓN DE CALOR	1
1.1.1 CONDUCCIÓN.....	1
1.1.2 CONVECCIÓN	3
1.1.2.1 Convección Forzada.....	3
1.1.2.2 Convección Natural	3
1.1.3 RADIACIÓN.....	5
1.1.3.1 Radiación de un Cuerpo Gris	6
1.2 GENERALIDADES DE LA MECÁNICA DE FLUIDOS.....	7
1.2.1 CONSERVACIÓN DE LA MASA	7
1.2.2 SEGUNDA LEY DE NEWTON	7
1.2.3 MOMENTO DE LA CANTIDAD DE MOVIMIENTO	8
1.2.4 PRIMERA LEY DE LA TERMODINÁMICA	8
1.2.5 SEGUNDA LEY DE LA TERMODINÁMICA.....	9
1.2.6 SISTEMA Y VOLUMEN DE CONTROL.....	10
1.2.7 CLASIFICACIÓN DE FLUIDOS.....	10
1.2.7.1 Fluido Newtoniano y no Newtoniano	10
1.2.8 CLASIFICACIÓN DE LOS MOVIMIENTOS DE UN FLUIDO	11
1.2.9 FLUIDO COMO UN CONTINUO	11
1.2.10 FLUJOS NO VISCOSOS.....	12
1.2.10.1 CONSIDERACIONES PARA UN FLUJO IDEAL	12
1.2.11 FLUJOS VISCOSOS	12
1.2.12 PROPIEDADES DEL FLUÍDO.....	13
1.2.12.1 Densidad.....	13
1.2.12.2 Viscosidad.....	13
1.2.12.3 Energía Interna	14
1.2.12.4 Calor Específico	14

1.3	SISTEMA DE CONTROL AUTOMÁTICO	14
1.3.1	MODO DE FUNCIONAMIENTO	15
CAPÍTULO II		16
TRANSFERENCIA DE CALOR INTERNA CONVECTIVA		16
2.1	FLUJO DE CALOR A TRAVÉS CILINDROS HUECOS	16
2.2	PÉRDIDAS DE CALOR EN TUBERÍAS	17
2.3	AISLANTES EN TUBERÍAS	20
2.4	CONVECCIÓN INTERNA FORZADA	22
2.4.1	VELOCIDAD PROMEDIO O MEDIA	23
2.4.2	TEMPERATURA MEDIA O PROMEDIO	23
2.4.3	REGIÓN Y LONGITUD DE ENTRADA	25
2.4.4	NÚMEROS ADIMENSIONALES	25
2.4.4.1	Número de Nusselt	26
2.4.4.2	Número de Reynolds	26
2.4.4.3	Número de Prandtl	27
2.4.4.4	Número de Peclet	27
2.4.4.5	Número de Grashof	27
2.4.5	DISTRIBUCIÓN DE TEMPERATURA	28
2.4.6	FLUJO LAMINAR Y FLUJO TURBULENTO	31
2.4.6.1	FLUJO LAMINAR EN CILINDROS	32
2.4.6.2	FLUJO TURBULENTO EN CILINDROS	33
2.4.6.3	GRADIENTE DE PRESIÓN	34
2.4.6.3.1	Diagrama de Moody	35
2.4.6.3.2	Pérdidas de Carga Secundarias en Tuberías	36
2.4.6.3.3	Coficiente K de la Ecuación Fundamental de Pérdidas Secundarias	37
2.4.6.3.4	Instrumentos de medición de presión	40
CAPÍTULO III		42
MODELOS MATEMÁTICOS		42
3.1	ANÁLISIS EN ESTADO ESTABLE	42

3.2 ANÁLISIS EN ESTADO TRANSITORIO	44
CAPÍTULO IV.....	47
DISEÑO, CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE DEL EQUIPO.....	47
4.1 DISEÑO DEL EQUIPO.....	47
4.1.1 DESCRIPCIÓN DEL EQUIPO	47
4.1.2 DIMENSIONAMIENTO Calentador eléctrico en estado estable	48
4.1.2.1 Propiedades del Fluido de Trabajo	50
4.1.2.2 Caudal Volumétrico	50
4.1.2.3 Velocidad Media del Fluido de Trabajo.....	51
4.1.2.4 Cálculo Número de Nusselt	52
4.1.2.5 Longitud del Calentador	53
4.1.3 SELECCIÓN DE LA RESISTENCIA CALEFACTORA	54
4.1.4 SELECCIÓN DE MATERIALES AISLANTES	55
4.1.5 SELECCIÓN DE TERMOCUPLAS	56
4.1.6 SELECCIÓN DEL VENTILADOR	57
4.1.7 SELECCIÓN DE LA TUBERÍA	57
4.1.8 DIMENSIONAMIENTO DE LA PLACA ORIFICIO.....	59
4.1.9 CAÍDAS DE PRESIÓN	62
4.1.10 PÉRDIDAS DE CALOR EN LA TUBERÍA.....	65
4.1.11 TIEMPO DE ESTABILIZACIÓN	65
4.1.12 ELEMENTOS DEL CONTROL DE TEMPERATURA.....	67
4.1.12.1 Arduino Uno	67
4.1.12.2 AD595	68
4.1.12.3 Fuente de poder	69
4.1.12.4 Relé	70
4.1.12.5 Contactor	70
4.1.12.6 Software LabView	71
4.1.13 MANUAL DE USUARIO	72
4.2 CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE.....	87
4.2.1 TUBERÍA.....	87

4.2.2	BRIDAS	88
4.2.3	PLACA ORIFICIO	88
4.2.4	CALENTADOR ELÉCTRICO	89
4.2.4.1	Sujeción de Termocuplas	89
4.2.4.2	Posicionamiento de las Resistencias Eléctricas	90
4.2.4.3	Preparación de la mezcla adhesiva	91
4.2.4.4	Conexiones de las resistencias	95
4.2.4.5	Capa aislante	95
4.2.5	SISTEMA DE CONTROL DE TEMPERATURA	96
4.2.6	SOPORTE DEL EQUIPO	97
4.2.6.1	Secciones del soporte	98
4.2.6.2	Montaje del soporte	98
4.2.6.3	Protección del soporte	98
4.2.7	MANÓMETROS	99
4.2.8	MONTAJE DEL EQUIPO	100
CAPÍTULO V.....		104
PRUEBAS Y ANÁLISIS DE RESULTADOS.....		104
5.1	PRUEBAS DEL EQUIPO	104
5.1.1	PROCEDIMIENTO EXPERIMENTAL	104
5.1.2	DATOS OBTENIDOS	106
5.1.3	DATOS CALCULADOS A PARTIR DE LOS VALORES EXPERIMENTALES	110
5.1.4	ANÁLISIS DE RESULTADOS	113
CAPÍTULO VI.....		117
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....		117
BIBLIOGRAFÍA		120
ANEXOS		122
ANEXO A.....		A
TABLA A15. CENGEL. TRANSFERENCIA DE CALOR		A

ANEXO B.....	B
CATÁLOGO DE VENTILADORES	B
ANEXO C	C
CATÁLOGO DE TUBERÍA NEPLO NEGRO CD 40	C
ANEXO D	D
CATÁLOGO DE CODOS.....	D
ANEXO E.....	E
CATÁLOGO DE JUNTAS FLEXIBLES	E
ANEXO F	F
CATÁLOGO DE LA RESISTENCIA CALEFACTORA.....	F
ANEXO G	G
CATÁLOGO DE LANA MINERAL DE ROCA.....	G
ANEXO H	H
CATÁLOGO DE TERMOCUPLAS TIPO K	H
ANEXO I.....	I
CATÁLOGO DEL PAPEL FOIL	I
ANEXO J	J
CATÁLOGO DEL DISPOSITIVO ELECTRÓNICO ARDUINO UNO.....	J
ANEXO K.....	K
CATÁLOGO DEL DISPOSITIVO ELECTRÓNICO AD595	K
ANEXO L	L
CATÁLOGO DE LA FUENTE DE PODER 24V	L
ANEXO M.....	M
CATÁLOGO DEL DISPOSITIVO ELECTROMECAÁNICO RELÉ	M
ANEXO N	N
CATÁLOGO DEL DISPOSITIVO ELECTROMECAÁNICO CONTACTOR	N
ANEXO O	O
CATÁLOGO DEL PERFIL ANGULAR	O
ANEXO P.....	P
PROGRAMACIÓN DEL SOFTWARE LABVIEW	P

ANEXO Q	Q
RESOLUCIÓN DEL MODELO MATEMÁTICO MEDIANTE EL SOFTWARE WOLFRAM MATEMATICA 9.0	Q
ANEXO R	R
GUÍA DE PRÁCTICA.....	R
ANEXO S.....	S
PLANOS.....	S
ANEXO T	T
CATÁLOGO PERLITA EXPANDIDA	T
ANEXO U	U
NORMA ISO 5167 PARTE 2	U

ÍNDICE TABLAS

CAPÍTULO I

Tabla 1-1 Conductividades térmicas de aislantes y otros materiales.....	2
Tabla 1-2 Valores típicos del coeficiente de transferencia de calor por convección	5

CAPÍTULO II

Tabla 2-1 Espesor mínimo de tuberías y accesorios con fluido interior caliente	21
Tabla 2-2 Longitud equivalente para codos.....	38
Tabla 2-3 Aspereza equivalente para tubos comerciales	39

CAPÍTULO IV

Tabla 4-1 Tipos de Termocuplas.....	56
Tabla 4-2 Longitudes de los diferentes tramos del equipo	59
Tabla 4-3 Caídas de presión en los diferentes tramos	63
Tabla 4-4 Proporción de la mezcla adhesiva.....	92
Tabla 4-5 Propiedades del sílice	92
Tabla 4-6 Propiedades principales del yeso odontológico	93

CAPÍTULO V

Tabla 5-1 Valores de temperatura a partir del segundo accionamiento de la resistencia	107
Tabla 5-2 Tabla de valores promedio de cada termocupla	108
Tabla 5-3 Datos de temperatura de la termocupla 5 para diferentes posiciones radiales.....	109
Tabla 5-4 Datos calculados del Número de Nusselt para cada posición en el calentador.....	111
Tabla 5-5 Tabla de datos del coeficiente de película h para cada posición	112

ÍNDICE FIGURAS

CAPÍTULO I

Figura 1-1 Convección forzada	3
Figura 1-2 Convección Natural.....	4
Figura 1-3 Pistón - Cilindro.....	10
Figura 1-4 Posible clasificación de la Mecánica de un Fluido Continuo.....	11

CAPÍTULO II

Figura 2-1 Pérdida de Calor en un Tubo Aislado.....	17
Figura 2-2 Transferencia de calor por convección y radiación de tubos horizontales a temperatura 70°F.....	19
Figura 2-3 Capa Límite	24
Figura 2-4 Región de entrada y región completamente desarrollada	25
Figura 2-5 Distribución de temperatura flujo de calor constante	29
Figura 2-6 Número de Nusselt flujo de calor constante	29
Figura 2-7 Distribución de temperatura a temperatura superficial constante	30
Figura 2-8 Número de Nusselt para temperatura superficial constante	31
Figura 2-9 Factor de Fricción para flujo completamente desarrollado en tubos circulares.....	36

CAPÍTULO IV

Figura 4-1 Representación del equipo para la experimentación de convección forzada	48
Figura 4-2 Representación gráfica de la estructura interna del calentador eléctrico.	49
Figura 4-3 Representación gráfica de los diferentes tramos rectos del equipo.....	58
Figura 4-4 Representación de la placa orificio.....	60
Figura 4-5 Tiempo de Estabilización	66
Figura 4-6 ARDUINO UNO	67
Figura 4-7 AD595.....	68
Figura 4-8 Fuente de Poder	69
Figura 4-9 Relé enchufable	70
Figura 4-10 Contactor	71
Figura 4-11 Sección de tubería roscada y ranurada.....	87

Figura 4-12 Sección de tubería roscada y ranurada.....	88
Figura 4-13 Sección de tubería soldada con brida	88
Figura 4-14 Placa orificio.....	89
Figura 4-15 Tuercas soldadas para la sujeción de termocuplas	89
Figura 4-16 Resistencias Eléctricas	90
Figura 4-17 Posicionamiento de Resistencias Eléctricas en tubería.....	90
Figura 4-18 Recubrimiento con papel de aluminio	91
Figura 4-19 Colocación del molde de PVC.....	94
Figura 4-20 Molde de PVC y recubrimiento de termocuplas.....	94
Figura 4-21 Colado de mezcla adherente	94
Figura 4-22 Colocación de fibra mineral de roca	95
Figura 4-23 Fibra mineral de roca, perlita expandida y papel foil	96
Figura 4-24 Control de temperatura	97
Figura 4-25 Montaje de la estructura metálica.....	98
Figura 4-26 Estructura metálica	99
Figura 4-27 Manómetros	100
Figura 4-28 Ensamble venterol-tramo 1	100
Figura 4-29 Junta flexible	101
Figura 4-30 Tramos roscados a sus respectivos codos.....	101
Figura 4-31 Bridas y placa orificio acopladas mediante pernos	102
Figura 4-32 Unión de los tramos mediante junta flexible	102
Figura 4-33 Colocación de manómetros sobre la estructura metálica	103
Figura 4-34 Recubrimiento de las tomas presión con masilla epóxica	103
CAPÍTULO V	
Figura 5-1 Software para la adquisición de datos y control de temperatura	105
Figura 5-2 Incremento de la temperatura tomando por la termocupla 3 con respecto al tiempo.....	106
Figura 5-3 Temperatura de las cuatro termocuplas vs posición	108
Figura 5-4 Perfil de la distribución de temperaturas del fluido de trabajo a lo largo del radio de la tubería.....	110
Figura 5-5 Número de Nusselt vs Posición	112
Figura 5-6 Coeficiente de convección forzada vs. Posición.....	113

NOMENCLATURA

SÍMBOLO	DESCRIPCIÓN	UNIDADES
A	Área normal a la dirección del flujo de calor	m^2
A_c	Área de la sección transversal	m^2
C_p	Calor Específico	$\frac{kJ}{kg} ^\circ C$
D_s''	Diámetro exterior del tubo	m
D_1	Diámetro interior del tubo	m
Dt	Diferencial de temperatura	$^\circ C$
Dx	Diferencial de posición	m
F	Factor de fricción de Darcy	-----
G	Constante gravitacional	m/s^2
Gr	Número de Grashof	-----
H	Coefficiente de transferencia de calor por convección	$W/m^2^\circ K$
h_a	Coefficiente por convección y radiación	$W/m^2^\circ K$
h_r	Coefficiente de calor por radiación	$W/m^2^\circ K$
K	Conductividad térmica	$W/m^\circ K$
k_b		$W/m^\circ K$
k_c	Conductividad térmica del material aislante	$W/m^\circ K$
L	Longitud del cilindro	m
Le	Longitud equivalente	m

\dot{m}	Gasto del fluido	kg/s
Un	Número de Nusselt	-----
Pr	Número de Prandtl	-----
q_{rad}	Flujo de calor por radiación	W
q_x	Tasa de calor en la dirección del flujo	W
r_1	Radio interior del cilindro	m
r_2	Radio exterior del cilindro	m
r_c	Radio critico	m
Re	Número de Reynolds	-----
T_∞	Temperatura del fluido	°C
T_a	Temperatura ambiente	°C
T_{alr}	Temperatura de los alrededores	°C
T_b	Temperatura media de la masa	°C
T_i	Temperatura del fluido a la salida del cilindro	°C
T_o	Temperatura del fluido a la entrada del cilindro	°C
T_s	Temperatura de la superficie del cilindro	°C
T_{s1}	Temperatura de la superficie interna del cilindro	°C
T_{s2}	Temperatura de la superficie externa del cilindro	°C

μ	Viscosidad del fluido	$\frac{N}{m^2}$
\dot{V}	Gasto volumétrico	m ³ /s
B	Coeficiente de expansión térmica	-----
ΔP	Pérdida de carga primaria	Pa
ΔP_s	Pérdida de carga secundaria	Pa
ΔT_{ln}	Diferencia media logarítmica	°C
E	Emisividad	-----
ε_a	Aspereza absoluta	-----
ε_r	Aspereza relativa	-----
ϑ_m	Velocidad media	m/s
ρ	Densidad del fluido	kg/m ³
Σ	Constante de Stefan - Boltzman	W/m ² K ⁴

RESUMEN

El presente trabajo involucra a la transferencia de calor por convección forzada en el cual interviene un flujo interno, como principal factor para el diseño y construcción de un equipo, que brinde la facilidad de estudiar el comportamiento del coeficiente de película en estado estable; destinado a prácticas en el laboratorio de transferencia de calor de la facultad de Ingeniería Mecánica. El proyecto consta de seis capítulos en los cuales se detalla el procedimiento, conceptos y modelos matemáticos necesarios para la realización de pruebas en diferentes condiciones.

CAPÍTULO I. Contiene una breve introducción a los modos de Transferencia de Calor, Mecánica de Fluidos al igual que Control Automático, como bases para el estudio del coeficiente de película

CAPÍTULO II. Se profundiza los conceptos que intervienen en la transferencia de calor forzada en cilindros huecos en estado estable, para el diseño de un calentador eléctrico principal elemento dentro del equipo de convección forzada.

CAPÍTULO III. Se presentan los modelos matemáticos para la representación del problema existente, tanto para el estado estable como para el transitorio, esto se logra con las relaciones establecidas en el capítulo anterior y con la ayuda del programa wólfram matemática 9.0 para la resolución de las ecuaciones diferenciales que se encuentran en el estado transitorio.

CAPÍTULO IV. Detalla el diseño de cada elemento del equipo, la construcción y el montaje de los mismos, tanto de la parte mecánica como una breve descripción de la parte electrónica que interviene en el sistema de control de temperatura.

CAPÍTULO V. Corresponde a las pruebas realizadas al equipo, se definen los valores obtenidos en tablas y gráficas, los cuales serán comparados con los valores teóricos citados en los capítulos anteriores para su análisis respectivo.

CAPÍTULO VI. En este capítulo se plasma las conclusiones y recomendaciones obtenidas a lo largo del desarrollo del equipo y de las pruebas realizadas.

PRESENTACIÓN

El equipo de transferencia de calor está orientado a la determinación experimental de coeficiente de película, para la realización de prácticas en el Laboratorio de Transferencia Calor de la Facultad de Ingeniería Mecánica.

Los equipos existentes en el laboratorio, con el paso del tiempo se han ido deteriorando razón por la cual se entrega un equipo didáctico con el fin de experimentar con el coeficiente de transferencia de calor y analizar las diferencias de las propiedades del fluido en diferentes zonas de un tubo cilíndrico.

Además que dicho equipo consta de un moderno control de temperatura que permite una mejor interpretación de los datos experimentales, una reducción en el tiempo empleado para la realización de la práctica, al igual que brinda un ambiente agradable de trabajo.

CAPÍTULO I

GENERALIDADES

El presente capítulo describe la Transferencia de Calor, la Mecánica de Fluidos y el sistema de control automático, como bases teóricas que sustentan la propuesta para el DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN EQUIPO DIDÁCTICO DE CONVECCIÓN FORZADA CON SISTEMA DE CONTROL CENTRALIZADO PARA EL LABORATORIO DE TRANSFERENCIA DE CALOR, es así, que se desarrollan los siguientes conceptos.

1.1 PROCESOS DE TRANSMISIÓN DE CALOR

La transferencia de calor se refiere al intercambio de energía entre cuerpos que se encuentran a diferente temperatura en un sistema determinado. Existen tres formas de transferencia de calor, las cuales son: conducción, convección y radiación. En muchos casos la transferencia de energía se da por la combinación de dos o hasta de los tres procesos antes mencionados.

1.1.1 CONDUCCIÓN

Es un modo de propagación de energía por difusión o por contacto directo como resultado de un gradiente de temperatura.

En general dicho proceso se encuentra gobernado por la Ley de Fourier, dónde el flujo de calor depende de la naturaleza del material y de la temperatura a la que se encuentre él mismo, siempre que esté en estado estacionario, y se define como:

$$q_x = -kA \frac{dT}{dx} \quad \text{Ec. (1.1)}$$

Dónde:

q_x : Flujo de calor en la dirección x (W)

k: Conductividad térmica (W/mK)

A: Área normal en dirección al flujo de calor (m^2)

dT : Diferencial de temperatura en la dirección x (K)

dx : Diferencial de posición en la dirección x (m)

Es importante la presencia del signo negativo en la razón, el cual indica que el calor debe fluir de mayor a menor temperatura de acuerdo con la segunda ley de la termodinámica. (Levenspiel, 1993, págs. 161 - 166)

Los valores promedio de la conductividad k se establecen en la Tabla 1.1 para algunos materiales.

Tabla 1-1 Conductividades térmicas de aislantes y otros materiales (Kern, 1999, pág. 902)

MATERIAL	DENSIDAD APARENTE (kg/m^3) A TEMPERATURA AMBIENTE	°C	k (W/m°K)
Arena seca	1515,34	20	0.0274
Yeso	1537,77	0.0576
Yeso artificial	2114,43	75	0.0620
Yeso de construcción	286,73	25	0.0360
Aislante tubería	416,48	200	0.0073
Lana mineral	150,57	30	0.0032
Alúmina fundida	430	0.2596
Alúmina	1842,12	800	0.0894
Arcilla refractaria	200	0.1225
		600	0.0257
Aire	20	0.0257

Existe mayor conducción térmica en los materiales sólidos en comparación a líquidos y gases; está a su vez puede incrementar o reducirse su valor de acuerdo a la temperatura en la que se encuentre el material; un factor a considerarse es la

resistencia de contacto ya que origina un error en la determinación de la conductividad térmica, por ejemplo si un sólido recibe calor por difusión no se puede excluir la presencia de un fluido en el punto de contacto, también puede darse el caso de un líquido en contacto con un sólido en la que las rugosidades presentes establecen burbujas permanentes que originan un error.

1.1.2 CONVECCIÓN

Es un modo de transporte energético debido al movimiento de un fluido, gas o líquido alrededor o través de una superficie, la velocidad del fluido está directamente relacionada con la transferencia de calor. Existen dos tipos de transferencia de calor por convección que dependen de la naturaleza del movimiento del fluido y se denominan: convección natural y convección forzada.

1.1.2.1 Convección Forzada

Este modo de transferencia de calor se manifiesta cuando un fluido atraviesa un sistema debido a la acción de un agente externo (Ver Figura 1-1), como por ejemplo un ventilador, bomba o agentes meteorológicos, es así que el factor primordial son los gradientes de presión. Para el estudio de este proceso se utiliza comúnmente los números adimensionales de Nusselt, Prandtl y de Reynolds.

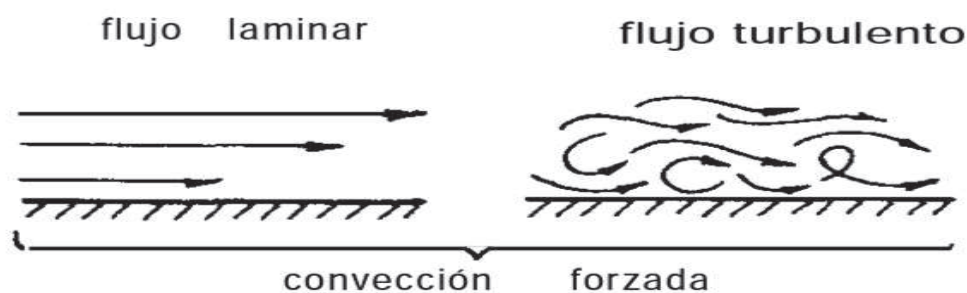


Figura 1-1 Convección forzada (Levenspiel, 1993, pág. 166)

1.1.2.2 Convección Natural

El movimiento del fluido se da por la acción de las fuerzas de empuje que ejercen sobre él, por lo que disminuye su densidad con la presencia de un gradiente de

temperatura, se produce dentro de un campo gravitacional al estar en contraste alrededor de una superficie, ver Figura 1-2.

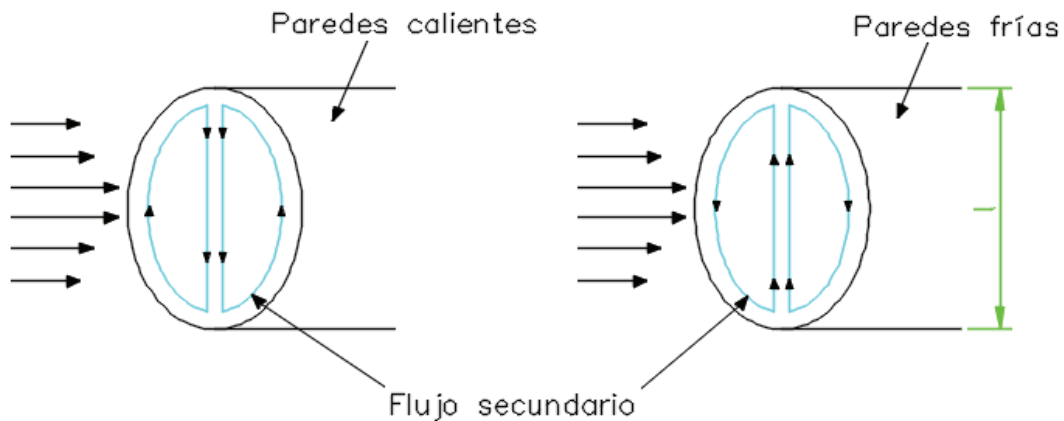


Figura 1-2 Convección Natural (Levenspiel, 1993, pág. 176)

En general tanto la convección forzada como la natural están determinadas por la ley de enfriamiento de Newton, la misma que define al coeficiente local de transferencia de calor h , el cual varía a lo largo de toda la superficie.

$$q = \bar{h}A(T_s - T_\infty) \quad \text{Ec. (1.2)}$$

Dónde:

- h: Coeficiente de transferencia de calor ($\text{W}/\text{m}^2\text{K}$)
- T_s : Temperatura de la superficie ($^\circ\text{C}$)
- T_∞ : Temperatura del fluido ($^\circ\text{C}$)
- A: Área de transferencia de calor por convección (m^2)

En la determinación del coeficiente de película h , aparecen conceptos tales como la capa límite hidrodinámica, que es una región del fluido dónde existe fuerzas viscosas, de este modo se produce una diferencia de velocidades, desde cero en la superficie hasta una prácticamente infinita en el fluido; también la capa límite térmica

es una región del fluido donde existe una diferencia de temperaturas como resultado de una transferencia de calor entre la superficie y el fluido; en la determinación de dichos valores de capa límite intervienen factores tales como: naturaleza del fluido, fuerza de corte, fuerza viscosa, flujo de masa por lo que se recurre a tablas preestablecidas para dicho valor, como se observa en la Tabla 1-2. (Manrique, 2002, págs. 171 - 213)

Tabla 1-2 Valores típicos del coeficiente de transferencia de calor por convección (Cengel, 2004, pág. 26)

Tipo de convección	h (W/m ² °C)
Convección libre de gases	2 – 25
Convección libre de líquidos	10- 1000
Convección forzada de gases	25 – 250
Convección forzada de líquidos	50 - 20000
Ebullición y condensación	2500 - 100000

1.1.3 RADIACIÓN

La radiación térmica es similar a la luz visible, rayos X y ondas de radio, la diferencia se encuentra en las longitudes de onda que poseen cada una de estas. El ojo humano percibe la radiación electromagnética en el rango de 35 a 75 micras. Un cuerpo emite la radiación electromagnética por la acción de una temperatura.

Las ondas de radio tienen una longitud de onda de 10^{-4} micras aproximadamente. Los rayos X tienen una longitud de onda de 0.01 a 1 micra, mientras que la radiación térmica ocurre en radios desde 0.1 a 100 micras. La transferencia de energía por radiación no necesita un medio para su transporte.

