



**ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE  
CHIMBORAZO**

**FACULTAD DE MECÁNICA  
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**“INSTALACIÓN Y AUTOMATIZACIÓN DEL  
LABORATORIO DE TRANSFERENCIA DE  
CALOR”**

**CARLOS JAVIER BRAVO CALDERÓN  
ANDRÉS FRENANDO GUEVARA GRANIZO**

**TESIS DE GRADO**

Previa a la obtención del Título de:  
**INGENIERO MECÁNICO**

**RIOBAMBA – ECUADOR**

**2013**

**ESPOCH**

Facultad de Mecánica

---

**CERTIFICADO DE APROBACIÓN DE TESIS**

---

**CONSEJO DIRECTIVO**

Enero, 18 de 2013

Yo recomiendo que la Tesis preparada por:

**CARLOS JAVIER BRAVO CALDERÓN**  
**ANDRÉS FRENANDO GUEVARA GRANIZO**

---

Titulada:

**“INSTALACIÓN Y AUTOMATIZACIÓN DEL LABORATORIO DE  
TRANSFERENCIA DE CALOR”**

Sea aceptada como parcial complementación de los requerimientos para el Título de:

**INGENIERO MECÁNICO**

Ing. Geovanny Novillo A.

---

DECANO DE LA FAC. DE MECÁNICA

Nosotros coincidimos con esta recomendación:

---

Ing. Ramiro Valenzuela  
DIRECTOR DE TESIS

Ing. Pablo Montalvo

---

ASESOR DE TESIS

# ESPOCH

Facultad de Mecánica

---

## CERTIFICADO DE EXAMINACION DE TESIS

---

**NOMBRE DEL ESTUDIANTE:** CARLOS JAVIER BRAVO CALDERÓN

**TÍTULO DE LA TESIS:** “INSTALACIÓN Y AUTOMATIZACIÓN DEL LABORATORIO DE TRANSFERENCIA DE CALOR”

**Fecha de Exanimación:** Enero, 18 de 2013

**RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:**

COMITÉ DE EXAMINACIÓN	APRUEBA	NO APRUEBA	FIRMA
ING. MARCO SANTILLAN (Presidente Trib. Defensa)			
ING. RAMIRO VALENZUELA (Director de Tesis)			
ING. PABLO MONTALVO (Asesor)			

\* Más que un voto de no aprobación es razón suficiente para la falla total.

**RECOMENDACIONES:** \_\_\_\_\_

---

El Presidente del Tribunal certifica que las condiciones de la defensa se han cumplido.

\_\_\_\_\_  
f) Presidente del Tribunal

## DERECHOS DE AUTORÍA

El trabajo de grado que presentamos, es original y basado en el proceso de investigación y/o adaptación tecnológica establecido en la Facultad de Mecánica de la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo. En tal virtud, los fundamentos teórico - científicos y los resultados son de exclusiva responsabilidad de los autores. El patrimonio intelectual le pertenece a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo.

---

f) Carlos Javier Bravo Calderón f) Andrés Frenando Guevara Granizo

## **AGRADECIMIENTO**

El más sincero agradecimiento a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, en especial a la Escuela de Ingeniería Mecánica, por brindarme la oportunidad de obtener una profesión y ser una persona útil con la sociedad.

Agradezco desde lo más profundo a mis padres, a mis hermanos y amigos por estar siempre pendientes de mi progreso y brindarme su apoyo para seguir adelante.

**Carlos Javier Bravo Calderón**

Ante todo a DIOS por haberme dado la vida, a mis padres que me han apoyado incondicionalmente en los buenos y malos momentos; a todos los amigos que he hecho en el transcurso de la carrera, a nuestros profesores por habernos enseñado y capacitado a lo largo de nuestra etapa como estudiantes.

**Andrés Frenando Guevara Granizo**

## **DEDICATORIA**

Dedico este trabajo a mi familia, a mi novia y amigos, que me han brindado su apoyo incondicional durante todo el transcurso de la carrera.

**Carlos Javier Bravo Calderón**

Este trabajo va dedicado a mis padres, familiares, profesores y amigos ya que siempre me apoyaron incondicionalmente durante nuestra carrera universitaria.

**Andrés Frenando Guevara Granizo**

## CONTENIDO

	Pág.
<b>1. GENERALIDADES</b>	
1.1 Antecedentes.....	1
1.2 Justificación.....	1
1.3 Objetivos.....	2
1.3.1 Objetivo general.....	2
1.3.2 Objetivos específicos.....	2
<b>2. MARCO TEÓRICO</b>	
2.1 Conceptos de transferencia de calor. ....	3
2.2 Conducción. ....	3
2.2.1 Analogía eléctrica de la conducción.....	3
2.2.2 Conducción en pared plana.....	4
2.2.3 Paredes cilíndricas.....	5
2.3 Número de Nusselt. ....	6
2.4 Número de Prandtl. ....	7
2.5 Número de Reynolds.....	7
2.6 Número de Grashof.....	8
2.7 Número de Rayleigh.....	9
2.8 Número de Stanton.....	10
2.9 Número de Jacob.....	10
2.10 Número de Péclet.....	11
2.11 Convección. ....	11
2.11.1 Correlación de convección en camisas con agitación mecánica.....	12
2.11.2 Correlación de convección en serpentines con agitación mecánica.....	13
2.11.3 Correlación de convección intercambiadores de carcasa y tubos.....	13
2.11.4 Correlación de convección en tubos circulares.....	14