Todos los cuerpos sólidos, líquidos al igual que los gases emiten radiación térmica. A nivel macroscópico el cálculo de la radiación térmica está basado en la ley de Stefan Boltzmann, que relaciona el flujo de energía emitida por un cuerpo ideal de radiación o cuerpo negro, elevado a la cuarta potencia de la temperatura absoluta.

$$q_{rad} = \sigma AT^4 \quad \text{Ec. (1.3)}$$

Dónde:

σ : Constante de Stefan Boltzmann 5.67×10^{-8} (W/m²K⁴)

Un cuerpo real no cumple con las características de radiación de un cuerpo negro, puesto que emiten menor cantidad de radiación, por lo mismo el flujo de calor por unidad de área que emite una superficie real está dado por: (Rohsenow, 1973)

$$q_{rad} = \sigma A \varepsilon T^4 \quad \text{Ec. (1.4)}$$

Dónde:

ε : Emisividad que es una propiedad superficial, esta entre cero y uno sirve para evaluar cuanta energía emite un cuerpo real en relación con un cuerpo negro.

1.1.3.1 Radiación de un Cuerpo Gris

Para superficies con una temperatura uniforme se tiene que la radiación emitida, reflejada y transmitida desde la superficie produce un intercambio de calor por radiación:

$$q_{rad} = h_r A (T_s - T_{alr}) \quad \text{Ec. (1.5)}$$

Dónde:

q_{rad} : Calor por radiación (W/m²K)

h_r : Coeficiente de transferencia de calor por radiación

T_{alr} : Temperatura de los alrededores (°C)

T_s : Temperatura de la superficie (°C)

A : Área de transferencia de calor por radiación (m²)

El coeficiente de transferencia de calor por radiación es:

$$h_r = \varepsilon\sigma(T_s + T_{alr})(T_s^4 + T_{alr}^4) \quad \text{Ec. (1.6)}$$

1.2 GENERALIDADES DE LA MECÁNICA DE FLUIDOS. (FOX R., 1989)

La mecánica de fluidos es la ciencia que trata de la acción de fuerzas sobre fluidos, el mismo que puede ser gas o líquido, éste se deforma continuamente al someterlo a un esfuerzo tangencial (esfuerzo cortante), no importa cuán pequeño sea éste.

Para el análisis de cualquier problema de mecánica de fluidos necesariamente debe comenzar, directa o indirectamente, con los enunciados de las leyes básicas que rigen el movimiento de un fluido según Fox, a continuación se enumeran estas leyes, que son independientes de la naturaleza del fluido en cuestión.

- Conservación de la masa
- Segunda ley de movimiento de Newton
- Momento de la cantidad del movimiento
- La primera ley de la termodinámica
- La segunda ley de la termodinámica

1.2.1 CONSERVACIÓN DE LA MASA

Un sistema es un conjunto arbitrario de materia fija e identificada, dicho sistema está compuesto en todo momento por la misma cantidad de materia. La conservación de la masa establece simplemente que la masa es constante en el sistema.

$$\left. \frac{dM}{dt} \right|_{\text{SISTEMA}} = 0 \quad \text{Ec. (1.7)}$$

Dónde:

$$\frac{dM}{dt} \quad \text{Derivada de la masa con respecto al tiempo}$$

1.2.2 SEGUNDA LEY DE NEWTON

Esta ley establece que para que un sistema que se mueve respecto a uno de referencia, la suma de todas las fuerzas externas que actúan sobre él es igual a la rapidez de cambio respecto al tiempo de la cantidad de movimiento lineal del sistema.

$$\vec{F} = \frac{d\vec{P}}{dt} \Bigg|_{SISTEMA} \quad \text{Ec. (1.8)}$$

Dónde:

$\frac{d\vec{P}}{dt}$: Derivada de la cantidad de movimiento lineal con respecto al tiempo

\vec{F} : Fuerza (N)

1.2.3 MOMENTO DE LA CANTIDAD DE MOVIMIENTO

La ecuación del momento de la cantidad de movimiento de un sistema establece que: la rapidez con la que cambia el momento angular del sistema es igual a la suma de momentos de torsión que actúan sobre él.

$$\vec{T} = \frac{d\vec{H}}{dt} \Bigg|_{SISTEMA} \quad \text{Ec. (1.9)}$$

Dónde:

$\frac{d\vec{H}}{dt}$: Derivada del momento angular con respecto al tiempo

\vec{T} : Torque (Nm)

1.2.4 PRIMERA LEY DE LA TERMODINÁMICA

La primera ley de la termodinámica constituye una expresión de la conservación de la energía de un sistema. La cantidad de energía térmica y dinámica que ingresa en un sistema sumado a la cantidad de energía térmica que se genera dentro del mismo

menos la cantidad de energía térmica y dinámica que sale del sistema debe ser igual al incremento en la cantidad de energía almacenada en él. “La energía no se puede crear ni destruir durante un proceso; solo puede cambiar de forma”

$$\delta Q - \delta W = dE$$

Relacionando la ecuación anterior con el tiempo, se tiene:

$$\dot{Q} - \dot{W} = \frac{dE}{dt} \Big)_{\text{SISTEMA}} \quad \text{Ec. (1.10)}$$

Dónde:

$\frac{dE}{dt}$: Derivada de la energía con respecto al tiempo

\dot{Q} : Calor (kJ)

\dot{W} : Trabajo (kJ)

1.2.5 SEGUNDA LEY DE LA TERMODINÁMICA

Los enunciados de Kelvin- Planck y Clausius son equivalentes en sus consecuencias y cualquiera se puede usar como expresión de la segunda ley de la termodinámica, tomando en cuenta que el enunciado de Kelvin-Planck se relaciona con las máquinas térmicas, mientras que el enunciado de Clausius se relaciona con refrigeradores o bombas de calor.

Enunciado de Kelvin – Planck

Es imposible que un dispositivo que opere en un ciclo reciba calor de un solo depósito y produzca una cantidad neta de trabajo.

Enunciado de Clausius

Es imposible construir un dispositivo que opere en un ciclo sin que produzca ningún otro efecto que la transferencia de calor de un cuerpo de menor temperatura a otro de mayor temperatura.

1.2.6 SISTEMA Y VOLUMEN DE CONTROL

Un sistema es una cantidad dada de materia; por lo tanto, como en la mecánica de los sólidos un cuerpo es fácilmente identificable, se usa como sistema para resolver los problemas de dinámica de sólidos. En el flujo de un fluido, las partículas individuales no se pueden identificar fácilmente y por lo tanto se requiere de un método que permita resolver los problemas centrandose en una región dada del espacio por la que fluya el fluido, en lugar de considerar solamente una masa determinada del mismo, ver Figura 1-3. Tal método existe y recibe el nombre de teoremas del transporte de Reynolds, o, de una forma más descriptiva: Concepto de Volumen de Control.

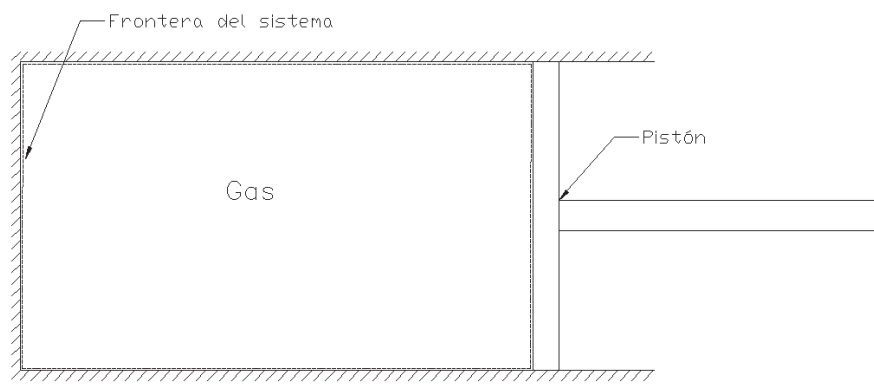


Figura 1-3 Pistón - Cilindro (Fox R., 1989, pág. 5)

Para considerar el flujo a través de un volumen de control, es fácil advertir que si durante un intervalo de tiempo la cantidad de masa que fluye hacia el volumen de control no es la misma que la que sale de él.

1.2.7 CLASIFICACIÓN DE FLUIDOS

Los fluidos se pueden clasificar en forma general, según la relación que existe entre el esfuerzo cortante aplicado y la rapidez de deformación resultante (fluidos newtonianos y no newtonianos).

1.2.7.1 Fluido Newtoniano y no Newtoniano

Se denomina fluido newtoniano a aquellos fluidos donde el esfuerzo cortante es directamente proporcional a la rapidez de deformación. La mayor parte de los fluidos

comunes como: el agua, aire y la gasolina son prácticamente newtonianos bajo condiciones normales. El término no newtoniano se utiliza para clasificar todos los fluidos donde el esfuerzo cortante no es directamente proporcional a la rapidez de deformación, por ejemplo: la sangre, ciertos plásticos, y mezclas de barro y agua.

1.2.8 CLASIFICACIÓN DE LOS MOVIMIENTOS DE UN FLUIDO

“...Dado que existen bastantes coincidencias entre unos y otros tipos de flujos no existe una clasificación universalmente aceptada, una posibilidad es la que se muestra en la Figura 1-4.”

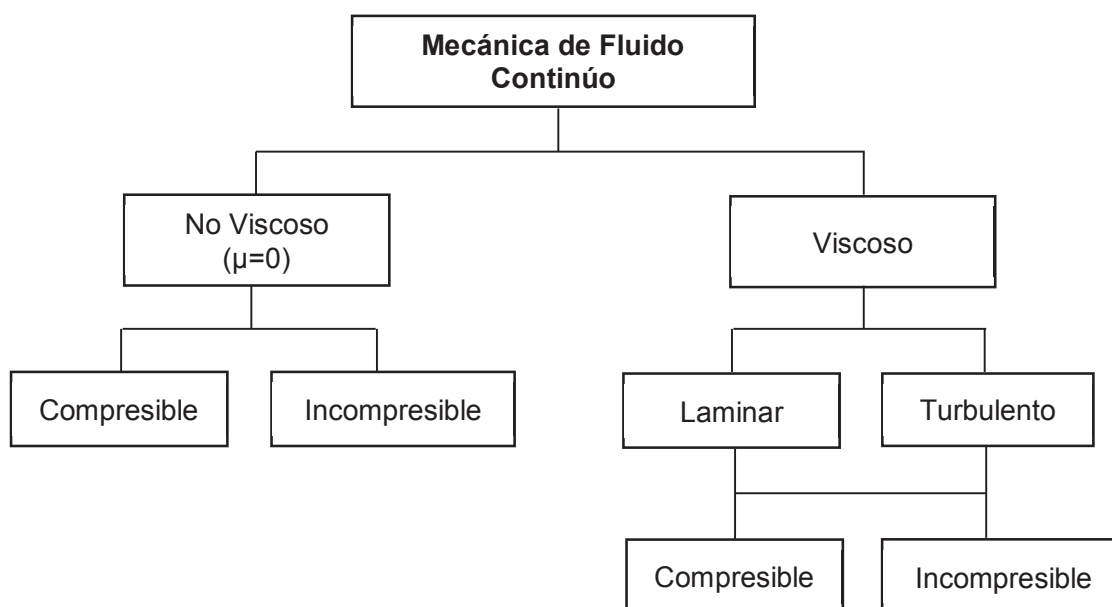


Figura 1-4 Posible clasificación de la Mecánica de un Fluido Continuo (Fox R., 1989, pág. 38)

1.2.9 FLUIDO COMO UN CONTINUO

Todos los fluidos están compuestos de moléculas que se encuentran en movimiento constante. Sin embargo en la mayor parte de las aplicaciones de ingeniería, interesa conocer el efecto global o promedio, es decir, macroscópico de las numerosas moléculas que forman el fluido. Son estos efectos los que realmente podemos percibir y medir, es por tal motivo que se considera que el fluido está idealmente compuesto de una sustancia infinitamente divisible (es decir, como un continuo).

Como una consecuencia de la superposición del medio continuo, se considera que cada propiedad del fluido tiene un valor definido en cada punto del espacio. Por ello, propiedades del fluido como densidad, temperatura, velocidad, etc., se consideran como funciones continuas de la posición y el tiempo.

1.2.10 FLUJOS NO VISCOSOS

En un flujo de este tipo se supone que la viscosidad del fluido es nula ($\mu=0$). Tales flujos no existen, es un caso ideal. Estos a su vez se dividen en dos clases principales: Los llamados flujos compresibles e incompresibles.

Los flujos llamados incompresibles son aquellos en los cuales las variaciones de densidad son pequeñas y relativamente poco importantes. Los flujos compresibles son aquellos donde las variaciones de densidad juegan un papel dominante como es el caso de los gases a velocidades muy altas.

1.2.10.1 CONSIDERACIONES PARA UN FLUJO IDEAL

Las consideraciones para determinar un fluido ideal son:

- No existe fricción interna entre el fluido y el medio por el cual circula
- La velocidad es constante a lo largo de su trayectoria, por tanto el fluido es estable
- Si la densidad es constante, entonces el fluido es incompresible
- El fluido no puede rotar alrededor de su centro de masa, ni generar momentum angular en ningún punto

1.2.11 FLUJOS VISCOSOS

Cuando un líquido fluye en un tubo y su velocidad es baja, fluye en líneas paralelas a lo largo del eje del tubo; a este régimen se le conoce como flujo laminar. Conforme aumenta la velocidad y se alcanza la llamada 'velocidad crítica', el flujo se dispersa hasta que adquiere un movimiento de torbellino en el que se forman corrientes cruzadas y remolinos; a este régimen se le conoce como flujo turbulento.

1.2.12 PROPIEDADES DEL FLUÍDO

Cada fluido posee características que describen su condición física, denominadas propiedades del fluido, mismas que se expresan en términos de un número limitado de dimensiones y a la vez se cuantifican por unidades básicas, así se ha considerado las siguientes propiedades:

1.2.12.1 Densidad

La masa por unidad de volumen es la densidad. La densidad se representa por el símbolo griego ρ (rho). Se puede expresar en unidades de kilogramos por metro cubico (kg/m^3).

Si se considera al aire un gas ideal se tiene que la densidad es igual a:

$$\rho = \frac{P(P_m)}{RT} \quad \text{Ec. (1.11)}$$

Dónde:

ρ : Densidad (kg/m^3)

P : Presión atmosférica (Pa)

P_m : Peso molecular del aire (0.0289 kg/mol)

R : Constante universal de los gases ($8.314 \text{ m}^3\text{Pa/mol K}$)

T : Temperatura (K)

1.2.12.2 Viscosidad

La viscosidad es la oposición de un fluido a las deformaciones tangenciales. Un fluido que no tiene viscosidad se llama fluido ideal. En realidad todos los fluidos conocidos presentan algo de viscosidad, siendo el modelo de viscosidad nula una aproximación bastante buena para ciertas aplicaciones. La viscosidad sólo se manifiesta en líquidos en movimiento.

La viscosidad se representa por el símbolo griego μ (niu) y puede expresarse en términos de: $(\text{lb} \cdot \text{s} / \text{pie}^2)$ o $(\text{kg} / \text{m} \cdot \text{s})$; $(\text{Pa} \cdot \text{s} = \text{N} \cdot \text{s} / \text{m}^2)$ dependiendo del sistema en el que se encuentre el volumen de control.

1.2.12.3 Energía Interna

Se denomina a la energía que una sustancia posee debido al estado de la actividad molecular, la cual generalmente es una función de la temperatura y la presión; sin embargo para un gas ideal es una función de la temperatura únicamente.

1.2.12.4 Calor Específico

Describe la capacidad de una sustancia para almacenar energía térmica. Por definición el calor específico es la cantidad de calor que debe transferirse a una unidad de masa de sustancia para aumentar su temperatura en un grado, se representa por el símbolo 'C'. el calor específico de los gases depende del proceso que acompaña al cambio de temperatura, si el volumen permanece constante mientras la temperatura cambia, el calor específico se identifica con 'Cv'; si la presión se mantiene constante durante el cambio de estado, el calor específico se identifica con 'Cp'.

Tanto los valores de la viscosidad, el calor específico y demás propiedades se encuentran tabulados en los diferentes textos de transferencia de calor y termodinámica.

1.3 SISTEMA DE CONTROL AUTOMÁTICO

El sistema de control automático comprende una serie de dispositivos electrónicos que controlan una secuencia de procesos en tiempo real, dando como resultado un funcionamiento automático. Las funciones que realizan estos dispositivos electrónicos se almacenan en una memoria programable que a su vez consta de módulos de entrada y de salida, ya sea en forma digital o analógica.

Con la implementación de un sistema de control automático se consigue mínima utilización del espacio físico, reducción del tiempo de elaboración de proyectos, la posibilidad de disminuir costos en modificaciones o implementación de otros

componentes, en mano de obra, en mantenimiento del equipo, posibilidad de controlar diversas variables de funcionamiento dentro del sistema.

1.3.1 MODO DE FUNCIONAMIENTO

Las instrucciones enviadas a los dispositivos electrónicos son indicadas en el programa de usuario almacenado en su memoria, generando órdenes o señales de mando a partir de las señales de entrada leídas de la planta (aplicación): al detectarse cambios en las señales, el autómeta reacciona según el programa hasta obtener las órdenes de salida necesarias. Esta secuencia se ejecuta continuamente para conseguir el control actualizado del proceso. La secuencia básica de operación del autómeta se puede dividir en tres fases principales:

- Lectura de señales desde la interfaz de entrada
- Procesado del programa para obtención de las señales de control
- Escritura de señales en la interfaz de salida

A fin de optimizar el tiempo, la lectura y escritura de las señales se realiza a la vez para todas las entradas y salidas; Entonces, las entradas leídas de los módulos de entrada se guardan en una memoria temporal (imagen entrada). A esta acude el CPU en la ejecución del programa, y según se va obteniendo las salidas, se guardan en otra memoria temporal (imagen de salida). Una vez ejecutado el programa completo, estas imágenes de salida se transfieren todas a la vez al módulo de salida.

CAPÍTULO II

TRANSFERENCIA DE CALOR INTERNA CONVECTIVA

Se considera los fundamentos teóricos de la transferencia de calor por conducción y convección forzada dentro de un cilindro hueco de pared delgada. Las pérdidas de calor que se manifiestan alrededor de la tubería, al igual de cómo determinar el diámetro del aislante para disminuir dichas pérdidas. Reconocer el rango de valores en los cuales el fluido es laminar o turbulento, para de esta manera determinar las condiciones necesarias con el propósito de establecer el número Nusselt, por lo tanto el coeficiente de película a diferentes distancias de una tubería cualquiera, ya sea en régimen laminar o completamente desarrollado. En base a estas consideraciones se procede a generar los modelos matemáticos que son el punto de partida para el diseño del equipo.

2.1 FLUJO DE CALOR A TRAVÉS CILINDROS HUECOS

En estado estacionario el flujo de calor en cilindros huecos se da en la dirección radial, por lo tanto el área de transferencia de calor está relacionada con el radio, bajo la consideración de que el flujo de calor es hacia fuera del cilindro; el gradiente de temperatura se define con respecto al incremento de la longitud (dr), de tal manera la Ec. (1.1) se redefine de la siguiente manera: (Levenspiel, 1993)

$$\dot{q}_r = -2\pi kL \frac{T_{s2} - T_{s1}}{\ln(r_2/r_1)} \quad \text{Ec. (2.1)}$$

Por tanto la resistencia térmica de conducción R_k es igual:

$$R_k = \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi kL} \quad \text{Ec. (2.2)}$$

Dónde

T_{s1} : Temperatura de la superficie interna del cilindro

T_{s2} : Temperatura de la superficie externa del cilindro

L: Longitud total del cilindro

r_1 : Radio interior del cilindro

r_2 : Radio exterior del cilindro

2.2 PÉRDIDAS DE CALOR EN TUBERÍAS

Se consideran varias temperaturas a lo largo de la tubería, de tal manera que en la pared exterior del tubo dependen de las interacciones presentes entre las superficies de mayor y menor temperatura; todas estas consideraciones se representan en la Figura 2-1.

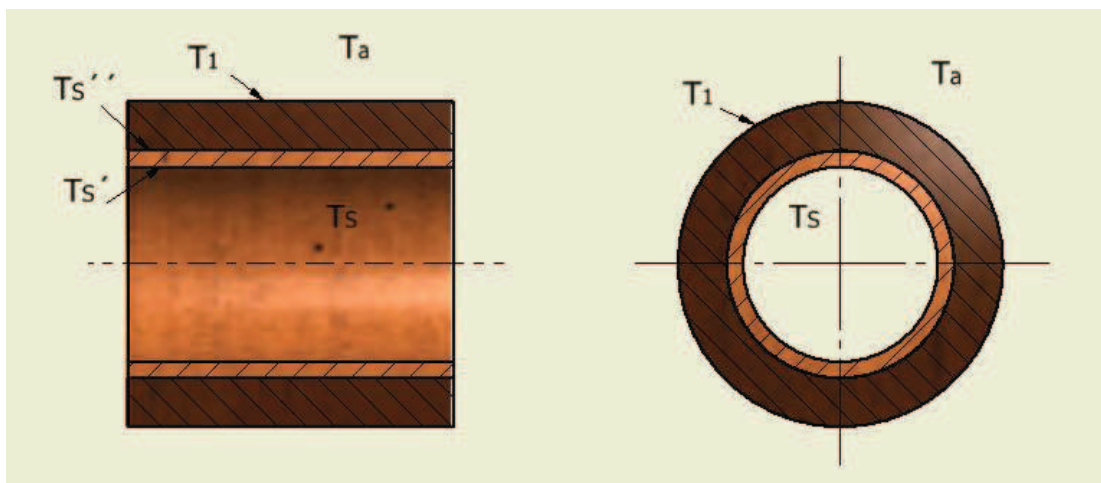


Figura 2-1 Pérdida de Calor en un Tubo Aislado (Kern, 1999, pág. 33)

En el caso de un tubo que se encuentra cubierto de material aislante por ejemplo lana mineral y por el cual circula un fluido, a una temperatura T_s superior a la atmosférica T_a . La diferencia total de temperatura es $T_s - T_a$.

La resistencia que presenta el fluido para transferir calor a la superficie interna del tubo; se considera muy pequeña por tanto T_s y T_s' son aproximadamente iguales.

$$q = h_s \pi D_s' (T_s - T_s') \quad \text{Ec. (2.3)}$$

La resistencia del tubo metálico que depende del diámetro de la tubería y al ser de un diámetro pequeño se tiene que T_s' y T_s'' son aproximadamente iguales.

$$q = \frac{2\pi k_b}{\ln\left(\frac{D_s''}{D_s}\right)} (T_s' - T_s'') \quad \text{Ec. (2.4)}$$

La resistencia del material aislante (lana mineral):

$$q = \frac{2\pi k_c}{\ln\left(\frac{D_1}{D_s''}\right)} (T_s'' - T_1) \quad \text{Ec. (2.5)}$$

La resistencia del aire para eliminar el calor en la superficie externa, representa la pérdida de calor de la tubería al medio ambiente, ésta se da por convección natural que es el resultado de calentar el aire exterior que a su vez se reemplaza por aire frío continuamente y radiación simultáneamente a esta pérdida por lo común se la conoce como conductancia k/L (Btu/hpie²°F) que es el coeficiente superficial de transferencia de calor.

Puesto que " h_a " depende de la diferencia de temperatura y de las temperaturas del aislante y del medio ambiente no se lo puede establecer si no por datos de prueba y error o recurrir a la Figura 2-2: (Kern, 1999, págs. 32 - 36)

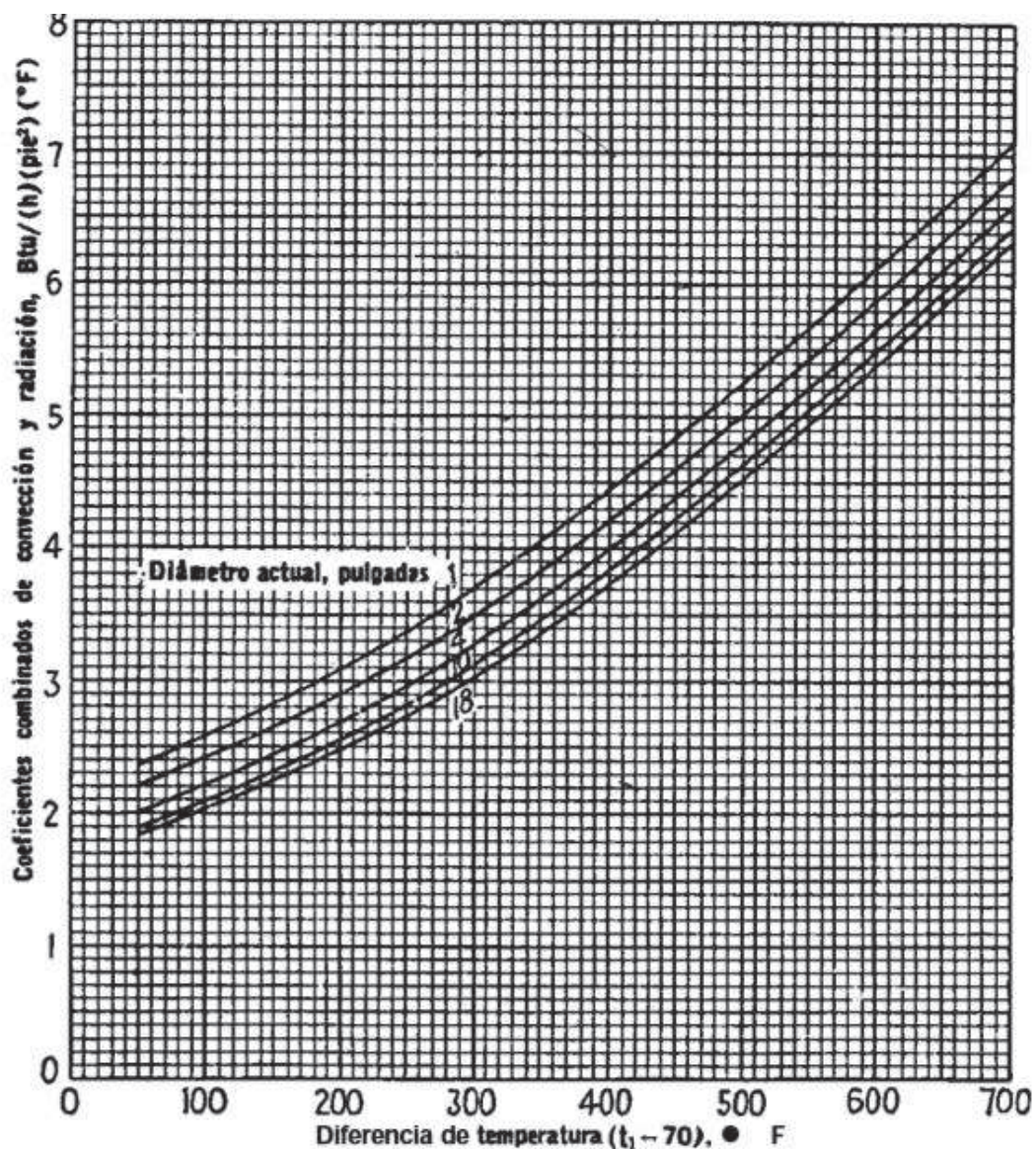


Figura 2-2 Transferencia de calor por convección y radiación de tubos horizontales a temperatura 70°F (Kern, 1999, pág. 34)

Otro método para determinar (h_a), cuando el mecanismo por convección y radiación son significativos como es en el caso del aire, el intercambio de calor desde la superficie del elemento a su entorno se lo contabiliza en un solo coeficiente de película, que es igual a la suma del coeficiente de calor por convección más el coeficiente de transferencia de calor por radiación.

De aquí que el calor por convección y radiación es igual:

$$q = h_a \pi D_1 (T_1 - T_a) \quad \text{Ec. (2.6)}$$

Combinando estas se ecuaciones se obtiene:

$$T_s - T_a = q \left(\frac{1}{h_s \pi D'_s} + \frac{\ln \left(\frac{D''_s}{D_s} \right)}{2\pi k_b} + \frac{\ln \left(\frac{D_1}{D''_s} \right)}{2\pi k_c} + \frac{1}{h_a \pi D_1} \right) \quad \text{Ec. (2.7)}$$

Los términos dentro del paréntesis representan las resistencias térmicas de contacto, que por razones antes mencionadas a los primeros términos se los considera despreciables, por tanto el calor es:

$$q = \frac{\pi (T_s - T_a)}{\frac{\ln \left(\frac{D_1}{D''_s} \right)}{2k_c} + \frac{1}{h_a D_1}} \quad \text{Ec. (2.8)}$$

Dónde

T_s : Temperatura de la superficie del cilindro

T_a : Temperatura ambiente

D_1 : Diámetro exterior del aislante

D''_s : Diámetro exterior del cilindro

k_c : Conductividad térmica del material aislante

h_a : Coeficiente de transferencia de calor por radiación y convección

2.3 AISLANTES EN TUBERÍAS

Son materiales caracterizados por su alta resistencia térmica. Establece una barrera al paso del calor entre dos medios que naturalmente tenderían a igualarse en temperatura, impidiendo que entre o salga calor del sistema, suprimen las

condensaciones; prestan una mayor seguridad al operario ya que evita lesiones por quemaduras, protegen al equipo del desgaste debido a altas temperaturas.

Uno de los mejores aislantes térmicos es el vacío, donde el calor se transmite únicamente por radiación, pero debido a la gran dificultad para obtener y mantener condiciones de vacío se emplea en muy pocas ocasiones. El aire sí transmite calor por convección, lo que reduce su capacidad de aislamiento. Por esta razón se utilizan como aislamiento térmico materiales porosos o fibrosos, capaces de inmovilizar el aire seco.

Factores a considerar para determinar el espesor de la capa aislante

Los principales factores que se consideran para determinar el espesor de la capa aislante son:

- Radio de la tubería
- Resistencia térmica
- Conductividad térmica del aislante
- Espesor crítico del aislante; el cual ya viene tabulado en diferentes tablas, como se muestra en la Tabla 2-1

Tabla 2-1 Espesor mínimo de tuberías y accesorios con fluido interior caliente

ESPESOR MÍNIMO DE TUBERÍAS Y ACCESORIOS CON FLUIDO INTERIOR CALIENTE				
Diámetro exterior (mm)	Espesor (mm) según temperatura del fluido			
	40 – 65 (°C)	65 – 100 (°C)	100 – 150 (°C)	150 – 200 (°C)
$D \leq 35$	20	20	30	40
$35 < D \leq 60$	20	30	40	40
$60 < D \leq 90$	30	30	40	50
$90 < D \leq 140$	30	40	50	50
$140 < D$	30	40	50	60

Fuente: (<http://www.miliarium.com/Prontuario/Tablas/Quimica/AislamientoTermico.asp>)

En un tubo se cumple que mientras se aumenta el espesor del aislante se incrementa la superficie de transferencia de calor produciendo mayores pérdidas de energía hacia el medio ambiente, por lo que la pérdida total de calor puede verse incrementada, siempre y cuando el área de transferencia aumente más rápidamente en comparación con la resistencia.

El radio crítico para la máxima pérdida de calor $r = r_c$

$$r_c = \frac{k_b}{h_a} \quad \text{Ec. (2.9)}$$

Dónde

r_c : Radio crítico del aislante (m)

k_b : Conductividad térmica del material aislante (W/mK)

h_a : Coeficiente por convección y radiación (W/m²K)

La máxima pérdida de calor en una tubería se da cuando el radio crítico es igual a la relación que existe entre la conductividad térmica del aislante y la superficie de transferencia de calor razón por la cual es importante usar materiales de baja conductividad térmica de manera que el radio crítico sea menor al radio de la tubería. (Kern, 1999, pág. 36)

2.4 CONVECCIÓN INTERNA FORZADA

Generalmente la convección interna forzada se da en el interior de tubos circulares ya que estos soportan grandes diferencias de presiones. Un área de sección circular constante proporciona mayor transferencia de calor debido a la caída de presión.

Las soluciones teóricas se presentan en el flujo laminar completamente desarrollado de tal forma que se llega a establecer perfiles de velocidades y temperaturas para obtener el factor de fricción, la potencia de bombeo y la longitud del tubo requerida para la determinación del coeficiente de transferencia de calor por convección.

2.4.1 VELOCIDAD PROMEDIO O MEDIA

En un flujo incompresible la velocidad media o promedio es constante puesto que el área de la sección transversal no varía, es necesario trabajar con esta velocidad debido a que en el calentamiento o enfriamiento las propiedades del fluido permanecen constantes.

$$\dot{m} = \rho \vartheta_m A_c \quad \text{Ec. (2.10)}$$

Dónde:

\dot{m} : Gasto del fluido (kg/s)

ρ : Densidad del fluido (kg/m³)

A_c : Área de la sección transversal (m²)

ϑ_m : Velocidad media (m/s)

2.4.2 TEMPERATURA MEDIA O PROMEDIO

La temperatura media permanece constante en una sección transversal del cilindro, ésta a su vez cambia en la dirección del flujo por tanto se ven afectadas las propiedades del fluido durante el calentamiento o enfriamiento, para conseguir resultados óptimos dichas propiedades se evalúan a la temperatura media de la masa denotada:

$$T_b = \frac{(T_i \cdot T_o)}{2} \quad \text{Ec. (2.11)}$$

Dónde:

T_b : Temperatura media de la masa (°C)

T_i : Temperatura del fluido a la salida del tubo (°C)

T_o : Temperatura del fluido al ingreso del tubo (°C)

Cuando se tiene una temperatura superficial constante en un tubo, en la ley de enfriamiento de Newton interviene un gradiente de temperatura entre la superficie del tubo y el fluido (ver Figura 2-3), para evaluar el coeficiente de transferencia de calor por convección se utiliza la diferencia media logarítmica, la cual se obtiene al seguir el perfil de velocidades reales disminuyendo el error y representando un valor más exacto.

$$\Delta T_{ln} = \frac{\Delta T_i - \Delta T_o}{\ln\left(\frac{\Delta T_i}{\Delta T_o}\right)} \quad \text{Ec. (2.12)}$$

Dónde:

ΔT_{ln} : Diferencia media logarítmica (°C)

ΔT_i : Diferencia entre la temperatura de salida del fluido y la temperatura superficial del tubo (°C)

ΔT_o : Diferencia entre la temperatura de entrada del fluido y la temperatura superficial del tubo (°C)

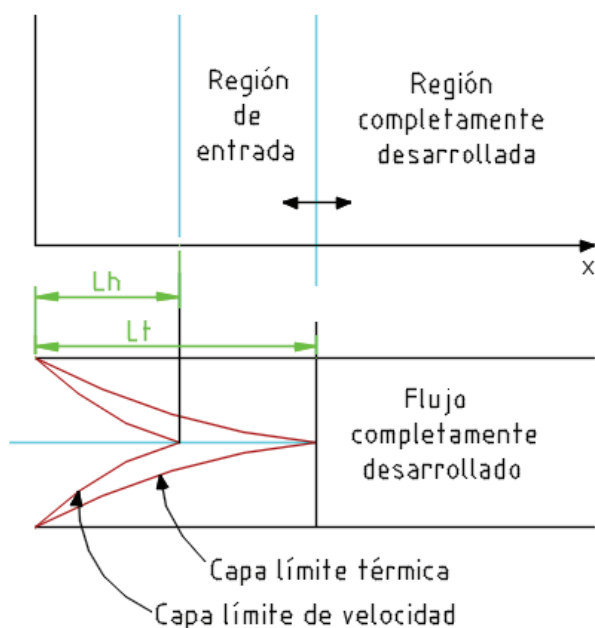


Figura 2-3 Capa Límite (Cengel, 2004)

2.4.3 REGIÓN Y LONGITUD DE ENTRADA

La condición inicial, temperatura superficial constante es el punto de partida para determinar qué tipo de flujo se tiene, por tanto las capas comprendidas entre la entrada y un punto de la línea central del tubo se llaman región hidrodinámica y región térmica de entrada, la longitud por tanto es longitud hidrodinámica y térmica de entrada respectivamente, en dicha zona se desarrolla tanto el perfil de velocidades y el perfil de temperaturas adimensionales, como se observa en al Figura 2-4.

Es imprescindible ésta consideración ya que en el flujo completamente desarrollado el coeficiente de calor por convección y el coeficiente de fricción permanecen constantes, a diferencia de la región de entrada en la que estos coeficientes tienen un valor máximo, por el hecho de que las capas límites tienen un espesor mínimo.

Para tubos la longitud térmica y longitud hidrodinámica de entrada se dice que es aproximadamente 10 veces el diámetro del mismo.

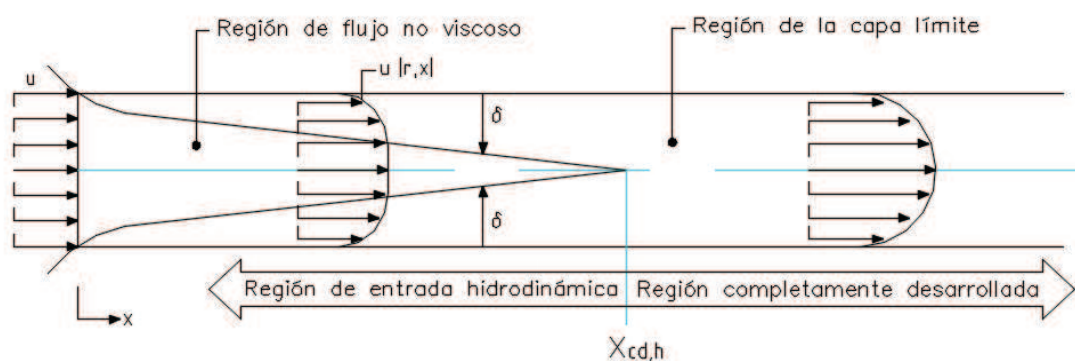


Figura 2-4 Región de entrada y región completamente desarrollada (Cengel, 2004)

2.4.4 NÚMEROS ADIMENSIONALES

El estudio adimensional en procesos físicos de mecánica de fluidos y de transferencia de calor se da mediante el análisis de los números adimensionales, los principales que intervienen en estos procesos son:

2.4.4.1 Número de Nusselt

Mediante el número de Nusselt se mejora la transferencia de calor que se da a través de una capa, en el caso de un cilindro físicamente se lo define como la relación que existe entre la transferencia de calor por convección y la conducción; es decir que existe una dependencia entre la diferencia de temperaturas en la superficie interna del cilindro con la diferencia de temperaturas del fluido en el interior del cilindro. (Sacadura, 1982, pág. 216)

$$Nu = \frac{hL}{k} \quad \text{Ec. (2.13)}$$

Dónde:

- L : Longitud del cilindro
- h : Coeficiente de calor por convección
- k : Conductividad térmica del fluido

2.4.4.2 Número de Reynolds

Es la relación entre las fuerzas de inercia y las fuerzas viscosas de un fluido, el valor adimensional indica el paso de régimen laminar a turbulento, para el caso de un fluido que circula por el interior de un tubo se tiene que: (Welty, 1981, pág. 189)

$$Re = \frac{\rho v_m D}{\mu} \quad \text{Ec. (2.14)}$$

Dónde:

- ρ : Densidad del fluido
- v_m : Velocidad media del fluido
- μ : Viscosidad del fluido
- D : Diámetro del cilindro

2.4.4.3 Número de Prandtl

Compara la viscosidad cinemática y la difusividad térmica en un medio en el que se transfiere energía en forma de calor por conducción, relaciona el campo de velocidades con el de temperaturas. (Grober, 1967, pág. 205)

$$Pr = \frac{C_p \mu}{k} \quad \text{Ec. (2.15)}$$

Dónde:

C_p : Calor específico

k : Conductividad térmica del fluido

μ : Viscosidad del fluido

2.4.4.4 Número de Peclet

Es el resultado del producto entre los números adimensionales de Reynolds y Prandtl, generalmente presente en procesos en los que interviene el flujo turbulento. (Holman, 1997, pág. 197)

$$Pe = Re * Pr \quad \text{Ec. (2.16)}$$

2.4.4.5 Número de Grashof

Es la relación entre las fuerzas flotantes y las fuerzas viscosas sobre un fluido, en convección libre la transición de flujo laminar a turbulento se define mediante el número de Grashof. (Ozisik, 1993, pág. 420)

$$Gr = \frac{L^3 \rho^2 g \beta \Delta T}{\mu^2} \quad \text{Ec. (2.17)}$$

Dónde:

L : Longitud donde circula el fluido

ρ : Densidad del fluido

- μ : Viscosidad del fluido
- g : Constante gravitacional
- β : Coeficiente de expansión térmica

2.4.5 DISTRIBUCIÓN DE TEMPERATURA

Para flujo interno en tubería se recurre a la ecuación de transferencia de calor en coordenadas cilíndricas ya que la velocidad y la temperatura varían radialmente y en la dirección del eje, es decir para un flujo completamente desarrollado y en estado estable se tiene que:

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(kr \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = \rho C_p \left(\mu \frac{\partial T}{\partial x} \right) \quad \text{Ec. (2.18)}$$

La ecuación anterior tiene dos posibles soluciones ya sea con un flujo de calor superficial constante o con una temperatura superficial constante. (Ver Figuras 2-5 y 2-7)

Es así que la temperatura media del fluido para una posición x con un flujo de calor superficial constante es igual a:

$$T_{m(x)} = T_{me} + \frac{q_s P}{\dot{m} C_p} x \quad \text{Ec. (2.19)}$$

Dónde:

- $T_{m(x)}$: Temperatura media a la posición x
- T_{me} : Temperatura media de entrada
- q_s : Flujo de calor por unidad de superficie
- P : Perímetro
- \dot{m} : Flujo másico

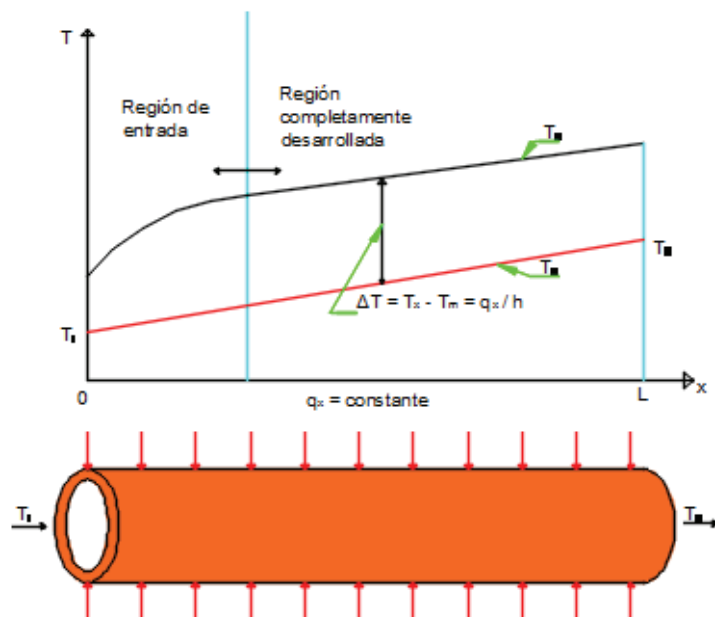


Figura 2-5 Distribución de temperatura flujo de calor constante (Cengel, 2004, pág. 427)

El número de Nusselt en la región de entrada para un flujo lamiar gráficamente para estas condiciones se presenta en la Figura 2-6:

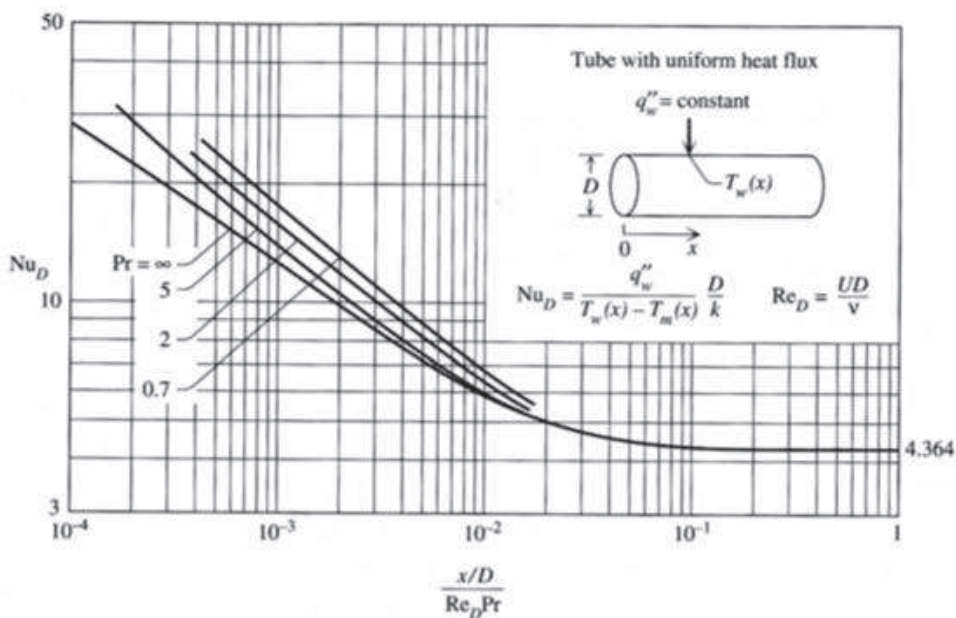


Figura 2-6 Número de Nusselt flujo de calor constante
(<http://www.unav.es/adi/UserFiles/File/80980099/Formulas1011.pdf>, 2011)

Para el caso en el que la temperatura superficial es constante se tiene que:

$$\frac{T_{m(x)} - T_s}{T_{me} - T_s} = e^{\left(\frac{-Pxh}{\dot{m}C_p}\right)} \quad \text{Ec. (2.20)}$$

Dónde:

$T_{m(x)}$: Temperatura media a la posición x

T_{me} : Temperatura media de entrada

T_s : Temperatura superficial

P : Perímetro

\dot{m} : Flujo másico

Gráficamente esta ecuación se muestra en la Figura 2-7:

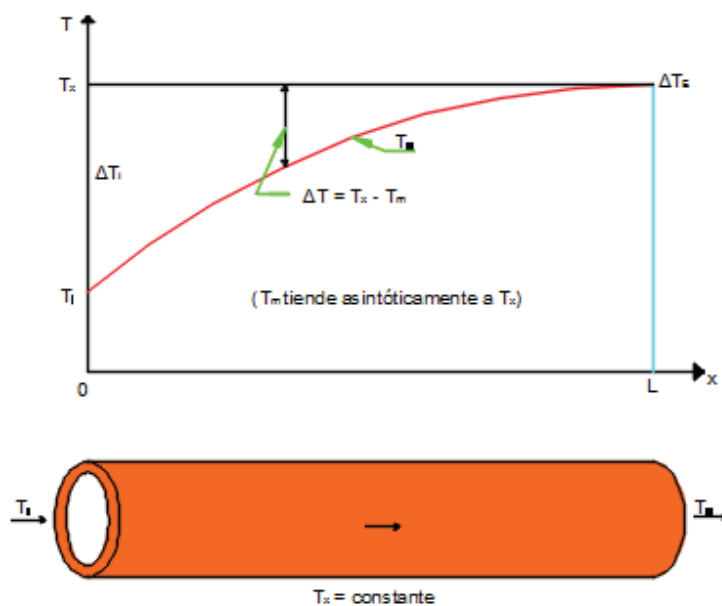


Figura 2-7 Distribución de temperatura a temperatura superficial constante (Cengel, 2004, pág. 429)

El número de Nusselt en la región de entrada para un flujo laminar gráficamente para una temperatura superficial constante se muestra en la Figura 2-8:

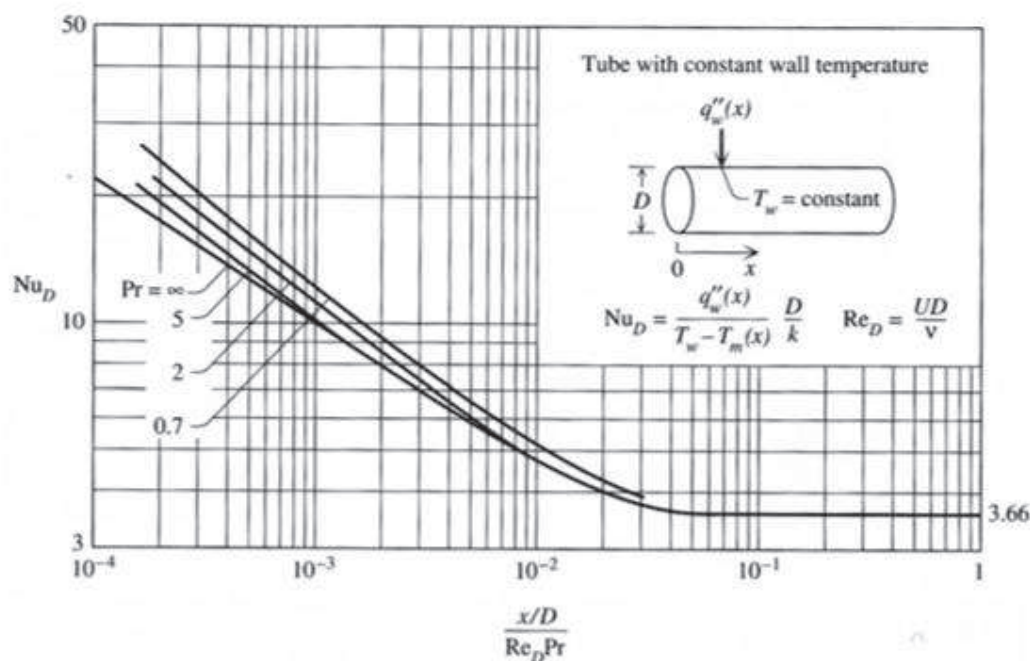


Figura 2-8 Número de Nusselt para temperatura superficial constante
(<http://www.unav.es/adi/UserFiles/File/80980099/Formulas1011.pdf>, 2011)

2.4.6 FLUJO LAMINAR Y FLUJO TURBULENTO

El flujo en el interior de un tubo puede ser en forma de torbellino o turbulento, en forma de líneas paralelas a lo largo del tubo conocido como laminar, es decir depende de la velocidad, la aspereza de la superficie, las vibraciones y de las fluctuaciones presentes en el flujo. La mayor parte de flujos en el interior de un tubo son turbulentos la transición de laminar a turbulento se denomina flujo de transición para condiciones prácticas se tiene que:

Flujo laminar: $Re < 2300$

Flujo de Transición: $2300 \leq Re \leq 10000$

Flujo turbulento: $Re > 10000$

El número de Nusselt es mayor en la entrada del tubo, por lo que se tiene valores del coeficiente de calor por convección elevados, este valor es constante cuando sobrepasa la longitud de entrada es decir en flujo completamente desarrollado.

2.4.6.1 FLUJO LAMINAR EN CILINDROS

En un tubo circular en la que la temperatura de la superficie es constante, además que las propiedades del fluido se evalúan a la temperatura media del fluido, Hausen (1943) recomienda la expresión empírica para el valor promedio del número de Nusselt (Márquez, 2002 p. 200)

$$Nu = 3,66 + \frac{0,0668(D/L)Pe}{1 + 0,04[(D/L)Pe]^{2/3}} \quad \text{Ec. (2.21)}$$

Dónde:

D : Diámetro del cilindro

L : Longitud del cilindro

Pe : Número de Peclet

Para flujos completamente desarrollados en un tubo circular con la temperatura superficial constante se tiene un valor de 3.656. Si se tiene saltos altos de temperaturas entre la superficie del tubo y el fluido y para tubos relativamente cortos es necesario tomar en cuenta la variación de la viscosidad con la temperatura, relación de Sieder y Tate:

$$Nu = 1.86 \left(\frac{Re * Pr * D}{L} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu_1}{\mu_s} \right)^{0.14} \quad \text{Ec. (2.22)}$$

Dónde:

μ_1 : Viscosidad del fluido a una temperatura determinada

μ_s : Viscosidad del fluido a la temperatura superficial del tubo

Pr : Número de Prandtl $0.48 < Pr < 16700$

2.4.6.2 FLUJO TURBULENTO EN CILINDROS

La siguiente ecuación es aplicable para valores mayores a 10000 del número de Reynolds, y para diferencias de temperaturas moderadas entre la superficie del tubo y el fluido, para tubos lisos según Dittus y Boelter (1930) sugieren la siguiente relación: (Márquez, 2002 p. 200)

$$Nu = \frac{hD}{k} = 0.023Re^{0.8}Pr^n \quad \text{Ec. (2.23)}$$

Dónde:

n : Es el exponente para calentamiento es igual a 0,4 y para enfriamiento 0,3

Pr : Número de Prandtl $0.7 < Pr < 160$

Según Sieder y Tate (1936) la siguiente expresión es válida para rangos del número de Prandtl de 0,7 a 16700 y Reynolds mayor a 10000 cuando la diferencia de temperatura entre la superficie del tubo y el fluido es grande recomiendan: (Márquez, 2002 p. 201)

$$Nu = \frac{hD}{k} = 0.027Re^{0.8}Pr^{1/3} \left(\frac{\mu_1}{\mu_s} \right)^{0.14} \quad \text{Ec. (2.24)}$$

Dónde:

μ_1 : Viscosidad del fluido a una temperatura determinada

μ_s : Viscosidad del fluido a la temperatura superficial del tubo

Pr : Número de Prandtl $0.7 < Pr < 16700$

Para obtener un flujo completamente desarrollado en el interior de una tubería la longitud de esta debe satisfacer la condición:

$$\frac{L}{D} \geq 60 \quad \text{Ec. (2.25)}$$

Dónde:

L : Longitud total de la tubería (m)

D : Diámetro de la tubería (m)

2.4.6.3 GRADIENTE DE PRESIÓN

Al circular un fluido por una tubería, esta sufre una pérdida de energía a lo largo de la longitud de la misma; en el caso de tuberías horizontales, esta pérdida se la cuantifica como una disminución en la presión del fluido; esta disminución es linealmente, y se produce debido a las tensiones cortantes que se generan entre la tubería y el fluido. A las pérdidas que se generan entre el fluido y la tubería se las conoce como pérdidas primarias y las que se generan por la interacción con válvulas y otros accesorios son pérdidas secundarias.

Existen diversos elementos para el cálculo de las pérdidas primarias por roce como tablas, curvas, ábacos y monogramas; por ejemplo existen tablas que solo sirven para las tuberías de fundición, en este caso la rugosidad no es tomada en cuenta, debido a que es un factor constante en todas las tuberías de este material y será un error fatal usarlas en tuberías de un material distinto. La fricción permite determinar la potencia de bombeo para mantener las condiciones de flujo dentro de una tubería, las propiedades del fluido deben ser evaluadas a la temperatura media de la masa, es así que para el flujo laminar o turbulento la caída de presión es igual a:

$$\Delta P = f \frac{L}{D} \frac{\rho v_m^2}{2} \quad \text{Ec. (2.26)}$$

Dónde:

f : Factor de fricción de Darcy

ρ : Densidad del fluido (kg/m³)

v_m : Velocidad media (m/s)

ΔP : Pérdida de carga primaria (Pa)

Esta relación es válida siempre y cuando no existan efectos gravitatorios ni hidrostáticos, la presión en la sección interior del tubo sea constante, y que la velocidad media sea constante en la sección transversal.