2.11.5	Correlación de convección en tubos concéntricos. ....	15
2.11.6	Correlación de convección, en tubos concéntricos con aletas longitudinales.....	15
2.11.7	Correlación de convección en intercambiadores de placas compactos..	16
2.11.8	Flujo a través de un banco de tubos.....	17
2.11.9	Flujo a través de un banco de tubos con aletas continuas.....	19
2.12	Convección libre.....	22
2.13	Transferencia de calor por condensación. ....	23
2.13.1	Condensación de gotas.....	23
2.13.2	Condensación en forma de película. ....	24
2.13.2.1	Condensación de película laminar sobre una placa o cilindro vertical....	27
2.13.2.2	Condensación de película en tubos horizontales.....	28
2.14	Radiación. ....	29
2.15	Superficies extendidas (aletas).....	30
2.15.1	Aletas de sección constante. ....	31
2.16	Coeficiente global de transferencia de calor. ....	33
2.17	Diferencia de la temperatura media logarítmica. ....	34
2.18	Eficiencia del intercambiador de calor.....	35
2.19	Calor cedido.....	36
2.20	Intercambiadores de calor. ....	36
2.20.1	Tipos de intercambiadores. ....	36
2.20.2	Intercambiador de calor de coraza y tubos.....	37
2.20.3	Intercambiadores de calor de tubos concéntricos.,.....	39
2.20.4	Camisa y serpentín de calefacción. ....	40
2.20.4	Intercambiadores de calor tipo placa. ....	40
2.21	Distribución del vapor. ....	42
2.21.1	Fundamentos de los sistemas de Vapor. ....	43
2.21.2	Dimensionamiento de tuberías. ....	43
2.21.2.1	Dimensionamiento de las tuberías según la velocidad del fluido.....	43

2.21.2.2	Dimensionamiento de tuberías según la caída de presión.....	43
2.21.3	Líneas de distribución de vapor y purga. ....	44
2.21.3.1	Puntos de purga. ....	44
2.21.3.2	Conexión de derivaciones. ....	44
2.21.3.3	Filtros.....	45
2.21.3.4	Fugas de vapor.....	46
2.22	Adquisición de datos.....	46
2.22.1	Componentes de los sistemas de adquisición de datos.....	46
2.22.2	Sensores o transductores. ....	47
2.22.3	Tipos de sensores. ....	47
2.22.4	Programación en LabVIEW.....	47
2.22.5	Adquisición de datos en LabVIEW. ....	48
<b>3.</b>	<b>INSTALACIÓN Y PROGRAMACIÓN</b>	
3.1	Introducción. ....	50
3.2	Espacio disponible.....	50
3.3	Diseño de la red de agua.....	50
3.3.1	Selección del reservorio de agua.....	50
3.3.2	Diseño de la línea de distribución de agua.....	52
3.3.3.	Selección de la bomba.....	52
3.4.	Diseño de la línea de distribución vapor.....	59
3.5	Selección del aislamiento térmico.....	60
3.6	Selección de la trampa de vapor.....	66
3.7	Diseño del sistema de adquisición de datos de temperatura.....	66
3.7.1	Introducción a LabVIEW.....	66
3.7.2	Partes de LabVIEW.....	67
3.7.2.1	Panel frontal.....	67
3.7.2.2	Paletas.....	68
3.7.3	Selección de la tarjeta de adquisición de datos de temperatura.....	70

3.7.4	Selección de los sensores de temperatura.....	71
3.7.5	Diseño del panel frontal en LabVIEW .....	73
3.7.6	Programación de los diagramas de bloque.....	82
<b>4.</b>	<b>PRUEBAS EN LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR</b>	
4.1	Introducción.....	94
4.2	Intercambiador de camisa y serpentín de calefacción.....	94
4.2.1	Análisis térmico de la camisa con agitación mecánica.....	95
4.2.1.1	Cálculo experimental de la camisa de agitación.....	97
4.2.1.2	Cálculo teórico de la camisa de agitación.....	99
4.2.2	Análisis térmico del serpentín con agitación mecánica.....	106
4.2.2.1	Cálculo experimental del serpentín.....	108
4.2.2.2	Cálculo teórico del serpentín. ....	111
4.3	Intercambiador de carcasa y tubos. ....	115
4.3.1	Cálculo experimental del intercambiador de carcasas y tubos.....	119
4.3.2	Cálculo teórico del intercambiador de carcasas y tubos. ....	121
4.4	Intercambiador de doble tubo.....	127
4.4.1	Análisis térmico de la sección sin aletas.....	131
4.4.1.1	Cálculo experimental de la sección sin aletas.....	131
4.4.1.2	Cálculo teórico de la sección sin aletas. ....	132
4.4.2	Análisis térmico de la sección con aletas. ....	139
4.4.2.1	Cálculo experimental de la sección con aletas.....	139
4.4.2.2	Cálculo teórico de la sección con aletas.....	141
4.4.3	Resumen de la prueba del intercambiador de doble tubo en flujo paralelo.....	147
4.4.3.1	Análisis térmico de la sección sin aletas. ....	148
4.4.3.2	Análisis térmico de la sección con aletas. ....	150
4.5	Intercambiador de calor de placas.....	151
4.5.1	Calculo experimental del intercambiador de calor de placas.....	155