2.4.6.3.1 Diagrama de Moody

Es el mecanismo más sencillo para determinar el coeficiente de pérdida de carga en tuberías o factor de fricción de Darcy. Este diagrama es de tipo adimensional, es decir se puede utilizar con cualquier sistema de unidades, diámetro, caudal y cualquier tipo de material de tubería.

El coeficiente de pérdida de carga se lo determina en base a la Figura 2-9, la cual relaciona el número de Reynolds con la aspereza relativa de las paredes de la tubería (ε_r) y se expresa:

$$\varepsilon_r = \frac{\varepsilon_a}{D} \quad \text{Ec. (2.27)}$$

Dónde:

ε_r : Aspereza relativa (mm)

ε_a : Aspereza absoluta (mm)

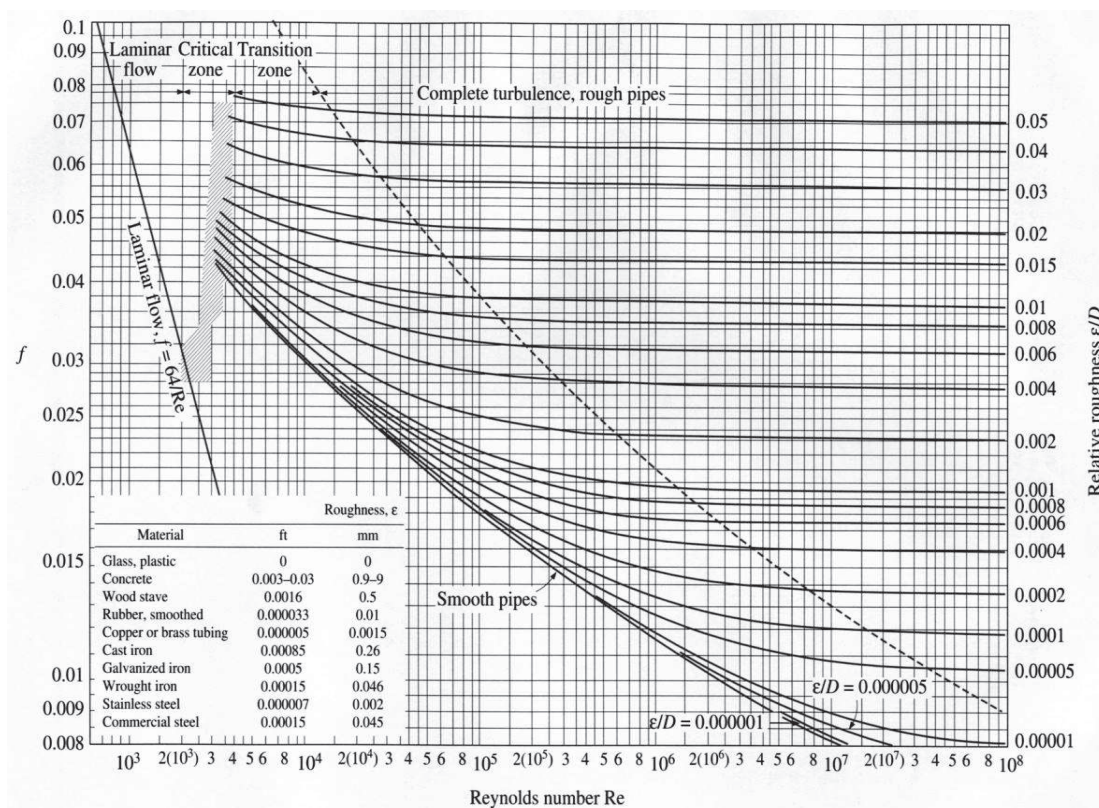


Figura 2-9 Factor de Fricción para flujo completamente desarrollado en tubos circulares
(<http://fisica.laguia2000.com/complementos-matematicos/diagrama-de-moody>)

Los valores obtenidos de rugosidad no son muy precisos, por lo que, para tuberías lisas puede existir un error del 5%, y de un 10% en tuberías rugosas.

2.4.6.3.2 Pérdidas de Carga Secundarias en Tuberías

Las pérdidas de carga secundarias se originan en los cambios de sección y/o en los cambios de dirección del fluido, en las contracciones, ensanchamientos como son codos, válvulas entre otros; en general en todos los accesorios de tuberías.

Dichos elementos generan perturbaciones en la corriente y estos originan remolinos y desprendimientos que intensifican las pérdidas.

Las pérdidas secundarias se pueden calcular de manera similar a las pérdidas primarias, a través de la ecuación con un coeficiente adimensional de pérdidas secundarias, así:

$$\Delta P_s = K \frac{\rho v_m^2}{2} \quad \text{Ec. (2.28)}$$

Dónde:

ΔP_s : Pérdida de carga secundaria (Pa)

v_m : Velocidad media del fluido (m/s)

ρ : Densidad del fluido (kg/m³)

K: Coeficiente adimensional para pérdidas secundarias

2.4.6.3.3 Coeficiente K de la Ecuación Fundamental de Pérdidas Secundarias

El coeficiente K adimensional para pérdidas secundarias depende del tipo de accesorio y de la geometría. Este coeficiente relaciona la ecuación fundamental tanto de las pérdidas secundarias como las primarias, si se aplica la siguiente relación:

$$f (Le/D) = K$$

Dónde:

Le: Longitud equivalente

Es decir la longitud equivalente es la longitud en metros de un segmento de tubería del mismo diámetro, que produciría la misma pérdida de carga que el accesorio que se utilice o analice. De esta manera se obtiene:

$$\Delta P_s = f \frac{Le \rho v_m^2}{D \cdot 2} \quad \text{Ec. (2.29)}$$

Dónde:

ΔP_s : Pérdida de carga secundaria (Pa)

f : Factor de fricción

Le : Longitud equivalente del accesorio (m)

D : Diámetro de la tubería (m)

v_m : Velocidad media del fluido (m/s)

ρ : Densidad del fluido (kg/m^3)

Longitud equivalente de accesorios en la Tabla 4-2 se presentan los valores de Le/D para distintos tipos de codos usados para tuberías de 2 ½ (in) de diámetro nominal.

Tabla 2-2 Longitud equivalente para codos (<http://www.slideshare.net/yuricomartinez/labo-4-prdida-de-carga-en-tuberas-y-accesorios>)

CODO	Le/D
Radio largo a 45°	5.6
Radio corto a 45°	8.0
Radio largo a 90°	9.0
Radio corto a 90°	12.5
Radio largo a 180°	12.21
Radio corto a 180°	16.9

Para el flujo turbulento se presentan valores elevados del coeficiente de transferencia de calor por convección, y el factor de fricción debido principalmente a la presencia de asperezas en la superficie interna de la tubería para este caso se recurre la utilización de la ecuación de Colebrook que establece:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2.0 \log \left(\frac{\varepsilon_a/D}{3.7} + \frac{2.51}{Re\sqrt{f}} \right) \quad \text{Ec. (2.30)}$$

Dónde:

ε_a/D : Aspereza relativa

f : Factor de fricción

ε_a : Aspereza absoluta

En la Tabla 2-3 se muestran valores típicos de aspereza equivalente para diferentes materiales.

Tabla 2-3 Aspereza equivalente para tubos comerciales (Cengel, 2004, pág. 443)

Valores de la aspereza equivalente para tubos comerciales nuevos		
Material	Aspereza, ε_a	
	ft	Mm
Vidrio, plástico	0 (liso)	
Concreto	0.003-0.03	0.9-9
Duela de madera	0.0016	0.5
Caucho alisado	0.000033	0.01
Tubería de cobre o latón	0.000005	0.0015
Hierro fundido	0.00085	0.26
Hierro galvanizado	0.0005	0.15
Hierro forjado	0.00015	0.046
Acero inoxidable	0.000007	0.002
Acero comercial (liso)	0.00015	0.045

El factor de fricción está en función de la aspereza relativa y del número de Reynolds como se representa en el diagrama de Moody, ver Figura 2-9.

La potencia de bombeo que se requiere para vencer la resistencia al flujo se la calcula a partir de la caída de presión tanto para el flujo turbulento como para el flujo laminar y es igual a:

$$W_{bomba} = \dot{V} \Delta P_T \quad \text{Ec. (2.31)}$$

Dónde:

\dot{V} : Flujo volumétrico

2.4.6.3.4 Instrumentos de medición de presión

El elemento que se utiliza para la medición de presión aguas abajo y arriba de la placa orificio es un manómetro en U, ya que este dispositivo opera muy bien en sistemas que trabajan a bajas presiones. Estos manómetros son muy versátiles debido a su simple operación, no necesitan de mantenimiento y a su tamaño variable. Para la selección de los manómetros en U se deben considerar varios aspectos como son:

- Temperatura del fluido

Debido a que el fluido sensor del manómetro trabaja en contacto directo con el medio a evaluarse, es necesario considerar la temperatura a la cual opera y los efectos que puede causar o generar al contacto con el fluido sensor.

- Composición del medio a evaluarse

Dependiendo de la composición del medio a evaluarse se selecciona el tipo de fluido que contendrá el manómetro, por ejemplo si el medio a evaluarse es un líquido, es necesaria la utilización de mercurio para la toma de presión.

- Rangos de presión

Según el rango de trabajo del equipo, se debe considerar el diámetro del tubo en U del manómetro; si el fluido trabaja con muy bajas presiones y su velocidad es relativamente baja el diámetro debe ser pequeño.

- Condiciones ambientales

Las condiciones ambientales influyen directamente sobre el fluido sensor, ya que si es una atmosfera calurosa puede evaporar el fluido o alterar su densidad, con lo cual la lectura será errónea. Los manómetros en U, como se detalla son un sistema de control de presión, el cual no necesita de calibración; por lo tanto es un elemento muy común y de fácil aplicación. La forma en la cual este tipo de manómetros cuantifica la diferencia de presión entre los extremos del tubo, es mediante la diferencia de alturas, gravedad y la densidad del fluido se muestran en la Figura 2-1:

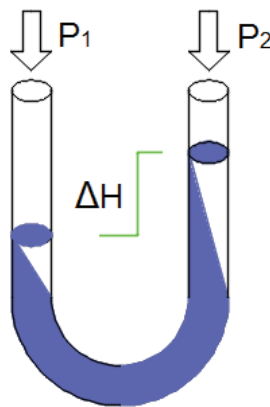


Figura 2-1 Manómetro

(<http://fluidos.eia.edu.co/hidraulica/articulos/es/medidores/manometro/manometro.html>, 2001)

$$P_1 - P_2 = \rho g \Delta H$$

Ec. (2.32)

Dónde:

ρ : Densidad del fluido sensor (kg/m^3)

P_1 : Presión en el extremo 1 del manómetro (Pa) (Psi)

P_2 : Presión en el extremo 2 del manómetro (Pa) (Psi)

g : Fuerza de gravedad (m/s^2)

ΔH : Diferencia de alturas entre las columnas (m)

CAPÍTULO III

MODELOS MATEMÁTICOS

Para resolver problemas de ingeniería es necesario recurrir a la formulación de modelos matemáticos con el fin de conseguir una representación del fenómeno físico que se está analizando, en este caso es la transferencia de calor por convección forzada a través de cilindros huecos, recurriendo a ciertas ecuaciones presentadas en los capítulos anteriores, el análisis se lo realiza tanto en estado estable como en transitorio tomando como punto de partida un balance de energías.

3.1 ANÁLISIS EN ESTADO ESTABLE

En el estado estable se analiza el comportamiento del fluido (aire) que es proporcionado por un ventilador, a través de un tubo de sección transversal circular, debido a que los parámetros permanecen constantes tanto a lo largo de su geometría como en el tiempo, por lo cual dicho análisis entrega el modo en el que actúa el sistema en un instante determinado de tiempo.

Para el análisis en estado estable se debe considerar:

- No existe generación de energía interna
- La convección forzada disipa mayor energía que la natural, razón por la cual el calor producido por la resistencia eléctrica está siendo disipado en el interior del tubo
- El tubo se encuentra aislado exteriormente, de esta manera las pérdidas de calor por conducción son despreciables, la temperatura superficial a la salida del tubo es considerada constante ya que no existe generación interna de energía
- Se parte de un cilindro hueco horizontal, en el cual se va a producir el intercambio de calor por convección forzada debido a la acción de un fluido generado por un agente externo

Se establece un procedimiento para determinar las características del calentador eléctrico esto es empleando un balance de energía aplicado al flujo interno en un tubo por el cual circula aire considerado como un gas ideal, se obtiene que la transferencia de calor por convección al fluido, que es proporcional a la rapidez con la que aumenta la energía térmica del fluido:

$$Q = \dot{m}C_p(T_i - T_o) \quad \text{Ec. (3.1)}$$

Se fijan condiciones iniciales en el estado estable, se determina el flujo másico para encontrar una velocidad media de trabajo de esta manera tomando en consideración el tipo de fluido de trabajo, es decir utilizando el número de Reynolds Ec (2.14), se determina el coeficiente de transferencia de calor por convección Ec (2.13), al igual que el número de Nusselt Ec. (2.20), se emplean dichas relaciones ya que un método analítico resultaría complejo.

Para conocer como varía la temperatura media cuando existe un flujo de calor constante hacia la superficie se la obtiene a partir de la Ec. (2.20) se tiene que es igual a:

$$T_{m(x)} = T_{me} + \frac{q_s P}{\dot{m}C_p} x \quad \text{Ec. (3.2)}$$

Además de estas formas de transmisión de calor, está presente un flujo de calor por conducción que ingresa al tubo de manera radial, el cual proviene del elemento calefactor y es igual a:

$$q_s = V * I \quad \text{Ec. (3.3)}$$

Para las pérdidas que se producen en los alrededores se recurre a las Ec (2.8) y a la Figura 2-2 mediante un proceso de prueba y error se determina el calor perdido por convección y radiación.

Además se establece las pérdidas que se producen por fricción utilizando las Ec. (2.23) – Ec. (2.27) conjuntamente con el diagrama de Moody Figura 2-9 para de esta manera fijar un balance de energía:

$$q_{sale} = q_{perdido} + q_{rad} + W_{ventilador} \quad \text{Ec. (3.4)}$$

El análisis en estado estable cumple con los objetivos de determinar el flujo de calor constante, la longitud total del elemento calefactor, la pérdida de calor que se produce a los alrededores y por último definir un coeficiente de transferencia de calor promedio.

3.2 ANÁLISIS EN ESTADO TRANSITORIO

El estado transitorio se presenta puesto que el calentador eléctrico está sometido a variaciones periódicas de temperatura, además que el fenómeno de transferencia de calor que se produce en un intervalo de tiempo se dirige hacia un equilibrio térmico, ya sea calentamiento o enfriamiento, para ello es necesario establecer un campo de temperaturas, la diferencia entre el estado estable y el transitorio se encuentra en el tipo de solución, es decir en el estado estable se resuelve con ecuaciones algebraicas, mientras que en el transitorio es un conjunto de ecuaciones diferenciales parciales el cual representa cambios en el sistema en un dominio tanto de espacio como de tiempo, con el fin de llegar a ecuaciones algebraicas mediante un método de diferencias finitas para aproximar las derivadas para lo cual es necesario las siguientes consideraciones:

- El material es uniforme y la su geometría es conocida
- El material no varía sus propiedades físicas con la temperatura
- Las condiciones iniciales son conocidas a partir del estudio en estado estable
- El flujo de calor es constante en la superficie del tubo
- La temperatura del fluido está en un rango de 25 °C hasta 65°C a la salida del tubo

El objetivo es determinar el tiempo de estabilización mediante un balance de energías en un elemento diferencial del calentador de longitud Δx a una distancia x con lo cual se determina la variación de la temperatura con respecto al tiempo, la expresión es igual:

$$E_{entra} - E_{sale} = E_{almacenada}$$

Al aplicar el balance de energías en el sistema se tiene que:

Una tasa neta de calor por conducción ganada en la dirección del flujo + una tasa de calor ganado por convección desde la superficie interior del tubo = al incremento de energía interna en el disco:

$$\frac{1}{A(x)} \frac{\partial}{\partial x} \left[A(x) * \frac{\partial \theta}{\partial x} \right] - \frac{h * p(x)}{k * A(x)} \theta(x, t) = \frac{1}{\alpha} \frac{\partial \theta(x, t)}{\partial t} \quad \text{Ec. (3.5)}$$

Dónde:

$A(x)$:	Área de la sección transversal del disco
$p(x)$:	Perímetro del tubo
h :	Coefficiente de transferencia de calor
k :	Conductividad térmica del material
α :	Difusividad térmica

Una forma más sencilla de expresar éste fenómeno es utilizando el método de la resistencia interna despreciable, puesto que el flujo de calor es constante hacia la superficie, el mismo que es suministrado por una resistencia calefactora gobernado principalmente por la potencia que entrega ésta, al aplicar dicho método se desprecia

la superficie a la que se suministra el calor, razón por la cual el sistema de ecuaciones diferenciales en estado transitorio es:

$$P_e - \frac{\pi D_i^2}{4} h_o (T_t - T_f) = (\rho V C_p)_e \frac{\partial T_f}{\partial t} \quad \text{Ec. (3.6)}$$

Dónde:

P_e :	Potencia eléctrica
T_f :	Temperatura del fluido al ingreso del calentador
h_o :	Coefficiente de transferencia de calor
$\rho V C_p$:	Energía interna

CAPÍTULO IV

DISEÑO, CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE DEL EQUIPO

El presente capítulo detalla el diseño, construcción y el montaje del equipo; cada uno de estos subconjuntos está debidamente desarrollado en base a los modelos matemáticos y a las expresiones algebraicas denotadas anteriormente, con lo que se establece las condiciones iniciales para el diseño de la resistencia eléctrica, la cual es el elemento principal del calentador eléctrico, hasta la selección del correspondiente generador de flujo, al igual que los elementos electrónicos necesarios para la medición y control de temperatura del sistema.

4.1 DISEÑO DEL EQUIPO

4.1.1 DESCRIPCIÓN DEL EQUIPO

El equipo utilizado para determinar el coeficiente de calor por convección forzada se presenta en la Figura 4-1, el mismo que consta de una tubería, por donde circula el fluido de trabajo, él cual es suministrado por un ventilador; una placa orificio que permite reducir la velocidad del fluido al disminuir el área de circulación, un calentador eléctrico compuesto por una resistencia calefactora en la que los límites de temperatura de trabajo están controlados mediante un sistema de control automático, además que la resistencia calefactora está cubierta de material aislante para disminuir las pérdidas de calor que se generan hacia el ambiente, el dimensionamiento del equipo se basa en la norma ISO 5167 que se encuentra dividida en dos partes; en el ANEXO U se adjunta la parte dos de la norma.

El equipo descansa sobre una estructura metálica que brinda la seguridad necesaria al operario, al igual que facilita su utilización y optimiza el espacio físico disponible en el laboratorio de Transferencia de Calor, un bosquejo del equipo se muestra en la Figura 4-1.

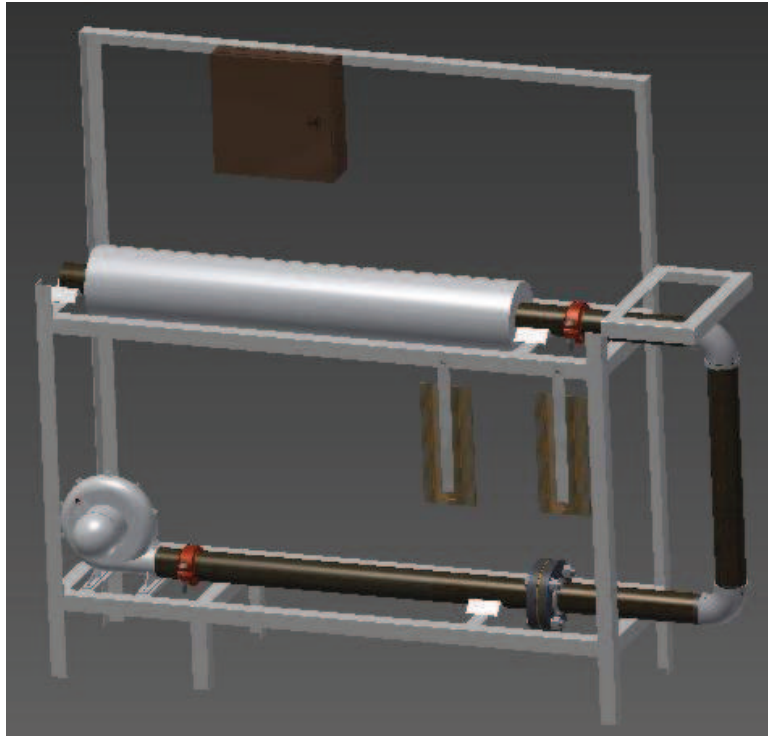


Figura 4-1 Representación del equipo para la experimentación de convección forzada

Fuente: Propia

4.1.2 DIMENSIONAMIENTO CALENTADOR ELÉCTRICO EN ESTADO ESTABLE

Se establece como condiciones iniciales el caudal y las temperaturas de entrada y salida del fluido al circular por el interior del calentador eléctrico, así como la temperatura superficial constante del tubo a la salida, que será denotada únicamente como temperatura superficial para todo el análisis posterior; estas temperaturas permiten determinar los parámetros estructurales del equipo.

De esta manera se presenta la Figura 4-2 que detalla la estructura interna del tubo que forma parte del calentador eléctrico.

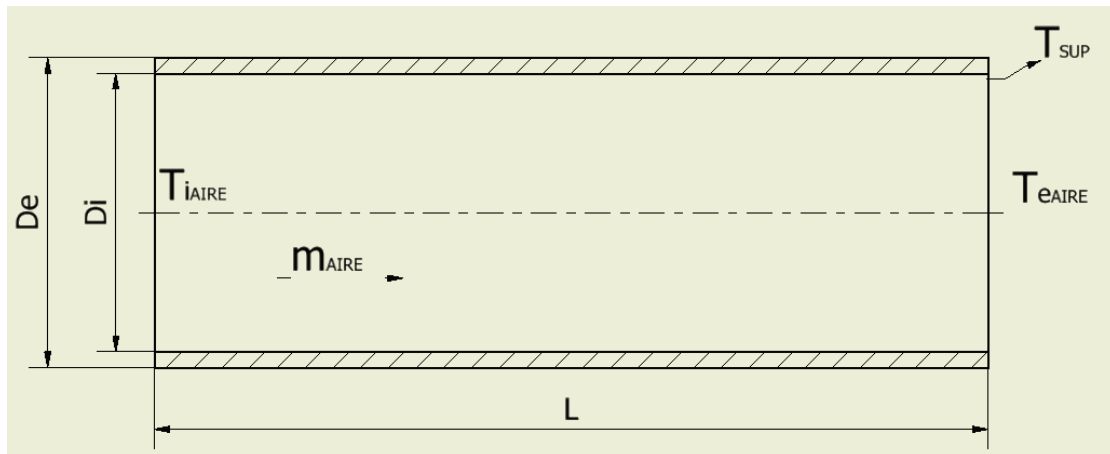


Figura 4-2 Representación gráfica de la estructura interna del calentador eléctrico.

Fuente: Propia

Las temperaturas que se toman para el fluido, tanto a la entrada como a la salida del calentador y la superficial del tubo son arbitrarias y encajan de la mejor manera para un equipo didáctico de convección interna forzada, además están de acuerdo a las condiciones climáticas propias de la región. De esta manera las dimensiones y materiales con el que se va a constituir el calentador, están de acuerdo a la oferta existente en el mercado nacional; por lo tanto son:

$$T_o = 25^{\circ}\text{C}$$

$$T_i = 65^{\circ}\text{C}$$

$$T_s = 220^{\circ}\text{C}$$

Dónde:

T_o : Temperatura del fluido a la entrada

T_i : Temperatura del fluido a la salida

T_s : Temperatura superficial de la tubería

En el flujo interno, resulta conveniente trabajar con una temperatura promedio o media de la masa (T_b), la cual permanece uniforme a lo largo de la sección transversal cuando la temperatura superficial es constante.

Una vez establecidos estos parámetros el siguiente paso es calcular la temperatura media del fluido mediante la ecuación Ec. (2.11)

$$T_b = 45 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

Un factor importante a considerar es la temperatura media logarítmica, ya que cuando se trabaja en flujo interno dicha variación de temperatura brinda resultados más confiables mediante la ecuación Ec. (2.12), la temperatura media logarítmica es:

$$\Delta T_m = 174.24 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

4.1.2.1 Propiedades del Fluido de Trabajo

Para un diseño óptimo las propiedades del fluido deben evaluarse a la temperatura media de la masa (T_b) considerando que varias de las propiedades no cambian con la presión, ver ANEXO A.

Propiedades del fluido a la temperatura media de 45°C.

Presión atmosférica:	$P_{ATM} = 10.5 \text{ ps} = 72394.95 \text{ (Pa)}$
Densidad:	$\rho_{AIRE} = 0.8794 \text{ (}\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\text{)}$
Calor específico:	$C_{P \text{ AIRE}} = 1.007 \text{ (}\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}^\circ\text{C)}$
Número de PRANDTL:	$Pr = 0.7241$
Coeficiente de transferencia de calor:	$k = 0.02699 \text{ (}\frac{\text{W}}{\text{m}}^\circ\text{C)}$
Viscosidad cinemática:	$\mu = 1.941 \times 10^{-5} \text{ (}\frac{\text{N}}{\text{m}^2}\text{)}$

4.1.2.2 Caudal Volumétrico

Está en función de la capacidad de los ventiladores, es por esto que se toma en consideración los diferentes tipos de caudal que proporcionan estos. Mediante pruebas experimentales realizadas con un anemómetro y con la ayuda de un

análisis comparativo de las diferentes características de los ventiladores, se llega a establecer un caudal volumétrico promedio igual a: (Ver Anexo B)

$$\dot{V} = 0.037 \left(\frac{m^3}{s} \right)$$

El valor obtenido se lo relaciona con la densidad del fluido evaluado a la temperatura media de la masa, obteniendo así el flujo másico del fluido de trabajo.

$$\dot{m} = 0.037 (m^3/s) \times 0.8794 (kg/m^3)$$

$$\dot{m} = 0.0325 \left(\frac{kg}{s} \right)$$

Puesto que el análisis se lo lleva a cabo en el estado estacionario, se tiene que existe una transferencia de energía hacia el fluido con un flujo de calor constante, aplicando la Ec. (3.1) se obtiene:

$$Q = 1.31 (kW)$$

4.1.2.3 Velocidad Media del Fluido de Trabajo

Relaciona las propiedades de flujo másico y características físicas de la tubería como son la densidad, el flujo y el diámetro interno del tubo; dado que la transferencia de calor en el interior de una tubería con sección transversal circular es más eficiente frente a otras geometrías, se selecciona esta configuración.

El diámetro del tubo que forma parte del calentador eléctrico está en función del dispensador de flujo, ya que si el diámetro de dicho dispositivo es más pequeño que el de la tubería se produce mayor pérdida del caudal, por tal motivo se toma un diámetro a través del cual se produzca un mejor transporte del fluido. En tubos con grandes diámetros se tiene menos fricción que en tubos con diámetros pequeños, con la desventaja de que la longitud total del calentador eléctrico es mayor y se requiere de más energía calefactora al tubo.

Por tal motivo se toma diámetros intermedios existentes en el mercado, teniendo de este modo dos alternativas utilizando la Ec. (2.10):

Con $\phi = 0.051$ (m) la velocidad media es de $v_m = 18.84$ m/s

Con $\phi = 0.063$ (m) la velocidad media es de $v_m = 13.08$ m/s

Con $\phi = 0.076$ (m) la velocidad media es de $v_m = 8.13$ m/s

Con el objetivo de reducir las pérdidas por fricción en la tubería se selecciona el tubo con diámetro igual a 0.063 (m), y una velocidad media promedio de 13.40 m/s, ya que esta puede variar de acuerdo al rango de trabajo que posee cada ventilador; experimentos previos dan valores de la velocidad para diferentes tipos de fluidos (Ozisik, 1993).

Se calcula el número de Reynolds para determinar el tipo de flujo con el que se está trabajando, utilizando la Ec. (2.14) se obtiene:

$$Re = 38372.1$$

El número de Reynolds indica que el flujo de aire es de tipo turbulento, ratificando que los parámetros establecidos son correctos.

4.1.2.4 Cálculo Número de Nusselt

Con el antecedente del número de Reynolds que indica que el flujo es de tipo turbulento y con el número de Prandtl establecido a las condiciones de la temperatura media de la masa, se determina el número de Nusselt a partir de la Ec. (2.13).

$$Nu = 93.94$$

Con este valor y utilizando la Ec. (2.13) se determina el valor del coeficiente de transferencia de calor por convección en estado estacionario:

$$h = 40.25 \text{ (W/m}^2\text{°C)}$$

Este valor está dentro de los rangos determinados establecidos en tablas para diferentes tipos de fluidos. (Ozisik, 1993)

4.1.2.5 Longitud del Calentador

Analizando la transferencia de calor en estado estable y con flujo de calor constante se necesita un valor promedio de la variación de temperatura entre la superficie del tubo y la del fluido, por lo tanto se utiliza la temperatura media logarítmica con los valores establecidos para las condiciones iniciales y utilizando la Ec. (2.12) se obtiene:

$$\Delta T_{ln} = 174.24 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

Para determinar el área superficial de transferencia de calor se utiliza los valores previamente encontrados.

$$A_s = \frac{Q}{h * \Delta T_m} \text{ (m}^2\text{)}$$

$$A_s = 0.186 \text{ (m}^2\text{)}$$

La longitud del calentador eléctrico para las condiciones iniciales, los parámetros requeridos, las variaciones de funcionamiento que se presentan, materiales existentes para la construcción del equipo se tiene que:

$$L = \frac{A_s}{\pi * D} \text{ (m)}$$

$$L = 0.943 \text{ (m)}$$

El tipo de tubería seleccionada es TUBERÍA NEGRA CD 40, ya que esta posee una gran resistencia al trabajar con altas temperaturas, no es muy pesada, fácil de maquinar y soldar, su rugosidad interna es baja y una gran disponibilidad en el mercado, al igual que tiene un costo moderado. Sus aplicaciones industriales son para la conducción de fluidos a bajas y altas temperaturas, en calderos, entre las principales. Ver ANEXO C.

4.1.3 SELECCIÓN DE LA RESISTENCIA CALEFACTORA

Debido a la geometría del calentador eléctrico se utiliza una resistencia calefactora en espiral, la cual envuelve dicha tubería para lograr una mayor transferencia de calor a lo largo de su superficie. Esta resistencia es del tipo blindada, es decir posee un blindaje (o vaina), este blindaje puede ser de teflón, cobre, titanio o acero inoxidable. Es la más usada en la industria por su versatilidad en el calentamiento de sólidos, además de los bajos costos que tienen frente a otro tipo de elementos calefactores como anillos, cartuchos, entre otros. La selección de las resistencias blindadas dependen de la vaina y la potencia que van a suministrar, contiene un hilo resistivo centrado en el interior de la funda metálica o blindaje el mismo que se encuentra aislado con óxido de magnesio compactado que proporciona alta rigidez.

La tensión de trabajo con la que funciona la resistencia calefactora es la que se encuentra disponible en el laboratorio de transferencia de calor, por lo que se utiliza un voltaje de 110 V, además por motivos de caídas de tensión y el valor óhmico de la resistencia, se vuelve de vital importancia la introducción de un coeficiente de seguridad, para el cálculo de la potencia del elemento calefactor; este factor es igual a 1.2 el cual recomiendan empresas especializadas en la fabricación de las mismas; no se debe perder de vista que la temperatura superficial del tubo tiene que ser igual a 220 °C, por tanto el elemento calefactor debe entregar un valor mínimo de potencia que se obtiene a partir de la Ec. (3.3).

$$q_s = 1.57 \text{ (kW)}$$

De tal manera que la resistencia trabaja con los siguientes parámetros:

$$I = \frac{Q}{V} = \frac{1570}{110} = 14.27 \text{ (A)}$$

$$R = \frac{Q}{I^2} = \frac{1570}{14.27^2} = 7.7 \text{ (\Omega)}$$

La sección que se desea calentar es un tubo de 1.00 metro de longitud y con un diámetro interno de 0.063(m), por tal motivo la resistencia calefactora que se va a utilizar debe tener la forma de un espiral, para que la transferencia de calor sea uniforme sobre toda la sección de la tubería. El espaciamiento entre espiras es de 0.05 metros este espaciamiento reduce la cantidad de material utilizado, además de no calentar excesivamente a la tubería. El diámetro interno de la espira debe ser mayor al diámetro exterior del tubo del calentador para facilitar la colocación de esta. Los requerimientos citados anteriormente se los compara con los parámetros de funcionamiento brindados por las empresas encargadas de fabricar las resistencias ver ANEXO F, se concluye que la resistencia debe proporcionar una potencia de 1600 (W) con una tensión de 110 V para de esta manera garantizar que la temperatura a lo largo del calentador eléctrico sea de 220 °C, además ser secciona en tres partes para reducir las pérdidas internas a lo largo del elemento calefactor, cada sección con un valor óhmico de 24 (Ω), una longitud de 1.80 (m) de largo y un diámetro de 3/8 (in) en forma de espira.

4.1.4 SELECCIÓN DE MATERIALES AISLANTES

Los materiales aislantes cumplen la función de impedir el paso de calor entre dos medios, es así que para el calentador eléctrico utilizando la Tabla 2-1 se tiene que para un espesor de tubería comprendido entre 60 y 90 (mm), sometido a una temperatura de trabajo comprendida entre 150 y 250 (°C); el espesor del material aislante es igual a 50 (mm). De acuerdo a las condiciones de operación del equipo y requerimientos de diseño se selecciona lana mineral de roca como material aislante ver ANEXO G, ya que puede ser instalada fácilmente, se encuentra disponible en diferentes diámetros y con una longitud de 1000 (mm), soporta temperaturas de hasta 350 (°C), su conductividad térmica es igual a $k_b = 0.064$ (W/mK). Para relacionar los valores obtenidos mediante tablas, con los valores calculados el radio crítico es la relación que existe entre conductividad térmica del material aislante y el coeficiente por convección y radiación; mediante la Ec. (2.9) y para un coeficiente por convección y radiación $h_a = 1.28$ (W/m²°C).

$$r_c = 50 \text{ (mm)}$$

4.1.5 SELECCIÓN DE TERMOCUPLAS

Un termopar o termocupla es un sensor o transductor de temperatura que convierte una diferencia de voltaje en una señal eléctrica, está compuesta por la unión de dos metales diferentes generalmente soldados que se encuentran dentro de un tubo de acero inoxidable o vaina, protegidos por una caja redonda que forman un efecto Seebeck o diferencia de potencial dado en mili-voltios, el mismo que aumenta en función de la temperatura. La sensibilidad es el parámetro que muestra cuantos mili-voltios se pueden obtener por cada grado centígrado. Existe una gran variedad de termopares disponibles en el mercado, pero los más utilizados son del tipo J y tipo K. Por ejemplo, la termocupla tipo K se utiliza en hornos para tratamientos térmicos, en fundiciones a temperaturas de 1200°C, mientras que el termopar tipo J se utiliza en la industria del plástico y en fundición de metales a temperaturas relativamente bajas. En la Tabla 4-1 se muestran las propiedades principales de ciertos tipos de termocuplas presentes en el mercado nacional.

Tabla 4-1 Tipos de Termocuplas (<http://www.ing.unlp.edu.ar/cys/DI/termocuplas.pdf>, 2011)

Termocuplas Metálicas				
Tipo ANSI - ISA	Combinación de metales	Sensibilidad a 100 °C	Composición Química	Rangos de Temperatura (°C)
J	Hierro / constantan	5,6 mV	Fe 44Ni:55Cu	-40 → 750
K	Cromel / Alumel	3,6 mV	90Ni:9Cr 94Ni:Al:Mn:Fe	-40 → 1200
T	Cobre / Constantan	4,5 mV	Cu 44Ni:55Cu	-50 → 400
E	Cromel / constantan	7,9 V	90Ni:9Cr 44Ni:55Cu	-40 → 900

La termocupla tipo K fue seleccionada por su temperatura máxima de trabajo, que es 1200 °C, ya que este dispositivo de medición está ubicado muy cerca de la resistencia calefactora. (Ver ANEXO H)

4.1.6 SELECCIÓN DEL VENTILADOR

De acuerdo a las condiciones máximas de diseño es decir una velocidad máxima de 21 (m/s), el caudal que debe proporcionar este dispositivo es igual a:

$$\dot{V}_{max} = Vmax * A$$

$$\dot{V}_{max} = 2.81 \left(\frac{m^3}{min} \right)$$

Analizando las propiedades proporcionadas por fabricantes de ventiladores ver ANEXO B se tiene que el caudal máximo de operación de un ventilador de 2' es de 2.2 $\left(\frac{m^3}{min}\right)$ mientras que para un ventilador de 2,5' es de 3.3 $\left(\frac{m^3}{min}\right)$, se toma como referencia estos dos valores ya que si se tiene un mayor diámetro el ventilador está trabajando fuera del rango para el que fue diseñado, para el caudal calculado de 2.8 $\left(\frac{m^3}{min}\right)$ se selecciona el ventilador de 2,5' ya que está dentro de su rango de funcionamiento.

4.1.7 SELECCIÓN DE LA TUBERÍA

Para el ventilador de 2,5" se puede utilizar tuberías de 2" y hasta 2.5", con una tubería de menor diámetro se tiene menor peso, menor longitud total pero las pérdidas por fricción son altas; por tanto las tuberías óptimas para el diseño son las de 2" y 2.5".

Para la selección de estas se analiza las pérdidas que se existen en una distancia de 30D a partir del acondicionador de flujo como dice la norma ISO 5167, dando como resultado que las pérdidas de la tubería de 2" son casi del doble de valor que de la obtenida con la tubería de 2.5". Razón por la cual la tubería de 2.5" es la más adecuada para la construcción del equipo.

De esta manera para un diámetro de 2.5 (in) (0.063 m), se obtiene el valor de 3.81 (m) de longitud, el material utilizado es similar al calentador eléctrico ya que en el mercado se encuentra disponible en una longitud de 6 (m), es decir acero galvanizado, presenta un bajo coeficiente de fricción ($\epsilon = 0.1524mm$), evita el

desprendimiento de zinc, impide procesos mecánicos o químicos, y resiste una temperatura de 450°C Ver ANEXO C.

El aire fluye a través de una sección transversal circular de diámetro constante y de longitud mínima especificada en la norma ISO 5167, además en el tramo recto de tubería se instala una placa orificio, por lo mismo no debe existir obstrucciones además que el interior del tubo debe estar limpio en todo momento. Para obtener la longitud total de la tubería se utiliza la Ec. (2.22).

$$L = 3.78 \text{ (m)}$$

Esta longitud se la secciona en tramos cuyas longitudes se detallan en la norma ISO 5167 y están de acuerdo a los componentes de la tubería, se establece las longitudes de los tramos rectos, en función del diámetro nominal de la tubería, como se muestra en la Figura 4-3:

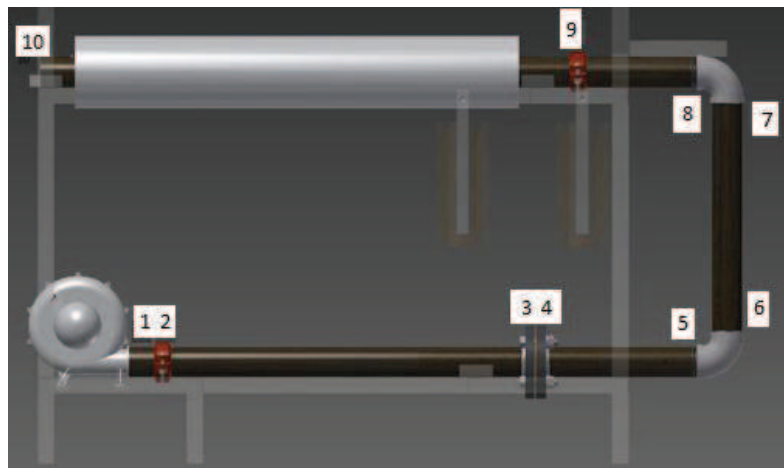


Figura 4-3 Representación gráfica de los diferentes tramos rectos del equipo

Fuente: Propia

Las dimensiones de los tramos rectos son calculadas en base a la parte 2 de la norma ISO 5167(Ver ANEXO V) y se detallan en al Tabla 4-2.

Tabla 4-2 Longitudes de los diferentes tramos del equipo

TRAMOS	L (m)
1-2	0.10
2-3	0.90
4-5	0.40
6-7	0.60
8-9	0.30
9-10	1.30

Fuente: Propia

4.1.8 DIMENSIONAMIENTO DE LA PLACA ORIFICIO

Es un dispositivo primario que disminuye la presión y permite medir el caudal de un determinado fluido, debido a su bajo costo es muy utilizada a pesar de su bajo nivel de precisión. Para determinar la geometría y modo de empleo se utiliza la norma ISO 5167-2.

Para el diseño e instalación de la placa orificio no debe existir pandeo, ni deformación alguna en esta, por lo tanto la geometría de la placa orificio es del tipo plana. La figura 4.1 es un esquema de la placa orificio. Para el dimensionamiento de la placa orificio se recurre a los apartados de la norma ISO 5167, es así que la relación entre los diámetros es igual a la proporción existente del diámetro interior de la tubería y el orificio de la placa. El valor de esta se encuentra entre $0.10 \leq \beta \leq 0.75$; con $d \geq 12.5$ (mm); se le asume arbitrariamente. Si $\beta = 0.440$, entonces el diámetro de la placa orificio es igual:

$$\beta = \frac{d}{D}$$

Dónde:

D: Diámetro interior de la tubería (m)

d: Diámetro del orificio de la placa (m)

De esta manera para un diámetro interior de 0.063 (m), y un $\beta = 0.440$ se obtiene el valor de 27.7 (mm) de diámetro de la placa orificio.

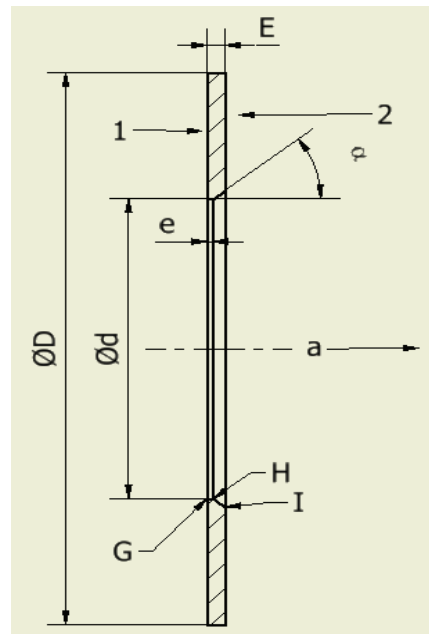


Figura 4-4 Representación de la placa orificio

Fuente: Propia

Otro factor importante es determinar el coeficiente de descarga para lo cual se utiliza la ecuación de Reader-Harris/Gallagher o por medio de las tablas de la norma ISO 5167; este valor es adimensional.

$$\begin{aligned}
 C = & 0.5961 + 0.0261\beta^2 - 0.216\beta^8 + 0.000521 \left(\frac{10^6 \beta}{Re_D} \right)^{0.7} \\
 & + (0.018 + 0.0063A)\beta^{3.5} \left(\frac{10^6}{Re_D} \right)^{0.3} \\
 & + (0.043 + 0.080e^{-10L_1} - 0.123e^{-7L_1})(1 - 0.11A) \frac{\beta^4}{1 - \beta^4}
 \end{aligned}$$

Interpolando valores dados en las tablas del Anexo A, de la norma se obtiene el valor del coeficiente de descarga $C = 0.6074$.

La placa orificio tiene la funcionalidad de reducir la presión del fluido y elevar la velocidad de este; dicho cambio de propiedades se produce por la reducción del diámetro de la tubería.

Para determinar estos cambios se utiliza la ecuación de Bernoulli, la cual se basa en el principio de la conservación de la energía, así:

$$P + \frac{1}{2}\rho v^2 + \rho gh = \text{constante}$$

Dónde:

- P: Presión del fluido (Pa)
- ρ : Densidad del fluido (kg/m^3)
- v: Velocidad del fluido (m/s)
- g: Gravedad (m/s^2)
- h: Nivel del fluido (m)

Aplicándola al fluido cuando pasa por la placa orificio se obtiene:

$$P_1 + \frac{1}{2}\rho v_1^2 + \rho gh_1 = P_2 + \frac{1}{2}\rho v_2^2 + \rho gh_2$$

La ecuación de continuidad describe los fenómenos en los que intervienen fluidos en movimiento, para la aplicación de dicha ecuación se deben hacer ciertas consideraciones, que son: el fluido debe ser ideal es decir incompresible, su temperatura se mantiene constante al fluir, su presión y velocidad son independientes del tiempo, entre las principales.

La ecuación de continuidad se basa al igual que la de Bernoulli en el principio de la conservación de la energía, es decir considera que el caudal del fluido permanece constante en todo momento:

$$Q_1 = Q_2 = \text{constante}$$

Dónde:

- Q: Caudal del fluido (m^3/s)

Ya que el caudal de un fluido se expresa como el producto de la velocidad del fluido por la sección transversal en la que circula, dando como resultado:

$$Q = A * v$$

Dónde:

A: Sección transversal (m²)

v: Velocidad del fluido (m/s)

Aplicándola al fluido a la salida de la placa orificio se tiene:

$$A_1 * v_1 = A_2 * v_2$$

4.1.9 CAÍDAS DE PRESIÓN

Para el cálculo de la caída de presión se utiliza la Tabla 2-3 para determinar el coeficiente de rugosidad del acero galvanizado (ϵ_a) y con este establecer la aspereza relativa (ϵ_a/D).

Determinados estos aspectos se procede a calcular el factor de fricción que afectará al fluido al circular por la tubería. Utilizando la Ec. (2.23) se tiene:

$$\frac{\epsilon_a}{D} = \frac{0.15}{0.063} = 0.00238$$

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2.0 \log\left(\frac{0.00238}{3.7} + \frac{2.51}{38372.1 \sqrt{f}}\right)$$

Esta ecuación se resuelve mediante el método de prueba y error, siendo el resultado $f = 0.0278$ aproximadamente. Existe otro método para determinar el coeficiente de fricción, mediante el diagrama de Moody, ver Figura 2-9. Mediante la Ec. (2.23) para la sección del calentador eléctrico se tiene un gradiente de presión igual a:

$$\Delta P = 45.29 \text{ (Pa)}$$

Para calcular las caídas de presión en los tramos rectos, se utiliza la ecuación para pérdidas primarias Ec. (2.23), estos valores se tabulan en la Tabla 4-3:

Tabla 4-3 Caídas de presión en los diferentes tramos

TRAMOS	L (m)	ΔP (Pa)
1-2	0.10	3.48
2-3	0.90	31.36
4-5	0.40	13.94
6-7	0.60	20.90
8-9	0.30	10.45

Fuente: Propia

Por lo tanto las pérdidas primarias son iguales a 125.42 (Pa)

Las caídas de presión secundarias se dan en los codos y accesorios utilizando la Ec. (2.26) y la Tabla 4-2, se tiene que las pérdidas en los codos son de 5.49 (Pa)

Las pérdidas en la placa orificio según la norma ISO 5167-2 es una diferencia entre la presión estática medida en la pared lado aguas arriba, donde la presión de impacto es prácticamente insignificante y la medida de presión en el lado aguas abajo de la placa, donde la recuperación de presión estática se la puede considerar como completa. Para la determinar este valor se utiliza las siguientes relaciones:

$$K = \left(\frac{\sqrt{1 - \beta^4(1 - C^2)}}{C\beta^2} - 1 \right)^2$$

Dónde:

- β : Relación de diámetros
- K: Coeficiente de pérdida de presión
- C: Coeficiente de descarga

Por tanto:

$$K = 31.67$$

Utilizando la ecuación que relaciona el coeficiente de pérdida de presión, se obtiene la presión pérdida a través de la placa orificio:

$$K = \frac{\Delta w}{\frac{1}{2} \rho_1 V^2}$$

$$\Delta w = 2500.43 \text{ (Pa)}$$

Con estos valores se encuentra la caída de presión:

$$\frac{\Delta w}{\Delta P} = 1 - \beta^{1.9}$$

Dónde:

β : Relación de diámetros

Δw : Pérdida de presión

ΔP : Presión diferencial

$$\Delta P = 3165.76 \text{ (Pa)}$$

Las pérdidas totales en el sistema son iguales a la suma de las pérdidas primarias más las pérdidas secundarias, $\Delta P_T = 3296.67 \text{ (Pa)}$ ó 0.48 (Psi)

Con las caídas de presión tanto primarias como secundarias se obtiene la potencia mínima de bombeo para el equipo de convección forzada utilizando la ecuación Ec. (2.28) es igual a:

$$W_{bomba} = 121.98 \text{ (W)}$$

Con lo cual se comprueba que el ventilador de 2.5" es el ideal para el equipo ya que trabaja un una potencia máxima de 260 (W).

4.1.10 PÉRDIDAS DE CALOR EN LA TUBERÍA

Las pérdidas por convección y radiación son importantes para realizar un balance de energía en estado estable, ya que el calentador eléctrico pierde energía en forma de calor al exterior, se utiliza la Ec. (2.8) para determinar esta pérdida, además que el coeficiente h_a es un coeficiente por convección y radiación que se obtiene mediante el método de prueba y error y con la ayuda de la Figura 2-2 la cual está a 21.11 (°C) que es la temperatura aproximada del medio ambiente con los parámetros establecidos para el diseño, es decir:

Temperatura media logarítmica de 174.23

Diámetro del material aislante 123 (mm)

Conductividad térmica del material aislante de 0.077

La pérdida de calor en la tubería es igual a:

$$q_{pérdido} = 137.5 (W)$$

Ya que el calentador eléctrico está recubierto por lana mineral y está a su vez por papel foil las propiedades se encuentran en los ANEXOS G e I respectivamente; se utiliza la Ec. (1.4) para determinar el calor que se pierde al ambiente:

$$q_{rad} = 16.84 (W)$$

Para determinar el calor total que sale del calentador eléctrico se hace un balance de energías obteniendo Ec.(3.4) el valor de:

$$q_{sale} = 275.62 (W)$$

4.1.11 TIEMPO DE ESTABILIZACIÓN

Para determinar el tiempo de estabilización se parte de un balance de energías aplicado al sistema es decir utilizando la Ec. (3.7) en la cual la energía almacenada varía en función de factores tales como capacitancia térmica, volumen y el calor específico de cada elemento que compone el calentador

eléctrico para de esta manera determinar el comportamiento de la temperatura del fluido en función del tiempo.

El volumen del tubo que compone el calentador eléctrico es igual a:

$$V_t = \frac{\pi}{4} * L * (D_e^2 - D_i^2)$$

Por tanto el volumen del tubo es igual a:

$$V_t = 0.0010 \text{ m}^3$$

La capacitancia térmica del material es por tanto:

$$\rho_t * V_t * Cp_t = 3.637 \left(\frac{kJ}{K} \right)$$

Con los elementos que conforman la resistencia tipo tubular la energía almacenada es:

$$3651.18 \left(\frac{J}{kg} \right) \frac{\partial T_f}{\partial t}$$

Para la resolución de la Ec. (3.6) se recurre al software wólfram 9.0

$$P_e - \frac{\pi D_i^2}{4} h_o (T_t - T_f) = (\rho V C_p)_{equivalente} \frac{\partial T_f}{\partial t}$$

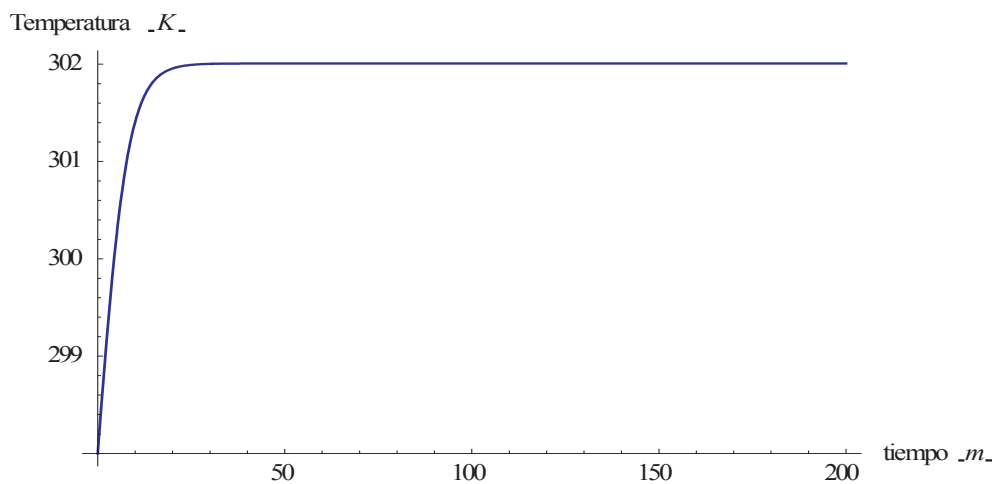


Figura 4-5 Tiempo de Estabilización

En la figura 4.5 se observa que para la potencia señalada el tiempo de estabilización es de aproximadamente 20 minutos a partir del accionamiento del elemento calefactor, que está dentro del tiempo para desarrollar la práctica del coeficiente de película en diferentes posiciones de un tubo.

4.1.12 ELEMENTOS DEL CONTROL DE TEMPERATURA

El sistema de control automático que se utiliza para el control de temperatura del equipo de convección interna forzada se compone de los siguientes elementos:

4.1.12.1 Arduino Uno

El Arduino Uno es el último de una serie de placas Arduino USB y el modelo de referencia para la plataforma Arduino. Ver Figura 4-6. Es una placa electrónica basada en el microprocesador ATMEGA 328, esta placa cuenta con 14 pines digitales de entrada/salida, 6 entradas analógicas y un resonador cerámico de 16 MHz, además de una conexión USB, un conector de alimentación y un botón de reinicio; lo cual permite conectarse a un ordenador, siendo esta la característica principal de este dispositivo.

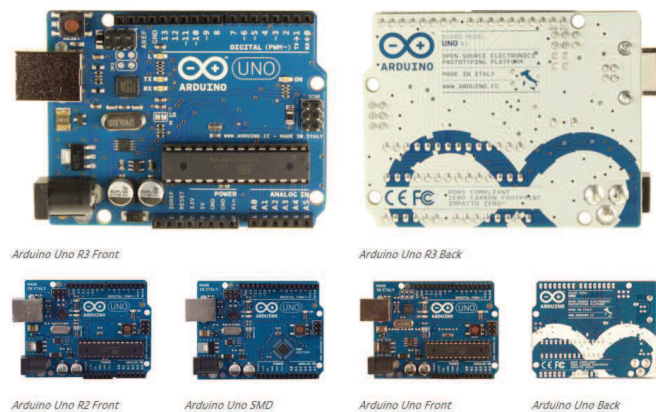


Figura 4-6 ARDUINO UNO (<http://arduino.cc/en/Main/ArduinoBoardUno#UxFTcfl5PSI>)

El Arduino Uno puede ser alimentado a través de la conexión USB o con una fuente de alimentación externa. La tarjeta puede funcionar con un suministro externo de 6 a 20 voltios; siendo el rango recomendado de 7 a 12 voltios.