4.5.2	Calculo teórico del intercambiador de calor de placas.....	156
4.6	Intercambiador de flujo cruzado.....	162
4.6.1	Análisis térmico del banco de tubos lisos.....	163
4.6.1.1	Cálculo experimental del banco de tubos lisos.....	165
4.6.1.2	Cálculo teórico del banco de tubos lisos.....	169
4.6.2	Análisis térmico del banco de tubos de aletas continuas.....	175
4.6.2.1	Cálculo experimental del banco de tubos de aletas continuas.....	178
4.6.2.2	Cálculo teórico del banco de tubos de aletas continuas. ....	181
<b>5.</b>	<b>MEDIDAS DE SEGURIDAD EN EL LABORATORIO</b>	
5.1	Generalidades.....	192
5.2	Primeros Auxilios.....	192
5.3	Medidas de emergencia.....	193
5.4	Normas generales. ....	193
5.5	Herramientas manuales.....	194
<b>6.</b>	<b>PLAN DE MANTENIMIENTO DEL LABORATORIO DE</b>	
	<b>TRANSFERENCIA</b>	
6.1	Generalidades.....	196
6.2	Tratamiento del agua.....	196
6.3	Consecuencias del agua no tratada.....	196
6.3.1	Corrosión.....	196
6.3.2	Incrustación.....	197
6.3.3	Suciedad por contaminación. ....	198
6.4	Descripción del mantenimiento.....	198
6.4.1	Mantenimiento del generador de vapor.....	198
6.4.2	Mantenimiento de los intercambiadores. ....	198
6.4.3	Mantenimiento de las bombas.....	199
6.4.4	Mantenimiento de la tubería de vapor. ....	199

6.4.5	Mantenimiento de la tubería de agua. ....	199
6.4.6	Mantenimiento de las conexiones eléctricas. ....	199
6.4.7	Limpieza.....	200
6.4.8	Válvulas. ....	200
6.5	Frecuencias del mantenimiento.....	200
6.5.1	Semanalmente.....	200
6.5.2	Mensualmente. ....	200
6.5.3	Trimestral. ....	200
6.5.4	Semestral.....	200
<b>7.</b>	<b>COSTOS</b>	
7.1	Generalidades.....	203
7.2	Costos directos.....	203
7.2.1	Costospor materialesyequipos. ....	203
7.2.2	Costospor mano deobra.....	207
7.2.3	Costosportransporte. ....	208
7.3	Costosindirectosdeinstalación.....	208
7.3.1	Costosporingeniería. ....	208
7.3.2	Costos porimprevistos. ....	208
7.3.3	Costosporutilidad.....	208
7.4	Costototal defabricación.....	209
<b>8.</b>	<b>CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES</b>	
8.1	Conclusiones.....	210
8.2	Recomendaciones.....	211