Aunque la mayoría de los ordenadores proporcionan su propia protección interna, el Arduino posee un fusible que proporciona una capa adicional de protección. (Ver ANEXO J)

Por las características antes mencionadas y por su costo realmente bajo en comparación al de un PLC (Controlador Lógico Programable) se seleccionó este dispositivo electrónico.

4.1.12.2 AD595

Debido a que la termocupla seleccionada es del tipo K, por sus características de trabajo, el amplificador de voltaje de los existentes en el mercado que se acopla de mejor manera a este tipo de termocupla, es el AD595. (Ver ANEXO K)

Este dispositivo electrónico, es un amplificador de voltaje utilizado en instrumentación, combina su punto de referencia con un amplificador pre-calibrado para producir un voltaje proporcional a la temperatura de la termocupla de $10\text{mV}/^\circ\text{C}$. (Ver Figura 4-6). Estabiliza el voltaje de la termocupla y envía ese voltaje al ARDUINO, incluye una alarma de falla, que indica si uno o ambos cables de las termocuplas se abren.

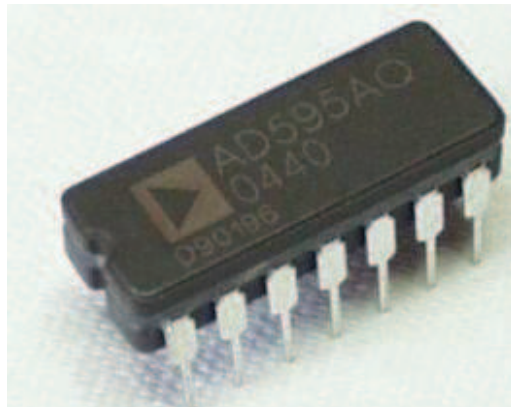


Figura 4-7 AD595 (<http://www.reballing.es>)

En operación normal, la salida del amplificador principal es conectada a la red de retroalimentación, Las señales de las termocuplas están aplicadas a la etapa de entrada del AD595.

La salida del amplificador principal es retroalimentado a una segunda etapa diferencial en la conexión invertida del amplificador. La señal de retroalimentación es amplificada por esta etapa y es también aplicada a la entrada del amplificador principal a través de un circuito de suma.

Esta inversión hace que el amplificador cause la retroalimentación para reducir la señal de diferencia a un pequeño valor. El valor de la temperatura que obtiene el AD595 es proporcional a $10 \text{ mV}/^{\circ}\text{C}$, para una termocupla tipo K.

4.1.12.3 Fuente de poder

La selección de la fuente es prevista bajo ciertos parámetros que tienen relación con el voltaje de trabajo, su tamaño, disponibilidad en el mercado y su costo moderado.

Esta fuente de poder funciona como un transformador eléctrico, cuya entrada puede ser de 110 o 220 voltios, con una salida de 24 V. (Ver Figura 4-7). Esta sencilla fuente de poder sirve para alimentar el relé, cuya intensidad no exceda los a 10A. (Ver ANEXO L)



Figura 4-8 Fuente de Poder (<http://spanish.alibaba.com/product-gs-img/mdr-40-carril-din-interruptor-110v-dc-fuente-de-alimentaci-n-1362891495.html>)

El montaje de esta fuente de alimentación es muy sencillo, únicamente hay que tener precaución de no equivocarse con la colocación de los componentes, especialmente con la polaridad del condensador.

4.1.12.4 Relé

Es un dispositivo electromecánico que actúa como un interruptor controlado por voltaje. (Ver Figura 4-8). Su funcionamiento consiste en cerrar o unir sus contactos común (COM) y normalmente abierta (NO) cada vez que se energiza o se le da el voltaje adecuado en los pines de su bobina. (Ver ANEXO M)



Figura 4-9 Relé enchufable

(<http://www.ebay.es/itm/OMRON-MK2P-I-DC-24V-Relay-8-Pin-10A-RELE-ENCHUFABLE-/290998819682>)

Cuando no se aplica voltaje en ella, el contacto común se une normalmente al cerrado (NC). Los contactos mecánicos del relé no son independientes de la bobina, por lo tanto, este componente se puede utilizar para manejar señales o cargas de alta potencia, las cuales pueden ser controladas desde circuitos de baja potencia.

4.1.12.5 Contactador

El contactador es un dispositivo electro-mecánico con la funcionalidad de interrumpir el paso de corriente eléctrica por el sistema según se requiera, esto se consigue mediante la operación de un electroimán. Este electroimán tiene la función de transformar la energía eléctrica en magnetismo, con lo cual la respuesta de este dispositivo es inmediata; el contactador solo funciona en dos estados: estable (permite el paso de corriente eléctrica al sistema) y de reposo (cuando la corriente eléctrica no circula por el sistema), este funcionamiento es conocido como “todo o nada”. (Ver Figura 4-9)



Figura 4-10 Contactor (<http://www-app.etsit.upm.es/departamentos/teat/asignaturas/lab-ingenel/practica3.htm>, 2004)

La principal ventaja del contactor es que es un dispositivo robusto y fiable ya que no posee elementos delicados o frágiles, razón por la cual le permite operar continua o intermitentemente. (Ver ANEXO N)

4.1.12.6 Software LabView

LabView es un programa interactivo de uso general. Es un instrumento computacional simple, versátil y de gran poder para aplicaciones numéricas, simbólicas y gráficas; contiene una gran cantidad de funciones pre-definidas para aplicaciones de ciencias e ingeniería. La interacción se realiza mediante instrucciones (denominadas comandos), y también mediante funciones y programas en un lenguaje estructurado. La asignación de memoria a cada variable la realiza el software en forma dinámica y eficiente, por lo que no son necesarias las declaraciones de variables antes de su uso. El software LabView fue seleccionado debido a la facilidad de operar en conjunto con el dispositivo Arduino Uno, además de la familiaridad que se tiene con el mismo. De esta forma, programando el Arduino Uno mediante el software LabView pueden ser obtenidos los valores de temperatura representados gráficamente por el programa. Para una adecuada manipulación del equipo se crea un MANUAL DE USUARIO, en el que se detallada los pasos a seguir para la ejecución del software que controla la temperatura superficial del tubo, y la forma en la que se adquieren, y manejan los datos proporcionados por las diferentes termocuplas. Este manual se detalla a continuación:

4.1.13 MANUAL DE USUARIO



DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN EQUIPO DIDÁCTICO DE CONVECCIÓN FORZADA CON SISTEMA DE CONTROL CENTRALIZADO PARA EL LABORATORIO DE TRANSFERENCIA DE CALOR

MANUAL DE USUARIO



Laboratorio de
Transferencia de Calor

MANUAL DE USUARIO

Software para el control
de temperatura

INTRODUCCIÓN

Este manual de usuario está destinado a estudiantes de la Facultad de Ingeniería Mecánica de la Escuela Politécnica Nacional, quienes realizan la práctica en el Laboratorio de Transferencia de calor en relación al estudio de convección forzada.

El presente documento tiene como finalidad guiar al estudiante para emplear de forma adecuada el software del proyecto de titulación: DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN EQUIPO DIDÁCTICO DE CONVECCIÓN FORZADA.

INDICE

GUÍA PARA EL CONTROL DE TEMPERATURAS	76
1. LabView 2012.....	76
2. Control de Temperatura	76
3. Interface	77
4. Puerto USB	77
5. Ejecución del Programa	78
6. Rangos de Trabajo.....	78
7. Accionamiento.....	79
8. Registro de Termocuplas	80
9. Toma de Datos.....	80
10. Intervalos de Tiempo.....	81
11. Diagrama T vs t.....	81
12. Almacenamiento de datos.....	82
13. Ubicación del archivo	82
14. Importación a Microsoft Excel.....	83

GUÍA PARA EL CONTROL DE TEMPERATURAS

1. LabView 2012

Ejecutar el software LabView. (Ver Figura 1)



Figura 1: Software LabView

2. Control de Temperatura

Con el puntero nos dirigimos a OPEN EXISTING, para seleccionar el archivo: CONTROL DE EMPERATURA.vi. (Ver Figura 2)

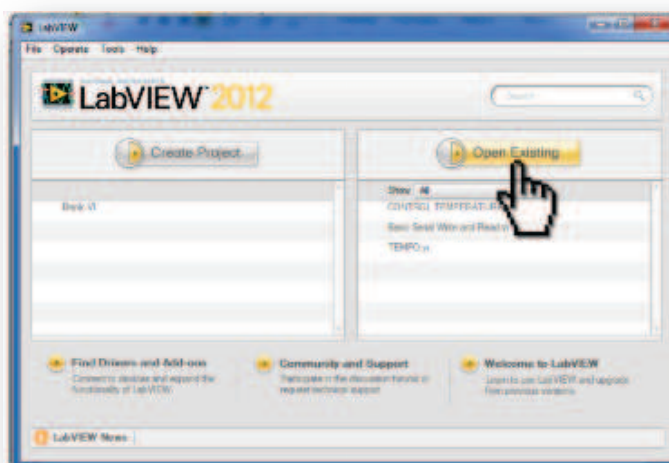


Figura 2: Búsqueda del programa a ejecutar

3. Interface

Esta es la interface que se despliega y con la cual se procede a definir las variables para realizar el estudio de la convección forzada. (Ver Figura 3)

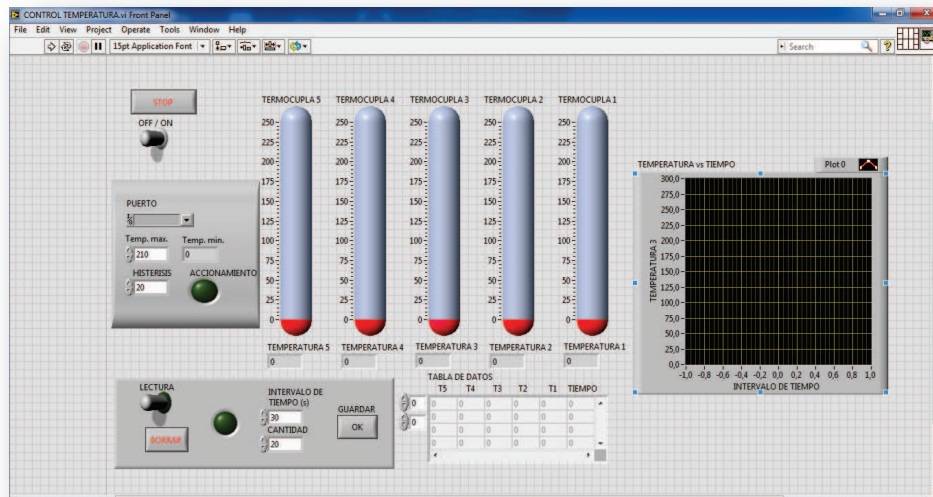


Figura 3: Panel virtual del programa de control de temperatura.

4. Puerto USB

Se selecciona el puerto al cual ha sido conectado el cable USB que enlaza el ordenador con el dispositivo electrónico ARDUINO UNO. (Ver Figura 4)



Figura 4: Selección del puerto USB.

5. Ejecución del Programa

En la Barra de herramientas, con el puntero damos clic en el icono RUN para ejecutar el programa. Automáticamente al ejecutar las termocuplas inician con la toma de temperaturas, las cuales se muestran en los termómetros virtuales. (Ver Figura 5)

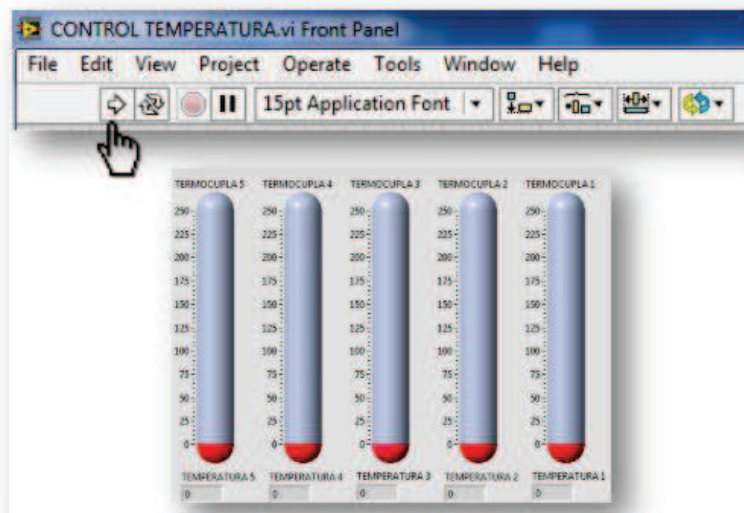


Figura 5: Ejecución del programa.

6. Rangos de Trabajo

A continuación se coloca la temperatura máxima de operación y la histéresis. (Ver Figura 6)



Figura 6: Selección de rangos de trabajo.

7. Accionamiento

Activamos el interruptor OFF/ON y este a su vez activara la resistencia que es la encargada de calentar la tubería. (Ver Figura 7)



Figura 7: Accionamiento de las resistencias.

La manera de verificar este proceso es mediante la iluminación o cambio de color que se produce en el botón del ACCIONAMIENTO. (Ver Figura 8)

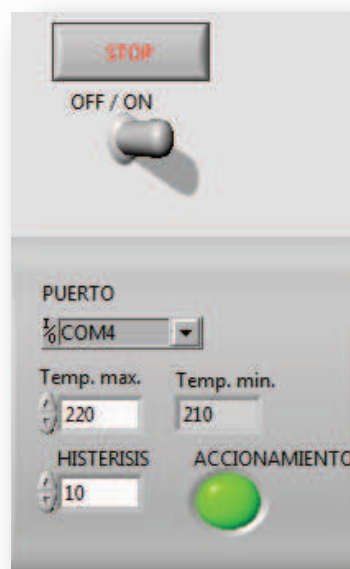


Figura 8: Programa en ejecución.

8. Registro de Termocuplas

Conforme la resistencia empieza a calentar la tubería, cada termocupla registra este cambio de temperatura como se muestra en la Figura 9.

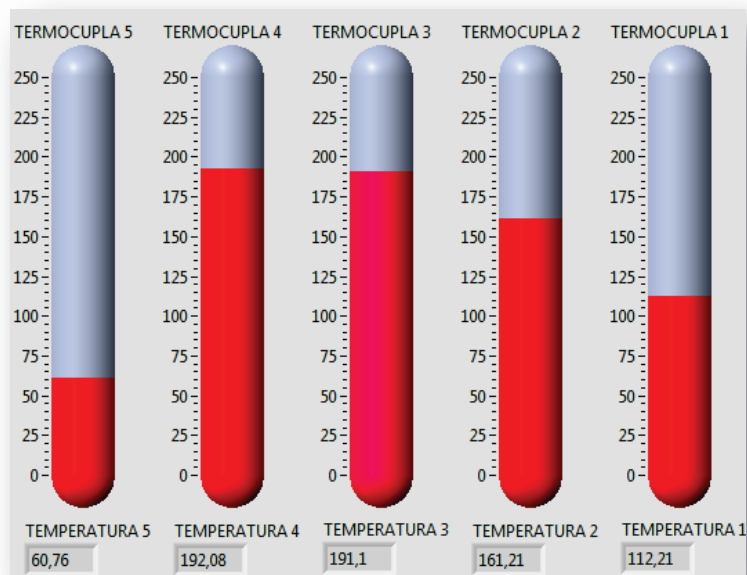


Figura 9: Termómetros virtuales en ejecución.

9. Toma de Datos

Esta sección corresponde a la toma de datos, se activa con el ícono de lectura y se permite configurar el intervalo de tiempo en el cual se procede a tomar los datos. (Ver Figura 10)

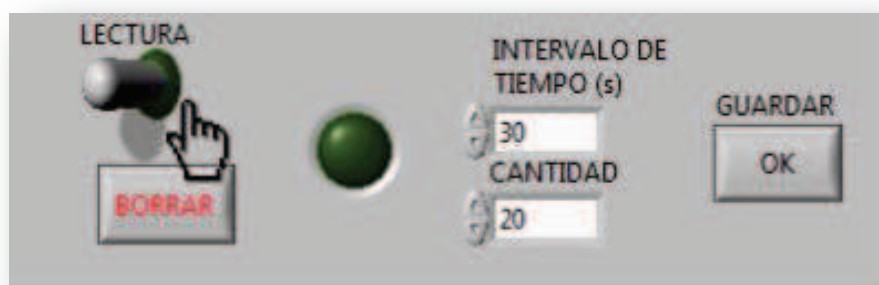


Figura 10: Sección de tomas de datos.

10. Intervalos de Tiempo

Seleccionado el intervalo de tiempo y accionado el botón **LECTURA**, empieza el registro de datos. Estos se muestran en la **TABLA DE DATOS**. (Ver Figura 11)

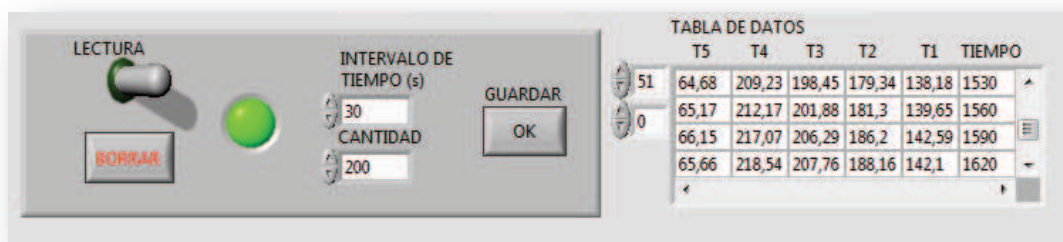


Figura 11: Tomas de datos.

11. Diagrama T vs t

El diagrama TEMPERATURA vs TIEMPO muestra los valores tomados por la termocupla tres, en el intervalo de tiempo seleccionado. (Ver Figura 12)

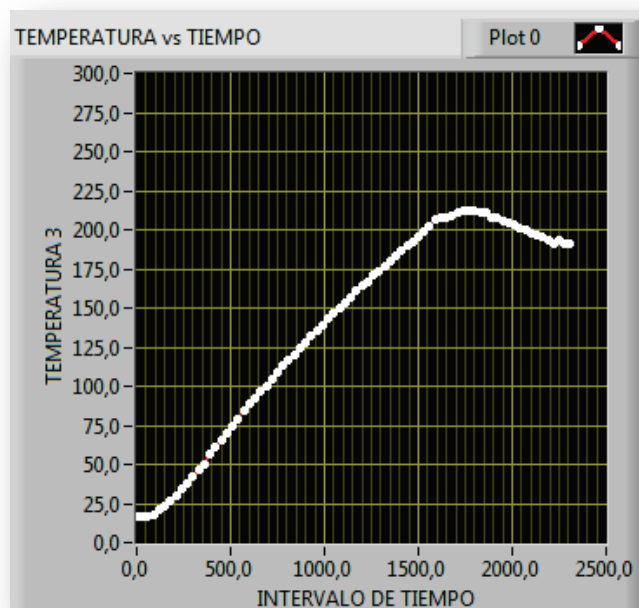


Figura 12: Gráfica T vs. t.

12. Almacenamiento de datos

Finalizada la toma de datos, se designa la cantidad requerida de registros y se archivan dando clic en el botón **OK**. (Ver Figura 13)



Figura 13: Almacenamiento de datos.

13. Ubicación del archivo

Se procede a seleccionar la ubicación del archivo para ser guardado. (Ver Figura 14)

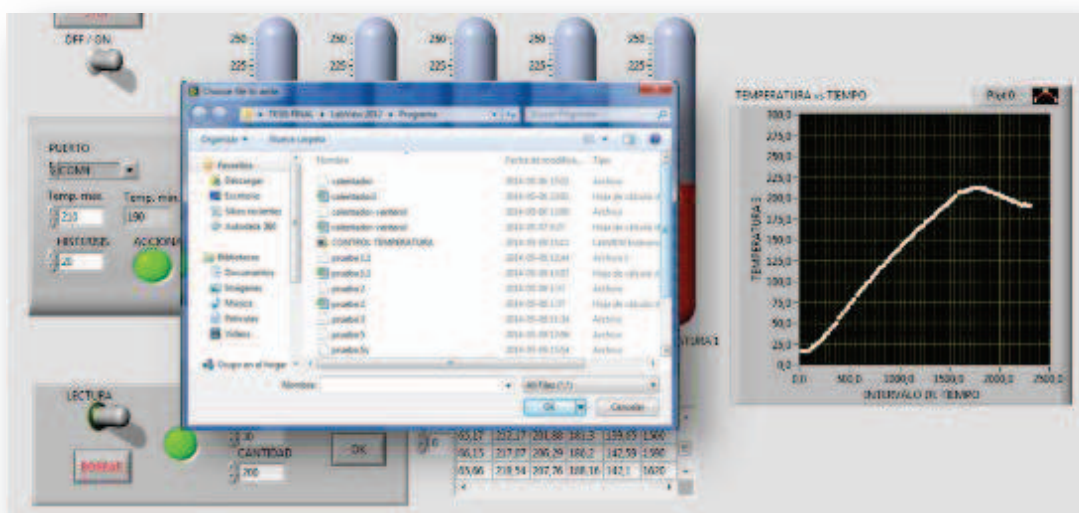


Figura 14: Generar archivo de datos.

14. Importación a Microsoft Excel.

Finalmente este documento se importa a la Hoja de Cálculo Microsoft Excel para realizar los análisis respectivos. (Ver Figura 15)



Figura 15: Microsoft Excel.

Para importar se ubica en la sección **DATOS**, en la barra de herramientas se da clic en el ícono **DESDE TEXTOS**. (Ver Figura 16)

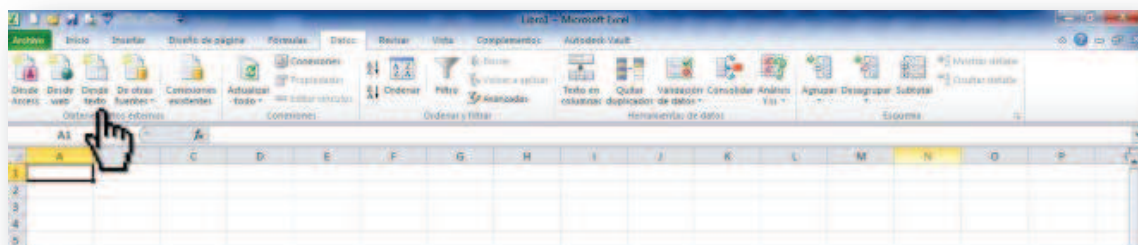


Figura 16: Importación de datos.

Se despliega una ventana para ubicar el archivo a ser importado. Nótese que es necesario cambiar el tipo de archivo a ser importado por la opción: **TODOS LOS ARCHIVOS**. (Ver Figura 17)

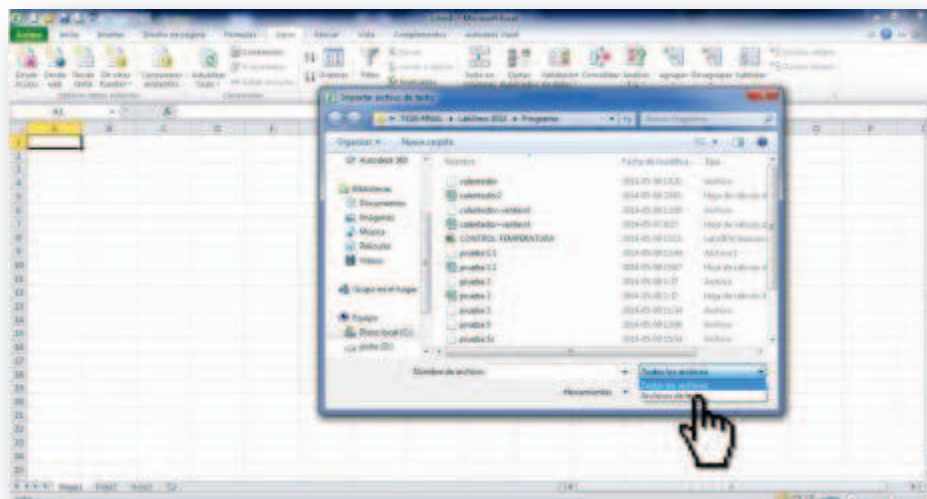


Figura 17: Selección del tipo de archivo.

Ubicado e importado el archivo aparece la ventana: **ASISTENTE PARA IMPORTAR TEXTO** y se da clic en finalizar. (Ver Figura 18)

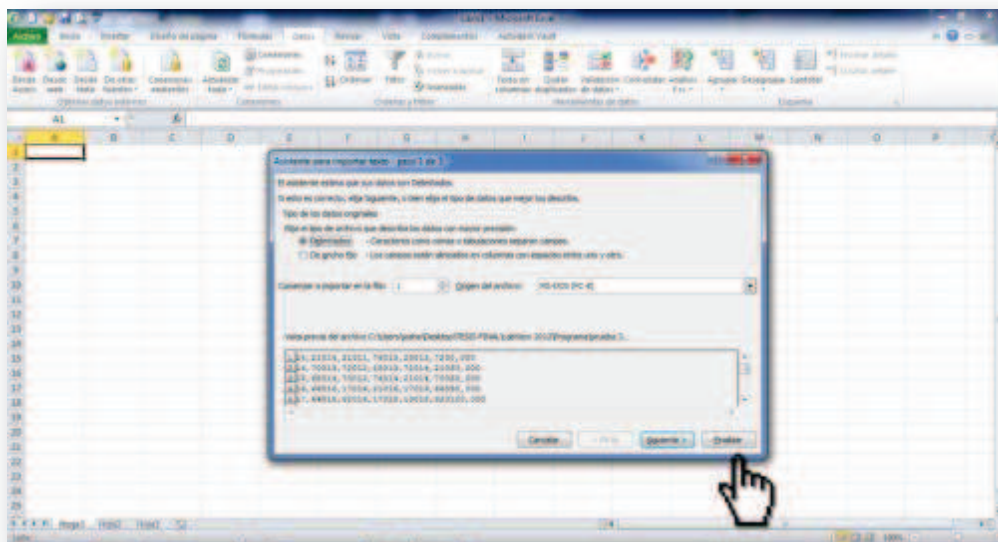


Figura 18: Proceso final de importación de datos.

El siguiente paso es designar la celda, en la que se situará el primer valor de la tabla importada y se da clic en **ACEPTAR**. (Ver Figura 19)

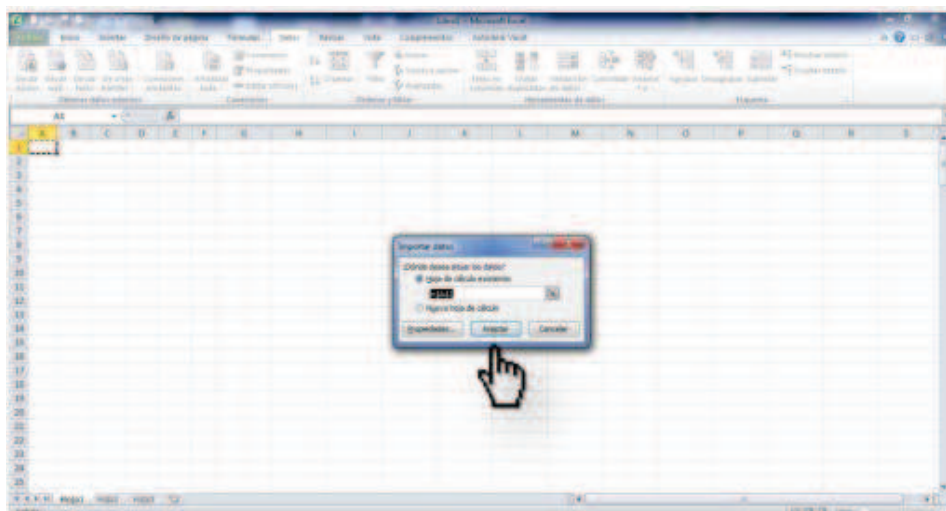


Figura 19: Ubicación de los datos a importar.