## **REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS**

### **BIBLIOGRAFÍAS**

### **LINKOGRAFIAS**

### **PLANOS**

### **ANEXOS**

## LISTA DE TABLAS

		Pág.
1	Coeficientes de correlación para j.....	14
2	Constantes C y m para el banco de tubos en flujo cruzado.....	18
3	Factor de corrección C2 para $NL < 20$ ( $Re > 10^3$ ).....	18
4	Características de caudal y tiempo de los intercambiadores de calor.....	50
5	Pérdidas de accesorios en la succión de la bomba .....	55
6	Perdidas de accesorios en la descarga de la bomba.....	56
7	Cálculo de la velocidad del vapor para diferentes tubos cedula 40.....	60
8	Rangos de temperatura de sensores eléctricos .....	71
9	Características de los sensores termo resistentes.....	72
10	Resultados de las pruebas de la camisa de calefacción.....	95
11	Resumen de resultados de la prueba en la camisa de calefacción.....	95
12	Iteraciones de la temperatura de pared Tw del cilindro.....	105
13	Resultados de las pruebas del serpentín calefactor.....	106
14	Resumen de la prueba del serpentín calefactor .....	107
15	Iteraciones de la temperatura de pared Tw del serpentín.....	114
16	Prueba del Intercambiador de Carcasa y Tubos para $Q = 0,2$ lt/s.....	116
17	Resumen de la prueba del Interc. de Carcasa y Tubos.....	117
18	Iteraciones de la temperatura de pared Tw de los tubos.....	126
19	Prueba del Intercambiador de Doble Bubo en contra flujo.....	129
20	Resumen de la prueba del intercambiador de Doble Bubo.....	130
21	Iteraciones de la temperatura de pared Tw de los tubos lisos.....	138
22	Prueba del Intercambiador de Doble Bubo en flujo paralelo.....	147
23	Resumen de la prueba del inter. de Doble Bubo en flujo paralelo.....	148
24	Cálculos de la prueba de la sección sin aletas en flujo paralelo.....	148
25	Cálculos de la prueba de la sección con aletas en flujo paralelo.....	150
26	Pruebas del Intercambiador de placas para $0.125$ lt/s.....	152

27	Resumen de la prueba del intercambiador de placas.....	152
28	Iteraciones de la temperatura de pared $T_w$ de las placas.....	161
29	Prueba del Intercambiador de flujo cruzado con tubos lisos.....	163
30	Resumen de la prueba del Inter. de flujo cruzado con tubos lisos.....	164
31	Temperaturas para el cálculo del LMTD de condensación.....	168
32	Temperaturas para el cálculo del LMTD de sub enfriamiento.....	168
33	Iteraciones de la temperatura de pared $T_w$ del banco de tubos lisos...	174
34	Prueba del Intercambiador de flujo cruzado con tubos aletados.....	175
35	Resumen de la prueba del Inter. de flujo cruzado con tubos aletados....	175
38	Iteraciones de la temperatura de pared $T_w$ de banco de tubos aletados.	191
39	Posibles anomalías y causas.....	243
36	Costo de la línea de distribución de vapor.....	245
37	Costo de la línea de recolección de Condensador.....	246
38	Costo de la línea de distribución de Agua.....	247
39	Costo de las mesas.....	248
40	Costo de adquisición de datos.....	248
41	Costos de accesorios y otros.....	249
42	Costos por mano de obra.....	249
43	Costo por transporte.....	250
44	Total de costos directos.....	250
45	Costos indirectos.....	251
46	Costo total del equipo.....	251

## LISTA DE FIGURAS

		Pág.
1	Conducción en Pared Plana.....	4
2	Cilindro hueco con condiciones convectivas en la superficie.....	5
3	Distribución geométrica de un banco de tubos lisos.....	19
4	Arreglos de bancos con placas corrugadas.....	21
5	Condensación en forma de película sobre una superficie Vertical.....	25
6	Flujo de condensado en un tubo horizontal.....	28
7	Formas de las superficies extendidas (aletas).....	31
8	Arreglo de de aletas rectangulares.....	31
9	Perfil de temperatura y circuito térmico.....	33
10	Variación de temperatura a lo largo de un inter. de flujo paralelo.....	35
11	Intercambiador de coraza y tubo.....	37
12	Placa deflectora en el intercambiador de calor coraza y tubo.....	37
13	Distribución de tubos en forma cuadrada.....	38
14	Distribución de tubos en ajuste cuadrado girado.....	38
15	Distribución de tubos en ajuste triangular.....	38
16	Intercambiador de tubos concéntricos.....	39
17	Configuración de un intercambiador de doble tubo. (a) flujo en contracorriente. (b) flujo paralelo.....	39
18	Tubería con aletas longitudinales.....	40
19	Serpentín en un recipiente.....	40
20	Recipiente con camisa.....	40
21	Diagrama de trayectorias de flujo en un intercambiador de placas.....	41
22	Conexión incorrecta de una derivación de vapor.....	45
23	Conexión correcta de una derivación de vapor.....	45
24	Sección de un filtro.....	45
25	Tarjeta NI USB 6216.....	48

26	Paredes cilíndricas con aislante.....	61
27	Esquema de una trampa de vapor de balde Invertido.....	66
28	Paleta de control en LabVIEW.....	68
29	Paleta de funciones en LabVIEW .....	69
30	Paleta de herramientas en LabVIEW.....	69
31	Botones en las barras de herramientas.....	70
32	Tarjeta NI USB 6009.....	71
33	Ventana de inicio de LabVIEW.....	73
34	Panel frontal.....	74
35	Selección de los pulsadores.....	74
36	Selección del toolpalette.....	75
37	Visualización del toolpalette.....	75
38	Modificación de texto y color.....	76
39	Modificación del tipo de texto.....	76
40	Pulsadores del panel de selección.....	77
41	Inserción de esquema.....	77
42	Panel frontal del panel de selección.....	78
43	Inserción de esquema, texto y boolean.....	78
44	Selección de los indicadores digitales.....	79
45	Selección de la tabla.....	79
46	Selección de las gráficas.....	80
47	Panel frontal del Intercambiador de Carcasa y Tubos.....	80
48	Panel frontal de la camisa y serpentín con agitación.....	81
49	Panel frontal del Intercambiador de tubos concéntricos.....	81
50	Panel frontal del Intercambiador de placas.....	82
51	Panel frontal del Intercambiador de flujo cruzado.....	82
52	Icono de los pulsadores en el diagrama de bloques.....	83
53	Selección de la estructura Whileloop.....	83
54	Selección de la estructura case.....	84

55	Selección de los sub VI.....	85
56	Ingreso de una constante.....	85
57	Diagrama de bloques del panel principal.....	86
58	Iconos de los diferentes comandos de control.....	86
59	Ingreso de la estructura Whileloop.....	87
60	Ingreso de las estructuras case.....	87
61	Ingreso de la DAQ assitent.....	88
62	Ingreso de los comandos array.....	88
63	Ingreso de las constantes cero.....	89
64	Ingreso del comandowrite to measurement file.....	89
65	Ingreso de los controladores de tiempo.....	90
66	Diagrama de bloques del serpentín de calefacción.....	90
67	Diagrama de bloques de la camisa de calefacción.....	91
68	Diagrama de bloques intercambiador de carcasa y tubos.....	91
69	Diagrama de bloques intercambiador de tubos concéntricos.....	92
70	Diagrama de bloques intercambiador de placas.....	92
71	Diagrama de bloques intercambiador de flujo cruzado.....	93
72	Nomenclaturadelastemperaturasdeagua,vapory condensado.....	94
74	Curva de comportamiento del vapor en la camisavs.Tiempo.....	96
75	Diferencia de temperatura media logarítmica en la camisa.....	98
76	Medidas principales del recipiente con camisa.....	99
77	Curva de comportamiento del aguavs.Tiempo en el serpentín.....	107
78	Curvas de comportamiento del vaporvs.Tiempo en el serpentín.....	108
79	Disposicióndel serpentín helicoidal en el recipiente de mezcla.....	108
80	Diferencia de temperatura media logarítmica en el serpentín.....	110
81	Esquema del intercambiador de carcasa y tubos.....	116
82	Curvas temperatura del agua Vs. Tiempo en la carcasa.....	117
83	Curvas temperatura del vapor Vs. Tiempo en la carcasa.....	117

85	Definiciones de la longitud del tubo de los tubos en la carcasa.....	118
86	Diferencia de temperatura media logarítmica en la carcasa.....	120
87	Esquema del intercambiador de tubos concéntricos.....	127
88	Curvastemperatura del agua vs.Tiempo en la sección sin aletas.....	129
89	Curvastemperatura del agua vs.tiempo en la sección con aletas.....	130
90	Curvastemperatura del vapor vs.Tiempo en tubos concéntricos.....	130
91	Diferencia de temperatura media logarítmica en la sección sin aletas.....	132
92	Diferencia de temperatura media logarítmica en la sección con aletas....	140
93	Esquema del intercambiador de placas.....	151
94	Curvastemperatura del agua Vs.Tiempo en las placas.....	153
95	Curvastemperatura del vapor Vs.Tiempo en las placas.....	153
96	Geometría de una placa chevron (a) de frente, (b) en los marcos.....	154
97	Principales dimensiones del Intercambiador de Placas.....	154
98	Diferencia de temperatura media logarítmica en las placas.....	156
99	Esquema del Intercambiador de flujo cruzada.....	162
100	Curvastemperatura del aire vs.Tiempo en el banco de tubos lisos.....	164
101	Curvastemperatura del vapor vs.Tiempo en el banco de tubos lisos.....	164
102	Distribución geométrica del banco de tubos lisos.....	165
103	Diferencia de temperatura media logarítmica en el banco de Tubos lisos	167
104	Curvas de temperatura del aire vs.Tiempo en banco de tubos aletados.	176
105	Curvas de temperatura del vapor vs.tiempo en banco de tubos aletados.	176
106	Distribución geométrica del banco de tubo de aleta continúa.....	177
107	Diferencia de temperatura media logarítmica en el banco de Tubos aletados.....	177
108	Vista lateral del banco de tubos de aletas continuas.....	182
109	Vista superior del banco de tubos de aletas continuas.....	182
110	Diámetro de collar del banco de tubos de aletas continuas.....	185
111	Arreglo hexagonal de los tubos.....	187