Finalmente la tabla es importada en el mismo orden que se mostraba en el software de CONTROL DE TEMPERATURA (T5, T4,... TIEMPO). (Ver Figura 20)

	B	C	D	E	F
1	716,58	218,8	218,8	218,8	0
2	70,46	218,58	215,11	184,28	123,81
3	30,58	218,58	213,8	191,4	123,81
4	70,07	218,58	213,8	193,39	123,81
5	73,05	218,58	215,8	196,59	123,81
6	72,05	218,58	215,12	193,08	123,81
7	32,88	218,09	215,8	192,08	123,81
8	58,97	218,09	215,11	191,1	123,81
9	58,97	218,09	215,11	191,4	123,81
10	73,75	218,09	215,11	190,81	123,81
11	76,48	218,09	215,11	190,81	123,81
12	76,93	218,09	214,62	190,12	123,81
13	76,93	218,09	213,8	190,12	123,81
14	76,93	218,09	215,11	190,81	123,81
15	77,91	215,8	215,81	188,58	123,81
16	77,91	218,09	215,11	190,81	123,81
17	77,91	214,09	215,11	189,08	123,81
18	77,91	215,8	215,11	189,08	123,81
19	77,91	215,11	215,11	189,81	123,81
20	77,91	215,8	214,62	189,58	123,81
21	76,93	215,8	214,62	190,12	123,81
22	75,46	215,11	215,11	190,12	123,81
23	75,46	215,11	215,11	190,12	123,81
24	75,46	215,8	215,11	190,81	123,81
25	75,46	215,8	214,62	191,1	123,81
26	75,46	215,8	214,62	191,08	123,81
27	75,46	215,8	214,62	191,08	123,81

Figura 20: Datos importados.



Elaborado por:

José Larco Dávalos

Sebastián Sarmiento Gallo



4.2 CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE

La construcción se realiza en subconjuntos, como se detallan a continuación:

- Tubería
- Bridas
- Placa orificio
- Calentador eléctrico
- Sistema de control de temperatura
- Soporte del equipo (estructura metálica)
- Manómetros

4.2.1 TUBERÍA

Los tramos de tubería son seccionados según el diseño y los parámetros establecidos en el proceso. (Ver Figura 4-10).

Algunos extremos de la tubería posterior al corte son roscados o ranurados según las necesidades requeridas para facilitar el ensamble. Estos detalles se presentan en los planos 3101.001- 3101.010. (Ver ANEXO S)



Figura 4-11 Sección de tubería roscada y ranurada

Fuente: Propia

4.2.2 BRIDAS

Seccionada la tubería según el diseño, se procede a soldar las bridas en los tramos correspondientes como se observa en las Figuras 4-11 y 4-12.



Figura 4-12 Sección de tubería roscada y ranurada

Fuente: Propia



Figura 4-13 Sección de tubería soldada con brida

Fuente: Propia

4.2.3 PLACA ORIFICIO

De una plancha de acero inoxidable se maquina una circunferencia de diámetro similar al de las bridas, con un espesor de 2.8 mm. Posterior a este corte se realiza el alojamiento del centro de la placa con un diámetro y un chaflán como se muestra en el plano correspondiente, (ver plano de taller 3101.008).

Finalmente se realizan los 4 alojamientos de sujeción con mismo diámetro y posición que las bridas como se muestra en la Figura 4-13.



Figura 4-14 Placa orificio

Fuente: Propia

4.2.4 CALENTADOR ELÉCTRICO

En la construcción del calentador eléctrico intervienen las resistencias eléctricas, una de las secciones de tubería previamente maquinada, mezcla adherente, tuercas métricas, papel foil y de aluminio, cinta adhesiva de aluminio y la fibra aislante (fibra mineral de roca).

4.2.4.1 Sujeción de Termocuplas

Las termocuplas se fijan a la tubería en las posiciones indicadas en el plano de taller 3101.006, mediante tuercas previamente soldadas a la tubería como se observa en la Figura 4-14. Se realiza este procedimiento para facilitar el mantenimiento y reemplazo de las termocuplas en caso de fallar alguna de estas.



Figura 4-15 Tuercas soldadas para la sujeción de termocuplas

Fuente: Propia

4.2.4.2 Posicionamiento de las Resistencias Eléctricas

Las resistencias se enroscan al tubo, tomando en cuenta que las terminales estén alineadas. Puesto que entre las resistencias y la tubería no existe un contacto directo, es necesario cubrir con papel de aluminio y así evitar que la mezcla adherente se filtre. El posicionamiento se muestra en las Figuras 4-15, 4-16 y 4-17.



Figura 4-16 Resistencias Eléctricas

Fuente: Propia



Figura 4-17 Posicionamiento de Resistencias Eléctricas en tubería

Fuente: Propia



Figura 4-18 Recubrimiento con papel de aluminio

Fuente: Propia

4.2.4.3 Preparación de la mezcla adhesiva

Es necesario restringir la movilidad de los elementos que conforman el calentador eléctrico (resistencia eléctrica, tubería, y termocuplas).

Por tal motivo es necesario fijar las resistencias eléctricas a la tubería; para lo cual se prepara una mezcla de sílice, alúmina, ladrillo refractario molido y como aglutinante agua, yeso volcán y odontológico. Esta mezcla está basada en la experiencia tanto de mantenimiento, como de reparación de hornos del laboratorio de fundición, además de ser una mezcla adherente es refractaria.

Las proporciones de dicha mezcla (ver Tabla 4-4), así como las propiedades de los elementos se detallan a continuación:

Tabla 4-4 Proporción de la mezcla adhesiva

MATERIAL	CANTIDAD (kg)
Sílice	2.5
Ladrillo refractario	1.25
Alúmina	0.375
Yeso volcán	1.25
Yeso odontológico	0.625
Agua	2 litros

Fuente: Propia

- Las componentes de la sílice son silicio y oxígeno. Se presenta en varias formas, la más común es el cuarzo. Sus características principales son:

Tabla 4-5 Propiedades del silice (<http://elementos.org.es/silicio>)

CARACTERIÍSTICAS	
Fórmula	SiO ₂
Densidad	2330 kg/m ³
Punto de fusión	1687 K
Masa atómica	28.0855 u
Punto de ebullición	3173 K

- Los ladrillos refractarios guardan de mejor manera la energía en forma de calor y trabajan en rangos de temperatura superiores a los 1650 °C. La cantidad del ladrillo refractario es pulverizada con un mortero, posteriormente es llevado a un molino para pulverizar los fragmentos obtenidos hasta obtener un grano más fino.
(<https://law.resource.org/pub/ec/ibr/ec.nte.0635.1981.pdf>)
- Las arcillas están compuestas principalmente por alúmina u óxido de aluminio (Al₂O₃), posee una gran resistencia de trabajo a altas temperatura; el punto de fusión de la alúmina es 2072 °C (2345,15 K) y su densidad es de 3.9 gr/cm³. (<http://ceramica.wikia.com/wiki/Al%C3%BAmina>, 2013)

- Yeso volcán, sus principales propiedades son: fraguado lento y controlable; alta adherencia y un buen acabado superficial.
(<http://www.volcan.cl/hogar/producto.php?Producto=53>)
- Yeso odontológico, el tiempo de fraguado es de 5 a 10 min. Sus propiedades principales se detallan en la Tabla 4-6:

Tabla 4-6 Propiedades principales del yeso odontológico

<http://www.ing.unlp.edu.ar/cys/DI/termocuplas.pdf>

Consistencia Tipo		25-30 mL/100 gr de polvo
Tiempo de Trabajo		3-5 minutos
Tiempo "Vicat"		5-10 minutos
Resistencia a la Compresión	WET (1 hr)	425 kg/cm ²
	DRY (48 hrs)	850 kg/cm ²
Expansión de Fraguado		0.03% lineal
Tamaño de Partícula		62 micras

La preparación de la mezcla adherente consiste en disponer todos los elementos en polvo, en las proporciones citadas anteriormente en un recipiente grande y batirlos hasta obtener una mezcla homogénea.

Una vez preparada la mezcla se corta transversalmente un PVC de 4 pulgadas de diámetro, para ayudar en la colocación de la mezcla. La preparación de esta es sencilla, solo se colocan los materiales en un recipiente hondo y se vierte el agua; se mezclan bien los elementos hasta obtener una pasta uniforme y se vierte en el molde de PVC.

Nótese que se tiene unos 3 minutos para verter la mezcla final alrededor de la tubería antes de que esta se solidifique. Antes de colar la mezcla las termocuplas son acopladas a la tubería y cubiertas por pequeños tubos, para evitar el contacto con la mezcla adhesiva. Este proceso se muestra en las Figuras 4-18, 4-19 y 4-20.



Figura 4-19 Colocación del molde de PVC

Fuente: Propia

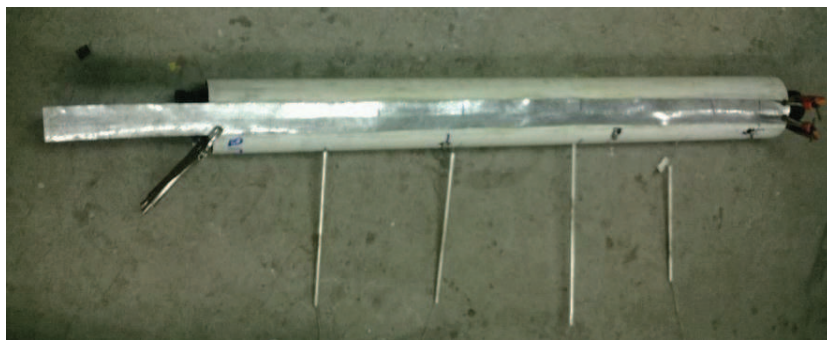


Figura 4-20 Molde de PVC y recubrimiento de termocuplas

Fuente: Propia



Figura 4-21 Colado de mezcla adherente

Fuente: Propia

Solidificada la mezcla, se lleva la tubería a la mufla durante 48 horas a una temperatura de 100°C, para que el agua contenida se evapore de esta.

4.2.4.4 Conexiones de las resistencias

Las resistencias son conectadas en paralelo, con el fin de conseguir la potencia requerida para el funcionamiento correcto del equipo. Las conexiones se realizan con cable de cobre número 8 debido a que este resiste el amperaje utilizado. Sobre el cable se coloca una capa de silicón rojo, el cual resiste altas temperaturas (343°C), con el fin de proporcionar mayor resistencia y de esta manera evitar que el recubrimiento de los cables se deformen.

4.2.4.5 Capa aislante

La fibra mineral de roca es colocada sobre el calentador, debido a que la lana mineral no cubre los extremos del calentador se utilizan dos moldes circulares de perlita expandida para brindar mayor seguridad. (Ver ANEXO T)

El papel foil se coloca sobre estos elementos con ayuda de la cinta adhesiva de aluminio completando así el aislamiento térmico y mejorando la estética del calentador eléctrico. Ver Figuras 4-21 y 4-22.



Figura 4-22 Colocación de fibra mineral de roca

Fuente: Propia



Figura 4-23 Fibra mineral de roca, perlita expandida y papel foil

Fuente: Propia

4.2.5 SISTEMA DE CONTROL DE TEMPERATURA

Para la implementación del sistema de control de temperatura, se parte con la programación del ARDUINO UNO, el cual es un dispositivo de adquisición de los valores de temperatura que registran las termocuplas y poder realizar los gráficos necesarios con dichos datos. Esta programación se la realiza con la ayuda del software LabView, el cual facilita las simulaciones para la calibración del equipo. (Ver ANEXO P) Una vez que el programa cumple con las condiciones se procede a instalarlo.

Para conectar el ARDUINO UNO con las termocuplas, se construye previamente dos PCB (circuito impreso o tarjeta de circuito impreso), uno para los amplificadores de voltaje, AD595 y otro para el relé. En el PCB se sueldan varios pines, resistencias, capacitores y los amplificadores AD595 según se requiere. Estas tarjetas requieren de una fuente de 5 voltios para su funcionamiento, para lo cual se adapta un cargador de celular con el fin de cubrir de esta necesidad.

La fuente de poder de 24V es la encargada de suministrar la energía necesaria de operación que requiere el relé. El cable de poder que alimenta a las resistencias pasa por el contactor, con el propósito de controlar el suministro de corriente y por ende la temperatura del sistema.

A su vez el relé está conectado al contactor para brindar una protección adicional a este y al sistema de control de temperatura. El relé se conecta también a su PCB respectivo y este a su vez a la tarjeta de adquisición de datos.

Todo el sistema de control de temperatura, al igual que la estructura se encuentran aislados a tierra por motivos de resonancia, garantizando así que los valores a tomar no oscilen.

Para ensamblar el control automático, todos los componentes son colocados sobre una plancha de madera y sujetos a esta. Fijados los elementos se procede a conectar los diferentes componentes, según se indica en la Figura 4-23. La plancha de madera está contenida en una caja telefónica metálica.

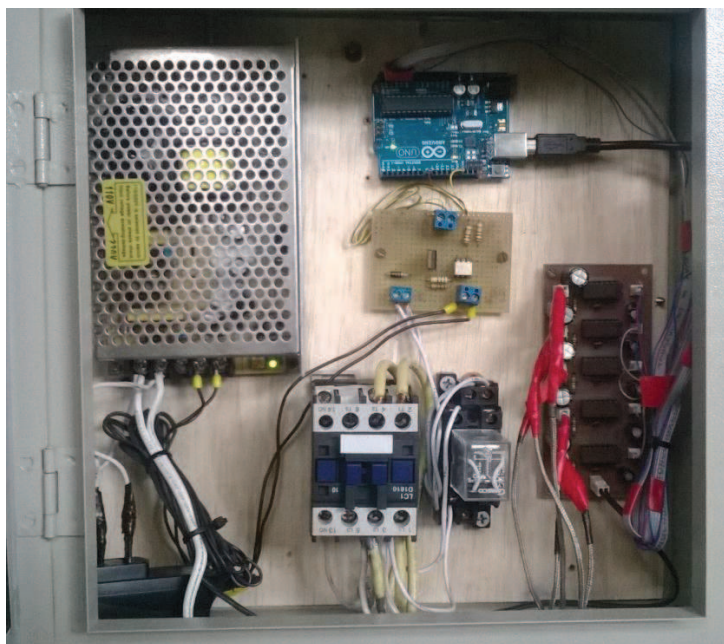


Figura 4-24 Control de temperatura

Fuente: Propia

4.2.6 SOPORTE DEL EQUIPO

Para el montaje del equipo se fabrica una estructura metálica en base al diseño, disposición y requerimientos de este; además debe resistir su peso, facilitar su traslado, evitar que el equipo en funcionamiento se desplace, soportar sus

componentes a una altura adecuada; es por tales motivos que se utiliza un perfil angula en L de 1 ½" x 1 ½" x 1/8". (Ver ANEXO O)

4.2.6.1 Secciones del soporte

Idealizada la estructura se procede a cortar las secciones requeridas y se maquinan los extremos de estas para facilitar el ensamblaje.

4.2.6.2 Montaje del soporte

Las secciones antes maquinadas se sueldan con electrodos E60-11. Soldada la estructura se procede a limpiar y devastar los cordones con la ayuda de una amoladora. Ver Figura 4-24.



Figura 4-25 Montaje de la estructura metálica

Fuente: Propia

4.2.6.3 Protección del soporte

La fase final de construcción corresponde a la limpieza superficial de la estructura, para retirar de esta el óxido o cualquier impureza y poder cubrirla con una capa de pintura ploma antioxidante, dando como resultado una protección superficial y un acabado elegante como se observa en la Figura 4-25.



Figura 4-26 Estructura metálica

Fuente: Propia

4.2.7 MANÓMETROS

Considerando los factores de selección para la toma de presión, los manómetros a utilizarse son construidos con una manguera para sueros, transparente con el fin de facilitar la observación del fluido sensor y por su diámetro pequeño, ya que las presiones a analizar son muy bajas. El fluido sensor que se selecciona es agua, ya que el fluido de trabajo es aire y estos operan en armonía y no existen efectos secundarios; adicionalmente al fluido sensor se coloca diferentes colorantes para una mejor apreciación del cambio de presión.

Las mangueras con su respectivo fluido, se colocan sobre una madera MDF en forma de U y sujetas a esta con grapas a una distancia equidistante del centro del MDF. En el centro de la madera se instala una regla metálica para facilitar la lectura de los niveles del fluido sensor, como se observa en la Figura 4-26.

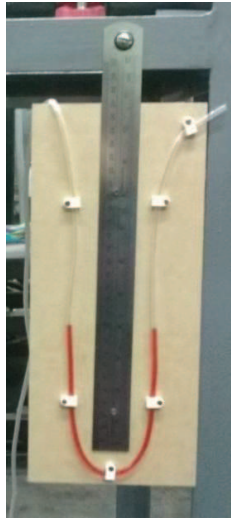


Figura 4-27 Manómetros

Fuente: Propia

Para realizar las tomas de presión antes y después de la placa orificio como recomienda la norma, es necesario perforar dos agujeros en los tramos de tubería 2 y 3 a la distancia recomendada por la norma ISO 5167. Sobre estos agujeros se suelda una tuerca para facilitar la colocación de los manómetros.

4.2.8 MONTAJE DEL EQUIPO

Terminados los subconjuntos de la construcción, se continúa con el montaje del equipo, como se detalla en la siguiente secuencia:

1. El venterol se introduce en el primer tramo de tubería. Ver Figura 4-27.



Figura 4-28 Ensamble venterol-tramo 1

Fuente: Propia

2. El primer y segundo tramo de tubería se acoplan mediante la junta flexible, la cual se observa en la Figura 4-28 y sus propiedades y dimensiones se detallan en el ANEXO E.



Figura 4-29 Junta flexible

Fuente: Propia

3. Los tramos 3, 4 y 5 se enroscan a los codos (Ver ANEXO D), colocando sobre la rosca teflón, con el fin de incrementar el apriete y así evitar pérdidas del flujo de trabajo. Los tramos 3 y 5 están alineados. (Ver Figura 4-29)



Figura 4-30 Tramos roscados a sus respectivos codos

Fuente: Propia

- Las secciones ensambladas (detalladas en los puntos 2 y 3) se acoplan con las bridas y estas a su vez con pernos. La placa orificio se encuentra entre ellas. Sobre las caras de la placa orificio se coloca silicón para hermetizar la unión y evitar fugas del fluido de trabajo. (Ver Figura 4-30)



Figura 4-31 Bidas y placa orificio acopladas mediante pernos

Fuente: Propia

- El equipo ensamblado se coloca sobre la estructura metálica para facilitar el ensamble final con el calentador eléctrico. Esta unión se realiza con la ayuda de otra junta flexible, como se muestra en la Figura 4-31.



Figura 4-32 Unión de los tramos mediante junta flexible

Fuente: Propia

6. El equipo de control automático, contenido en la caja metálica es sujeto a la estructura metálica, para realizar las conexiones respectivas con el calentador eléctrico.
7. Los manómetros se colocan sobre la estructura metálica por medio de tornillos y tuercas como se observa en la Figura 4-32.

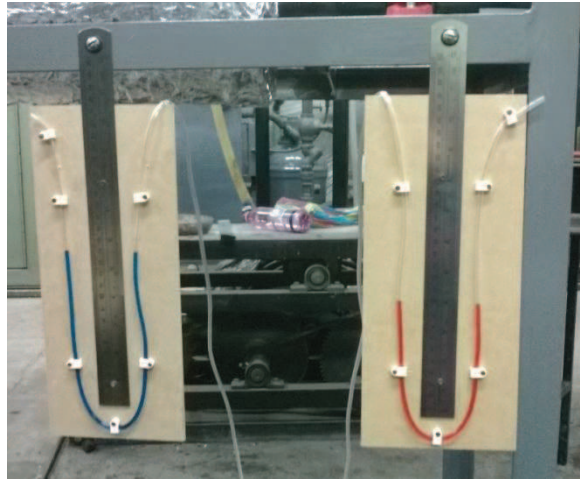


Figura 4-33 Colocación de manómetros sobre la estructura metálica

Fuente: Propia

8. Uno de los extremos de los manómetros se encuentra libre a presión ambiente y el otro es colocado dentro de las tuercas soldadas en los tramos de tubería 2 y 3 como se indica en la Figura 4-33 y puesta sobre esta masilla epóxica para evitar cualquier fuga del fluido de trabajo.

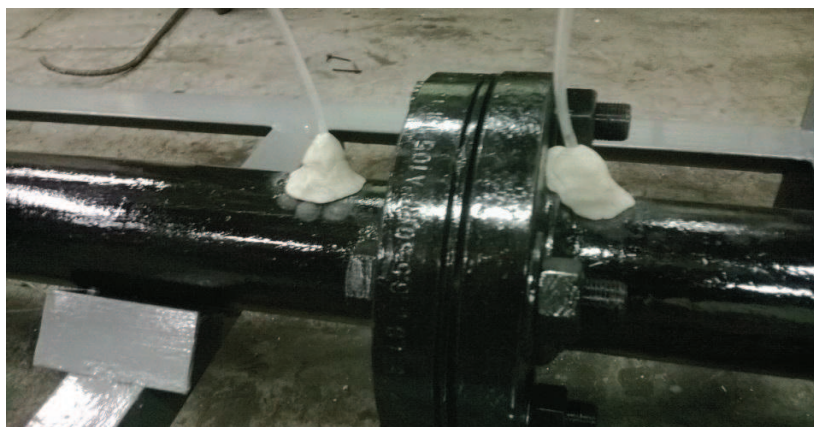


Figura 4-34 Recubrimiento de las tomas presión con masilla epóxica

Fuente: Propia

CAPITULO V

PRUEBAS Y ANÁLISIS DE RESULTADOS

5.1 PRUEBAS DEL EQUIPO

Los análisis experimentales en el equipo permiten comparar los valores de los diferentes parámetros asumidos para el diseño del equipo, con los valores reales que entrega el sistema. Las pruebas realizadas al equipo se dan en condiciones máximas de operación, tanto de la resistencia calefactora como en el venterol, puesto que estos dos elementos son los que suministran el calor y el caudal al sistema.

Obtenidos los diferentes valores de temperatura que entrega cada termocupla se precede a calcular el coeficiente de película local y se realizan las gráficas correspondientes, con lo cual se facilita el análisis comparativo de los datos teóricos con los experimentales.

5.1.1 PROCEDIMIENTO EXPERIMENTAL

Para comenzar se conecta el cable USB al ordenador correspondiente, para ejecutar el programa de toma de datos y control de temperatura. Enlazado el ordenador con el dispositivo electrónico Arduino Uno, se selecciona el puerto respectivo donde fue colocado el cable USB, en la interface del programa de control de temperatura que se muestra en la Figura 5-1; se verifica que la temperatura máxima sea de 220°C y que la histéresis sea de 10, comprobadas estas condiciones iniciales se corre el programa respectivo y se enciende a la par el venterol.

A continuación se debe encender el botón virtual ON/OFF ubicado en la parte superior izquierda del enlace para que la resistencia eléctrica empiece a elevar la temperatura superficial del tubo. Inmediatamente de accionado el botón virtual los termómetros virtuales ubicados en la parte central de la pantalla empiezan a subir

según se eleve la temperatura de la sección de tubería donde se encuentran ubicadas las termocuplas.

El diagrama Temperatura vs. Tiempo ubicado en la parte derecha de la pantalla muestra como varía la temperatura de la termocupla 3 en intervalos de 30 segundos. Esta gráfica empieza a desarrollarse una vez que el segundo botón virtual ON/OFF es accionado. Accionado este botón, toma inmediatamente el valor de temperatura de cada termocupla en ese instante y lo almacena en la tabla de datos ubicada en la parte central inferior de la pantalla. Posteriormente se almacenara el valor de temperatura de cada termocupla cada 30 segundos hasta que se accione otra vez el botón ON/OFF.

El intervalo de tiempo en el cual se genera la toma de datos puede variar según los requerimientos del operador. Bajo este casillero se encuentra la cantidad de datos que se desea almacenar en un documento y poder exportar estos datos a un software que facilite la generación de gráficas de distinta índole como la hoja de cálculo de MICROSOFT EXCEL.

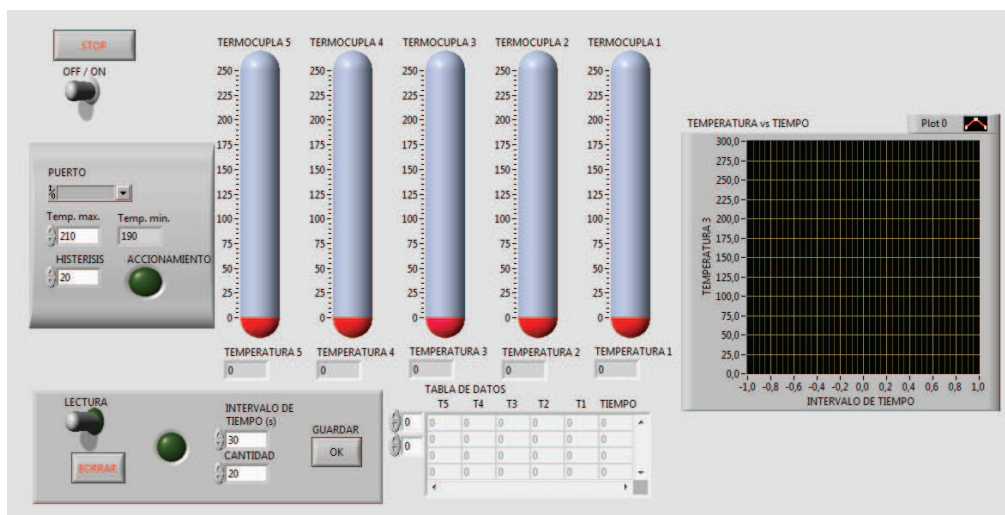


Figura 5-1 Software para la adquisición de datos y control de temperatura

Fuente: Propia

Alcanzada la temperatura de 220°C por la termocupla 3, se procede a variar la posición de la termocupla 5 con el fin de observar la distribución de temperatura

en el fluido a lo largo del eje radial de la tubería y generar con estos valores el perfil de temperatura del fluido.