## LISTA DE ANEXOS

- A** Características técnicas del tanque sistema para el laboratorio.
- B** Catálogo de tubería PVC pacífico para agua fría.
- C** Catálogo de tubería PVC pacífico para agua caliente.
- D** Rugosidad relativa en los materiales de tuberías y factor de fricción
- E** Diagrama de MOODY.
- F** Curvas características para bombas TEMCO.
- G** Características técnicas de los tubos negro sin costura para vapor.
- H** Características técnicas de las cañuelas de lana de vidrio.
- I** Carta de selección de trampas de vapor.
- J** Propiedades del agua.
- K** Propiedades del aire a presión atmosférica.
- L** Propiedades de los metales no ferrosos.
- M** Propiedades de los metales no ferrosos y del hierro.
- N** Propiedades geométricas de bancos de tubos.
- O** Característica de los intercambiadores de placas alfa laval.
- P** Propuesta de señalización del laboratorio de transferencia de calor.
- Q** Guías para prácticas del laboratorio

## RESUMEN

Con la finalidad de implementar y automatizar el laboratorio de transferencia de calor en la Facultad de Mecánica de manera que se refuerce los conocimientos teóricos adquiridos en clases, se ha instalado y automatizado la adquisición de datos de temperatura de los intercambiadores de calor: Placas, Doble tubo, coraza y tubo, camisa y serpentín, flujo cruzado. Tienen como fin la calefacción de agua y aire, utilizan como fuente de calor vapor de agua.

La adquisición de datos de temperatura se realizó mediante el uso de sensores LM-35 y una tarjeta de adquisición de datos USB-DAQ 6009, que permite registrar de manera simultánea la temperatura de entrada y salida del vapor, agua y del aire. Mediante programación en LabVIEW se puede visualizar en tiempo real la variación de la temperatura y registrar los datos en un documento Excel que facilite su posterior análisis. La velocidad del aire y del agua que circula a través de los intercambiadores se determina de manera manual.

Se propone un marco teórico específico para el cálculo del coeficiente global transferencia de calor teórico de cada intercambiador, de manera que los resultados se comparen con los obtenidos de forma experimental, los cuales expresan el fenómeno real que ocurre dentro de cada banco.

## ABSTRACT

In order to implement and automate the heat transfer laboratory at the Faculty of Mechanics, to enhance the theoretical knowledge acquired in class, it has installed and automated temperature data acquisition in the heat exchangers: plates, double tube, shell and tube, shirt and cross flow. Heating water and air is the goal; it is used as a source of heat.

The temperature data acquisition was performed by means of the usage of sensor LM-35 and a data acquisition board DAQ USB-6009, it allows to record temperature simultaneously input and output of the steam, water and air. Using programming LabVIEW, it can be displayed in real time the variations of temperature and to record data in a Excel document, facilitating further analysis. The air speed circulating through heat exchangers were determined in manual way.

It is proposed a specific framework for the calculation of the global coefficient of theoretical heat transfer in each exchanger; the results are compared with those ones obtained in experimental way, which express the real phenomenon that occurs within each bank.

## **CAPÍTULO I**

### **1 GENERALIDADES**

#### **1.1 Antecedentes**

La Transferencia de Calor es una Ciencia de la Ingeniería, que tiene como objetivo cuantificar los flujos de calor en procesos naturales y de Ingeniería, el calor se transfiere mediante convección, radiación o conducción. En la industria su importancia está en el Diseño de equipos, procesos y productos.

La importancia del estudio de los intercambiadores radica en su gran campo de aplicación, un intercambiador de calor es un dispositivo diseñado para transferir calor entre dos medios, que estén separados por una barrera o que se encuentren en contacto. Son parte esencial de los dispositivos de refrigeración, acondicionamiento de aire, producción de energía y procesamiento químico.

Es ventajoso que la Escuela Ingeniería Mecánica tenga su propio laboratorio de transferencia de calor, de tal manera que los estudiantes no tengan la necesidad de salir a otras instituciones a observar el funcionamiento de los diferentes tipos de intercambiadores de calor.

#### **1.2 Justificación**

Para afianzar los conocimientos que se reciben la materia de transferencia de calor es necesario un laboratorio en el cual se pueda poner en práctica los conocimientos adquiridos durante el curso.

Con un laboratorio propio de transferencia de calor los estudiantes podrán manipular los equipos aprendiendo así su funcionamiento lo cual no ocurre con las visitas técnicas en las cuales se encuentran limitados a observar los equipos.

Con el avance de la tecnología se ha vuelto obsoleta la tradicional forma en la que se obtienen datos de manera manual, por dicha razón se instalan sensores electrónicos que permiten realizar el registro de los datos de temperatura de forma automática, con lo que se obtiene mayor precisión en los datos.

### **1.3 Objetivos**

**1.3.1** *Objetivo general.* Instalar y automatizar la adquisición de datos de temperatura en los diferentes intercambiadores de calor que conforman el Laboratorio de Transferencia de calor para la Escuela Ingeniería Mecánica.

**1.3.2** *Objetivos específicos.*

Analizar los conceptos teóricos de funcionamiento y diseño de los diferentes intercambiadores de calor implementados en el Laboratorio de Transferencia de calor.

Instalar los Intercambiadores de Calor de forma eficiente y probar el funcionamiento de cada uno de los equipos.

Diseñar un sistema de adquisición de datos de temperatura para los intercambiadores de calor mediante el uso de una tarjeta de adquisición de datos DAQ USB y su respectiva programación en LabVIEW.

Elaborar una guía de laboratorio de cada equipo de tal manera que facilite a los estudiantes el entendimiento respecto a su funcionamiento.

## CAPÍTULO II

### 2. MARCO TEÓRICO

#### 2.1 Conceptos de transferencia de calor

La física define la transferencia de calor como el proceso por el que se intercambia energía en forma de calor entre distintos cuerpos, o entre diferentes partes de un mismo cuerpo que están a distinta temperatura. El calor se transfiere mediante convección, radiación o conducción. Aunque estos tres procesos pueden tener lugar simultáneamente, puede ocurrir que uno de los mecanismos predomine sobre los otros dos.

#### 2.2 Conducción

Es un proceso mediante el cual fluye calor desde una región de temperatura alta a una región de temperatura baja dentro de un medio (sólido, líquido o gaseoso) o entre medios diferentes en contacto físico.

La ley de Fourier de la conducción del calor, afirma que la velocidad de conducción de calor a través de un cuerpo por unidad de sección transversal es proporcional al gradiente de temperatura que existe en el cuerpo (con el signo cambiado).

$$q = -kA \frac{dx}{dT} \quad (1)$$

Donde:

Q: Flujo de calor. (W)

K: La conductividad térmica del material.  $\left(\frac{W}{m \cdot ^\circ C}\right)$

A: El área de la sección a través de la cual fluye el calor por conducción, esta área es perpendicular a la dirección del flujo de calor. ( $m^2$ )

$dx/dT$ : El gradiente de temperatura en la sección, es decir la rapidez de variación de la temperatura (T) con respecto a la distancia (x) en la dirección del flujo de calor. [1]

**2.2.1 Analogía eléctrica de la conducción.** La analogía entre el flujo de calor y la electricidad, permite ampliar el problema de la transmisión de calor por conducción a sistemas más complejos, utilizando conceptos desarrollados en la teoría de circuitos eléctricos. Si la transmisión de calor se considera análoga al flujo de

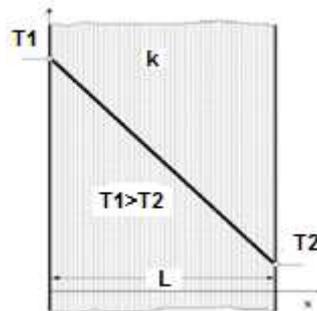
electricidad, la expresión  $(L/kA)$  equivale a una resistencia y la diferencia de temperaturas a una diferencia de potencial, por lo que la ecuación 2.1 se puede describir en forma semejante a la ley de Ohm:

$$Q = \frac{\Delta T}{R_k}; \text{ siendo } R_k \left\{ \begin{array}{l} \text{Potencial térmico, } \Delta T = T_1 - T_2 \\ \text{Resistencia térmica, } R_k = \frac{L}{kA} \end{array} \right.$$

La inversa de la resistencia térmica es la conductividad térmica  $(k/L)$ , o conductancia térmica unitaria del flujo de calor por conducción.

**2.2.2 Conducción en pared plana.** Una aplicación inmediata de la ley de Fourier (ecuación 1) corresponde al caso de la transmisión del calor a través de una pared plana (figura 1). Cuando las superficies de la pared se encuentran a temperaturas diferentes, el calor fluye sólo en dirección perpendicular a las superficies. Si la conductividad térmica es uniforme, se obtiene:

Figura 1. Conducción en Pared Plana



Fuente: [http://www.ing.unrc.edu.ar/materias/energiasolar/archivos/teoricos/teorico\\_conduccion.pdf](http://www.ing.unrc.edu.ar/materias/energiasolar/archivos/teoricos/teorico_conduccion.pdf).

$$Q_k = -\frac{kA}{L}(T_2 - T_1) = \frac{kA}{L}(T_1 - T_2) = \frac{(T_1 - T_2)}{\frac{L}{kA}} \quad (2)$$

Donde:

L: espesor de la pared (m)

$T_1$ : temperatura de la superficie de la izquierda ( $^{\circ}\text{C}$ ) cuando  $x=0$

$T_2$ : temperatura de la superficie de la derecha ( $^{\circ}\text{C}$ ) cuando  $x=L$ .

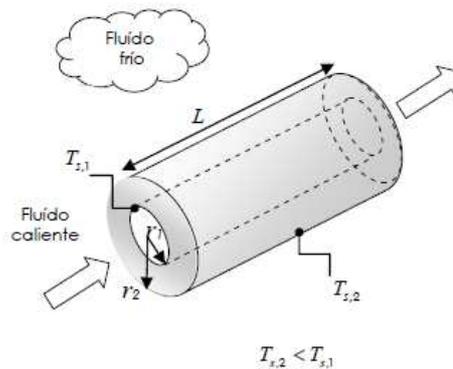
De este resultado, es evidente que la resistencia térmica para la conducción en pared

planaesdela forma: [2]

$$R_{cond.} = \frac{l}{kA} \quad (3)$$

**2.2.3 Paredescilíndricas.** Considere el cilindro huecodelafigura2.2,cuyasuperficieexterna e interna se exponen afluidos de diferentes temperaturas.