5.1.2 DATOS OBTENIDOS

Los valores obtenidos en las pruebas experimentales son:

- Tiempo de estabilización: 18 minutos
- Velocidad de salida del fluido: 11.2 m/s
- Nivel del fluido sensor aguas arriba de la placa orificio: 30 mm
- Nivel del fluido sensor aguas abajo de la placa orificio: 5.0 mm

Con los valores de temperatura tomados a lo largo del tiempo para la termocupla 3 cuyos valores son importados al Excel se llega a determinar el tipo de calentamiento que se da en el tubo por medio de la resistencia calefactora este comportamiento se observa gráficamente en la Figura 5-2:

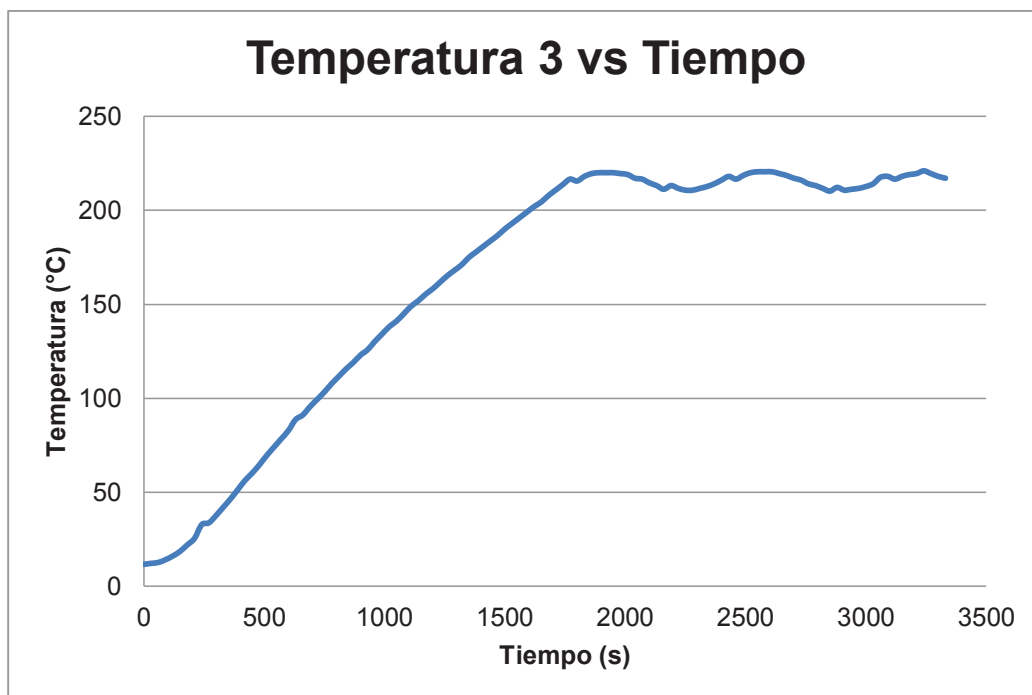


Figura 5-2 Incremento de la temperatura tomando por la termocupla 3 con respecto al tiempo

Fuente: Propia

De los valores obtenidos y tabulados en la Tabla 5-1, por las cuatro primeras termocupas se toma un valor promedio a partir del segundo accionamiento de la resistencia calefactora, puesto que en estas condiciones se da que la temperatura superficial del tubo es de 220 °C; dichos valores son registrados en la Tabla 5-2 y graficados en Figura 5-3, para su respectivo análisis con los datos teóricos existentes:

Tabla 5-1 Valores de temperatura a partir del segundo accionamiento de la resistencia

T5	T4	T3	T2	T1	t
(°C)					(s)
50,96	213,15	213,64	187,67	115,64	0
50,47	212,66	213,15	187,18	115,15	15
50,47	212,17	212,17	186,20	114,17	30
49,98	211,19	212,17	186,20	114,17	45
49,98	211,19	211,68	185,71	113,68	60
49,49	210,70	211,68	185,71	114,17	75
49,49	211,19	211,68	185,71	114,17	90
49,98	211,68	211,68	186,20	116,13	105
49,98	212,17	212,17	186,69	115,64	120
49,98	213,15	212,66	187,18	116,62	135
50,47	214,13	213,64	188,16	117,60	150
50,96	214,62	214,62	188,65	118,09	165
51,45	215,60	215,60	189,63	119,56	180
51,94	217,07	216,58	190,12	121,03	195
51,94	218,05	217,56	191,59	121,52	210
51,94	219,52	218,54	193,06	122,99	225

Fuente: Propia

Dónde:

T1: Temperatura de la termocupa 1

T2: Temperatura de la termocupa 2

T3: Temperatura de la termocupla 3

T4: Temperatura de la termocupla 4

T5: Temperatura de la termocupla 5

t: Tiempo (s)

Tabla 5-2 Tabla de valores promedio de cada termocupla

x (mm)	T _{Prom} (°C)	Termocupla
50,00	116,90	T1
300,00	187,85	T2
550,00	213,70	T3
800,00	213,64	T4

Fuente: Propia

Dónde:

T_{Prom}: Temperatura promedio

x: Posición de la termocupla

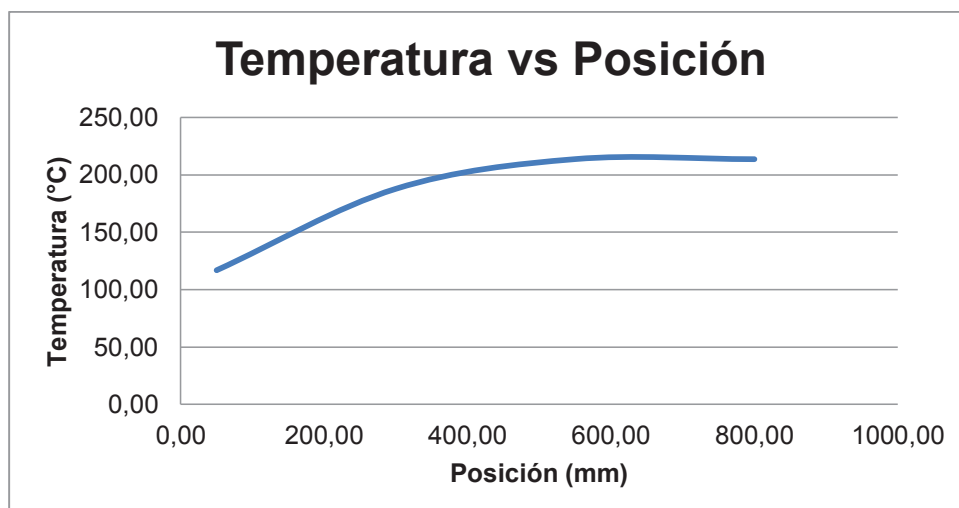


Figura 5-3 Temperatura de las cuatro termocuplas vs posición

Fuente: Propia

La distribución de temperatura que se da en el interior del tubo es registrada mediante la termocupla 5 es decir, las lecturas de temperatura del fluido a la salida del sistema a lo largo del eje radial de la tubería se muestran en la Tabla 5-3 y en la Figura 5-4:

Tabla 5-3 Datos de temperatura de la termocupla 5 para diferentes posiciones radiales

Posición (r)	T5
	(°C)
1	69,8
2	66,64
3	65,17
4	65,17
5	64,68
6	64,19
7	63,7
8	63,7
9	62,72
10	63,7
11	63,7
12	66,64
13	67,62
14	69,09
15	70,56

Fuente: Propia

Dónde:

Posición r: Posición de la termocupla 5 a lo largo del eje radial

T5: Termocupla 5

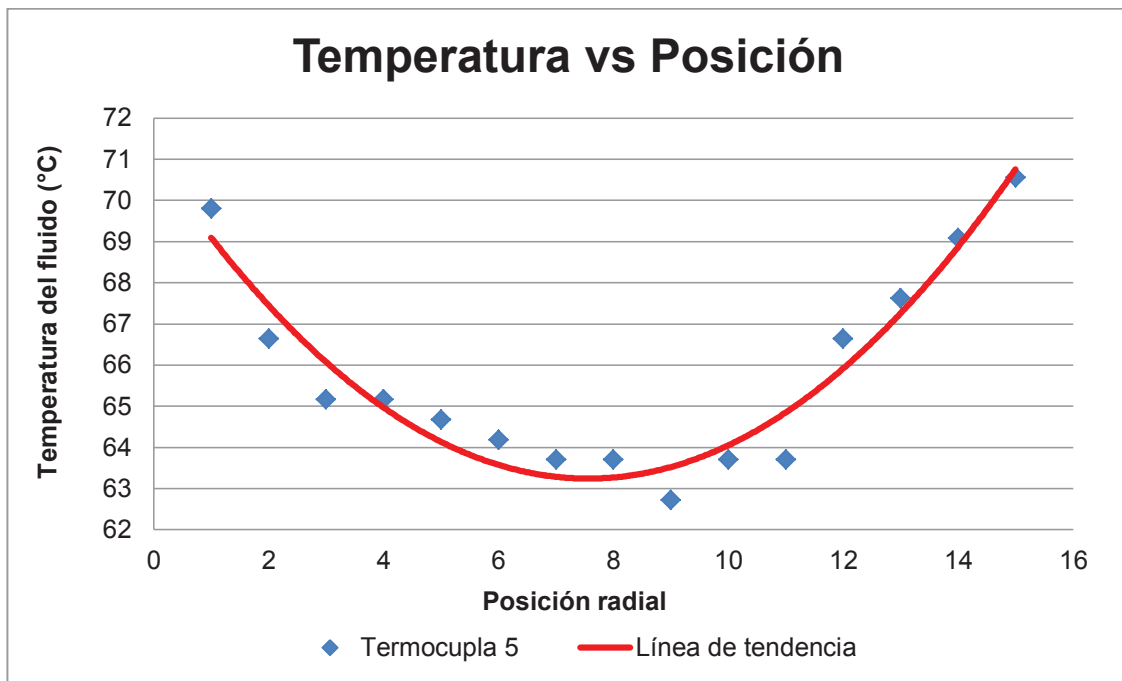


Figura 5-4 Perfil de la distribución de temperaturas del fluido de trabajo a lo largo del radio de la tubería

Fuente: Propia

A partir de las gráficas y tablas registradas por el programa LabView e importadas Excel se observa que los valores experimentales de la temperatura de entrada del fluido al calentador así como la temperatura de salida del aire y la temperatura superficial del calentador son:

Temperatura de entrada:	$T_e = 25 \text{ (}^\circ\text{C)}$
Temperatura de salida:	$T_s = 65.17 \text{ (}^\circ\text{C)}$
Temperatura superficial:	$T_s = 212.17 \text{ (}^\circ\text{C)}$
Velocidad media del fluido:	$V_m = 11.2 \text{ (m/s)}$

5.1.3 DATOS CALCULADOS A PARTIR DE LOS VALORES EXPERIMENTALES

Flujo másico:	$\dot{m} = 0.0200 \text{ (}\frac{\text{kg}}{\text{s}}\text{)}$
Flujo de calor:	$Q = 0.8090 \text{ (kW)}$

Coeficiente de calor por convección promedio: $h = 25.46 \text{ (W/m}^2\text{K)}$

Número de Reynolds: $Re = 20836.5$

Número de Nusselt: $Nu = 57.64$

El comportamiento del Número de Nusselt a lo largo del calentador eléctrico se tabulan en la Tabla 5-4 y se muestran en la Figura 5-5:

Tabla 5-4 Datos calculados del Número de Nusselt para cada posición en el calentador

$T_{m(x)}$	Nu	T_{sup}	Posición (x)
(°C)		(°C)	
27,008	189,07	116,9	1
37,05	12,52	187,85	2
47,09	11,33	213,7	3
57,13	12,06	213,64	4

Fuente: Propia

Dónde:

$T_{m(x)}$: Temperatura media del fluido en la posición x

x: Posición de la termocupla

T_{sup} : Temperatura superficial del tubo en la posición x

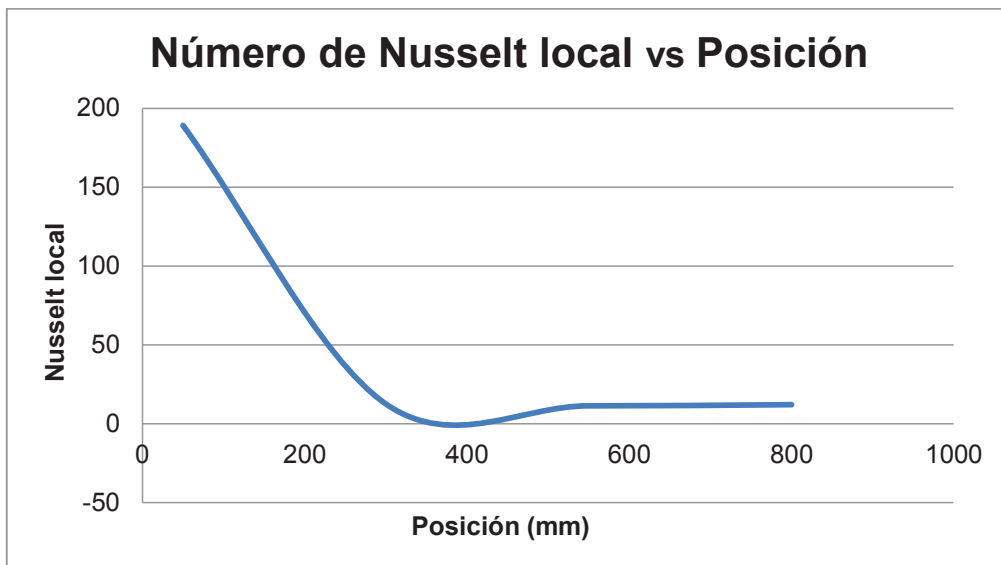


Figura 5-5 Número de Nusselt vs Posición

Fuente: Propia

El coeficiente de película h para cada una de las posiciones referenciales se calcula con el número de Nusselt y la Ec. (2.13). Con los valores obtenidos se realiza la Tabla 5-5 y la gráfica de 'Coeficiente de convección forzada vs. Posición' como se muestra en la Figura 5-6.

Tabla 5-5 Tabla de datos del coeficiente de película h para cada posición

x	h	Posición
(mm)	(W/m²K)	
50	81	1
300	5,36	2
550	4,85	3
800	5,16	4

Fuente: Propia

Dónde:

x: Posición de la termocupla

h: Coeficiente de transferencia de calor por convección



Figura 5-6 Coeficiente de convección forzada vs. Posición

Fuente: Propia

5.1.4 ANÁLISIS DE RESULTADOS

- El incremento de temperatura a lo largo del tubo, registrado por las termocupas en sus diferentes posiciones, es del tipo exponencial como se muestra la Figura 5-2, hasta alcanzar la temperatura máxima de operación ingresada como dato preliminar antes de ejecutar el software. Una vez alcanzada la condición de trabajo registrada por la termocupla 3, transcurrido 18 min desde el primer accionamiento de la resistencia, el sistema de control de temperatura abre el circuito eléctrico y detiene el calentamiento del elemento calefactor; debido a la capacitancia presente en todo elemento resistivo la temperatura continúa incrementándose hasta alcanzar su estado estable. Los valores experimentales de este incremento son de 24 a 25°C sin flujo de aire y de 9 a 10°C con flujo interno hasta estabilizarse.

- La sinusoide que se presenta en la Figura 5-2, se produce por la forma de trabajo del sistema de control de temperatura, este sistema de control se conoce como "ON/OFF", es decir mantiene la temperatura superficial del tubo en el rango de trabajo establecido, al cual se lo denomina HISTERESIS. Los saltos o desfases que se observan a lo largo de la sinusoide, son producto del accionamiento del contactor, el mismo que induce un voltaje que produce un error en los datos tomados por las termocuplas.
- En la Figura 5-3 se observa la distribución de temperatura que se produce a lo largo del sistema de convección interna forzada, la misma que se elabora mediante los valores promedio de las temperaturas arrojados por cada termocupla, dichos valores son tabulados a partir del segundo accionamiento automático de la resistencia. La gráfica obtenida se asemeja a la teórica, ver Figura 2-5, comprobando así el que el flujo de calor es constante hacia la superficie del tubo, es entonces que se determina que en la región de entrada es donde más perturbaciones se produce, a diferencia de la zona completamente desarrollada en donde las propiedades del fluido tienden a estabilizarse.
- El comportamiento de temperatura del fluido a la salida del calentador eléctrico se lo obtiene con la termocupla 5; estas tomas de datos se las realiza desde la superficie interna de la tubería, en línea recta hasta la superficie opuesta, es decir en forma radial a partir del segundo ciclo de accionamiento de la resistencia. Los valores obtenidos generan una curva de tendencia parabólica, lo cual indica que mientras más cercano está el fluido a la superficie interna de la tubería, la temperatura de este es superior que la temperatura que posee en el centro del tubo. Desde la posición de la termocupla 3 en adelante, la distribución de temperatura del fluido de trabajo tiende a estabilizarse ya que se encuentra en la zona completamente desarrollada. El objetivo principal de medir la temperatura

del fluido a la salida del calentador es comprobar su longitud total determinada en el diseño del equipo y analizar que sucede si varía esta temperatura, proceso a desarrollar en las prácticas de laboratorio.

- El fenómeno de transferencia de calor se desarrolla con un flujo de calor constante a la superficie suministrado por la resistencia calefactora y controlado mediante la termocupla 3. El número de Nusselt local decrece exponencialmente conforme el fluido avanza por el interior del calentador eléctrico como se observa en la Figura 5-5, las condiciones en la región de entrada y en la región completamente desarrollada se analizan mediante la temperatura del fluido en dicha posición y se verifican mediante la experimentación y comparación con la Figura 2-6 es decir que el número de Nusselt local es elevado al ingreso del calentador debido a las perturbaciones existentes en dicha zona y tiende a estatizarse cuando el flujo se vuelve completamente desarrollado.
- Cuando el fluido ingresa al calentador se tiene una mayor transferencia de calor por convección, puesto que las partículas del aire absorben mayor energía, generando el inicio de la capa límite térmica, por tal razón se presenta un coeficiente de película elevado en dicha región, como se muestra en la Figura 5-6, que es otro ejemplo del cambio de propiedades que experimenta el fluido de trabajo al circular por los diferentes tramos del calentador eléctrico y la forma en que el coeficiente de calor por convección forzada se estabiliza desde los 600 mm o que es lo mismo, la región completamente desarrollada. El coeficiente de película h promedio y el número de Nusselt experimentales, son similares a los valores teóricos que se presentan en las tablas y gráficas del capítulo 2.
- Al analizar los niveles del fluido sensor en cada manómetro, se comprueba la estrangulación que genera la placa orificio, la cual aumenta la velocidad y reduce la presión del fluido de trabajo al pasar por el cambio de sección

presente en el centro de la placa. Con la determinación del cambio de presión y conociendo los valores de las diferentes secciones y la velocidad con la que el venterol proporciona el fluido de trabajo se puede determinar de manera teórica la velocidad a la cual el fluido ingresa al calentador eléctrico para experimentar el fenómeno de transferencia de calor por convección forzada.

- Al disminuir la velocidad media del fluido, el flujo másico se reduce, de tal manera que el flujo de calor en la dirección axial es menor con respecto al valor teórico. En las prácticas del laboratorio el estudiante desarrollará la práctica con un caudal diferente al utilizado al momento de realizar esta experimentación, debido a que esta experimentación fue realizada a las condiciones máximas de operación y deberá comparar los resultados con los establecidos en los textos de transferencia de calor.
- El ruido o vibraciones que se producen en las tomas de datos, son causados por agentes externos que interfieren al contacto de la superficie exterior del tubo con la terminal de la termocupla; estos agentes son: partículas de la mezcla adherente, vibraciones causadas por el venterol, entre las principales. Este error se logra reducir mediante la utilización de dispositivos electrónicos como capacitores, con conexión a tierra de cada elemento, al igual que introduciendo filtros en la programación del software.

CAPÍTULO VI

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

- Se cumple con los objetivos planteados de diseñar y construir un equipo, en el cual se estudia el coeficiente de calor por convección interna forzada, los datos adquiridos son compatibles con los teóricos de esta manera el análisis del coeficiente de película en las diferentes zonas del calentador se vuelve accesible para el estudiante.
- Mediante la experimentación en el equipo de convección forzada se comprueba que las condiciones iniciales de diseño fueron las adecuadas. Las diferentes tablas y gráficas muestran que si la temperatura del fluido a la salida del calentador es mayor que la tomada inicialmente, la longitud total del calentador eléctrico sería menor, pero la potencia suministrada por la resistencia calefactora se vería incrementada notablemente.
- Los valores de temperatura que se registran por medio de las termocuplas, oscilan en rangos pequeños, los cuales se visualizan de mejor manera en los termómetros digitales de la interface del software de control de temperatura, además que se sustenta los conocimientos previos tanto de la región de entrada como de la zona completamente desarrollada.
- Existe mayor transferencia de calor en la entrada del tubo debido a que en esta zona el fluido tiene menor energía, se comprueba el desarrollo de la capa límite térmica permitiendo la distribución de temperatura en las diferentes posiciones del calentador, con lo cual se comprende que sucede con las propiedades del fluido al variar ciertas condiciones tanto de acondicionador de flujo como de la potencia calorífica.

- Es necesario la utilización de una mezcla adherente por que fija las resistencias al tubo, de tal manera que existe una transferencia de calor por conducción uniforme a lo largo de la tubería. Otra finalidad de la mezcla adherente es evitar que las conexiones eléctricas entre las resistencias cedan y produzcan un cortocircuito u otro tipo de daño que pueda afectar la integridad del usuario como del equipo.
- El radio crítico del aislante no puede exceder de 50 mm sobre el diámetro del tubo, ya que de lo contrario no cumple con su función de recoger todo el calor al interior del calentador es decir, existiría una mayor área de transferencia de calor, lo cual incrementa las pérdidas por radiación al ambiente.
- La placa orificio tiene la finalidad de aumentar la presión y disminuir la velocidad para que el fluido llegue al calentador eléctrico con las condiciones definidas en el diseño del equipo.
- La tubería presenta asperezas, lo cual produce un aumento en el coeficiente de fricción y este a su vez incrementa la temperatura del fluido de trabajo además que el diámetro de la tubería debe ser relacionado con el foco de salida del venterol puesto que si es mayor el ventilador trabajará sobre su capacidad nominal.
- Se recomienda utilizar el equipo con precaución, debido a las altas tensiones de trabajo, que pueden causar daños permanentes tanto al estudiante como al equipo. El control de temperatura posee elementos electrónicos delicados y a su vez costosos que pueden sufrir daños que afecten su funcionalidad por tal motivo debe manipularse con responsabilidad y criterio, en otras palabras si no están conectados correctamente, no registrarán los valores o lo harán con un margen de error muy alto.

- Para la realización de las prácticas sobre el equipo debe transcurrir un periodo de tiempo para que la resistencia disipe toda su energía y no trabaje sobre su capacidad.
- Se debe proporcionar un mantenimiento periódico en las tomas de temperatura, debido a que la mezcla adhesiva produce un polvo muy fino con cada calentamiento, el cual se introduce entre la terminal de la termocupla y la superficie del tubo, si no existe un contacto directo entre estas superficies, los datos que proporcionan tendrán errores que afectarán el estudio del coeficiente de convección forzada.
- Antes de ejecutar el software de control de temperatura, se recomienda colocar los límites de las diferentes variables que intervienen en el fenómeno de transferencia de calor y seleccionar el puerto USB adecuado. Si se tiene algún inconveniente con el software es necesario cerrar completamente el programa LabView y repetir el proceso detallado en el MANUAL DE USUARIO.

BIBLIOGRAFÍA

1. Boles, C. (2012). *Termodinámica*. México: McGraw-Hil.
2. Cengel, Y. (2004). *Transfrecnia de Calor*. México: McGraw - Hill.
3. Fox R., M. A. (1989). *Introducción a la Mecánica de Fluidos*. México: McGraw-Hill.
4. Grober. (1967). *Transmision de calor*. Madrid: Selecciones Cientificas.
5. Holman, J. (1997). *Transferencia de calor*. McGraw-Hill.
6. Kern, D. (1999). *Procesos de Transferencia de Calor*. Mexico: Continental, S.A.
7. Levenspiel, O. (1993). *Flujo de Fluidos e Intercambio de Calor*. México: Reverte S.A.
8. Manrique, J. (2002). *Transferencia de Calor*. México.
9. Ozisik, M. (1993). *Transferencia de calor. Un enfoque basico*. McGraw - Hill.
10. Rohsenow, W. (1973). *Handbook of Heat Transfer*. United States of America: McGraw - Hill.
11. Sacadura, F. (1982). *Initiation aux transferts thermiques*. Paris: Teckique et Documentation.
12. Welty, J. (1981). *Transferencia de Calor Aplicada a la Ingenieria*. México: Limusa.
13. <http://arduino.cc/en/Main/ArduinoBoardUno#UxFTcfl5PSI>. (s.f.). Recuperado el 12 de Diciembre de 2013
14. <http://ceramica.wikia.com/wiki/AI%C3%BAmina>. (20 de Marzo de 2013). Recuperado el 12 de Diciembre de 2013
15. <http://elementos.org.es/silicio>. (s.f.). Recuperado el 20 de ENERO de 2014
16. <http://fisica.laguia2000.com/complementos-matematicos/diagrama-de-moody>. (s.f.). Recuperado el 16 de Mayo de 2014
17. <http://fluidos.eia.edu.co/hidraulica/articulosos/medidores/manometro/manometro.html>. (19 de Junio de 2001). Recuperado el 15 de Abril de 2014
18. <http://spanish.alibaba.com/product-gs-img/mdr-40-carril-din-interruptor-110v-dc-fuente-de-alimentaci-n-1362891495.html>. (s.f.). Recuperado el 11 de Febrero de 2014
19. <http://www.ebay.es/itm/OMRON-MK2P-I-DC-24V-Relay-8-Pin-10A-RELE-ENCHUFABLE-/290998819682>. (s.f.). Recuperado el 12 de Febrero de 2014

20. http://www.efn.uncor.edu/departamentos/electro/cat/eye_archivos/apuntes/a_practico/CAP%209%20Pco.pdf. (01 de MARZO de 2012). Recuperado el 04 de FEBRERO de 2014
21. <http://www.ing.unlp.edu.ar/cys/DI/termocuplas.pdf>. (15 de Junio de 2011). Recuperado el 12 de Marzo de 2014
22. <http://www.miliarium.com/Prontuario/Tablas/Quimica/AislamientoTermico.asp>. (s.f.). Recuperado el 07 de Noviembre de 2013
23. <http://www.slideshare.net/yuricomartinez/labo-4-prdida-de-carga-en-tuberas-y-accesorios>. (s.f.). Recuperado el 07 de Noviembre de 2013
24. <http://www.unav.es/adi/UserFiles/File/80980099/Formulas1011.pdf>. (22 de Junio de 2011). Recuperado el 22 de 10 de 2013
25. <http://www.volcan.cl/hogar/producto.php?Producto=53>. (s.f.). Recuperado el 07 de Noviembre de 2013
26. <http://www-app.etsit.upm.es/departamentos/teat/ asignaturas/lab-ingel/practica3.htm>. (29 de Septiembre de 2004). Recuperado el 12 de Febrero de 2014
27. <http://yesosespecializados.com/yeso-densita.html>. (26 de Septiembre de 2012). Recuperado el 07 de Noviembre de 2013
28. <https://law.resource.org/pub/ec/ibr/ec.nte.0635.1981.pdf>. (22 de DICIEMBRE de 2012). Recuperado el 20 de ENERO de 2014

ANEXOS

ANEXO A

TABLA A15. CENGEL. TRANSFERENCIA DE CALOR

ANEXO B
CATÁLOGO DE VENTILADORES

ANEXO C

CATÁLOGO DE TUBERÍA NEPLO NEGRO CD 40

ANEXO D
CATÁLOGO DE CODOS

ANEXO E

CATÁLOGO DE JUNTAS FLEXIBLES

ANEXO F

CATÁLOGO DE LA RESISTENCIA CALEFACTORA

ANEXO G

CATÁLOGO DE LANA MINERAL DE ROCA

ANEXO H

CATÁLOGO DE TERMOCUPLAS TIPO K

ANEXO I

CATÁLOGO DEL PAPEL FOIL

ANEXO J

CATÁLOGO DEL DISPOSITIVO ELECTRÓNICO ARDUINO UNO

ANEXO K

CATÁLOGO DEL DISPOSITIVO ELECTRÓNICO AD595

ANEXO L

CATÁLOGO DE LA FUENTE DE PODER 24V

ANEXO M

CATÁLOGO DEL DISPOSITIVO ELECTROMECÁNICO RELÉ

ANEXO N

CATÁLOGO DEL DISPOSITIVO ELECTROMECAÁNICO CONTACTOR

ANEXO O
CATÁLOGO DEL PERFIL ANGULAR

ANEXO P

PROGRAMACIÓN DEL SOFTWARE LABVIEW

ANEXO Q

RESOLUCIÓN DEL MODELO MATEMÁTICO MEDIANTE EL SOFTWARE WOLFRAM MATEMATICA 9.0

ANEXO R
GUÍA DE PRÁCTICA

ANEXO S

PLANOS

ANEXO T

CATÁLOGO PERLITA EXPANDIDA

ANEXO U

NORMA ISO 5167 PARTE 2