Figura 2.Cilindro hueco con condiciones convectivas en la superficie.



Fuente: [http://www.ing.unrc.edu.ar/materias/energiasolar/archivos/teoricos/teorico\\_conduccion.pdf](http://www.ing.unrc.edu.ar/materias/energiasolar/archivos/teoricos/teorico_conduccion.pdf).

Paracondicionesde estado estacionario, singeneracióninternadecalor, laleydeFourieren coordenadascilíndricasse expresa:

$$Q_r = -kA_r \frac{dT}{dr} \quad (4)$$

Siendo  $Q_r$  una constante en la dirección radial. Si consideramos también la forma del área de transferencia para esta geometría, nos queda.

$$Q_r = -k(2\pi rL) \frac{dT}{dr} \quad (5)$$

Donde:

$A_r = 2\pi rL$  es el área normal a la dirección de transferencia de calor.

Escribiendo la ecuación 2.5 en término de integrales con las condiciones de frontera,  $T(r_1) = T_{s,1}$  y  $T(r_2) = T_{s,2}$  obtenemos:

$$\frac{Q_r}{2\pi rL} \int_{r_1}^{r_2} \frac{dr}{r} = - \int_{T_{s,1}}^{T_{s,2}} k dT \quad (6)$$

Si considerando  $K = \text{constante}$  y resolvemos nos queda:

$$Q_r = 2\pi r L k \frac{(T_{s,1} - T_{s,2})}{\ln r_2 / r_1} \quad (7)$$

También es posible obtener la distribución de temperaturas en la dirección radial en el cilindro, esto es:

$$T(r) = \frac{(T_{s,1} - T_{s,2})}{\ln r_2 / r_1} \ln \left( \frac{r}{r_2} \right) + T_{s,2} \quad (8)$$

En el caso de la pared cilíndrica, la distribución de temperaturas no es lineal, sino logarítmica. De este resultado, es evidente que la resistencia térmica para la conducción radiales de la forma [2]

$$R_{cond} = \frac{\ln r_2 / r_1}{2\pi r L k} \quad (9)$$

### 2.3 Número de Nusselt

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

Ambas transferencias se consideran en la dirección perpendicular al flujo.

$$Nu_L = \frac{hL}{k_f} = \frac{\text{Transferencia de calor por convección}}{\text{Transferencia de calor por conducción}} \quad (10)$$

Donde:

$Nu_L$ : Número de Nusselt

$h$ : Coeficiente de transferencia de calor.  $\left( \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right)$ .

$L$ : Longitud característica. (m)

$k_f$ : conductividad térmica del fluido  $\left( \frac{W}{m \cdot ^\circ C} \right)$ .

El número de Nusselt puede también verse como un gradiente adimensional de temperatura en la superficie. [3]

Cuanto mayor es el número de Nusselt más eficaz es la convección.

Un número de Nusselt de  $Nu = 1$ , para una capa de fluido, representa una transferencia de calor a través de esta por conducción pura.

El número de Nusselt se emplea tanto en convección forzada como natural.

## 2.4 Número de Prandtl

Es un número adimensional proporcional al cociente entre la difusividad de momento (viscosidad) y la difusividad térmica. Se llama así en honor a Ludwig Prandtl.

$$Pr = \frac{v}{\alpha} = \frac{\text{Velocidad de Difusion de momento}}{\text{Velocidad de Difusion del Calor}} = \frac{C_p \mu}{k} \quad (11)$$

*Donde:*

$C_p$ : Calor específico del fluido.  $\left(\frac{J}{Kg \text{ } ^\circ C}\right)$ .

$\mu$ : Viscosidad dinámica del fluido.  $\left(\frac{Kg}{m \text{ } s}\right)$ .

$k$ : Conductividad térmica del fluido.  $\left(\frac{W}{m \text{ } ^\circ C}\right)$ .

$v$ : Viscosidad inemática.  $\left(\frac{m^2}{s}\right)$ .

$\alpha$ : Difusividad térmica.  $\left(\frac{m^2}{s}\right)$ .

Los metales líquidos poseen números de Prandtl muy bajos, los gases presenta la particularidad de tener un número de Prandtl en torno a 0.70, el agua tiene un valor intermedio, y finalmente los valores mayores del número de Prandtl lo presentan los fluidos viscosos.

En problemas de transferencia de calor el número de Prandtl controla el espesor relativo de las capas límite de momento y térmica. Cuando  $Pr$  es pequeño significa que el calor se difunde muy rápido comparado con la velocidad (momento). [4]

## 2.5 Número de Reynolds

El número de Reynolds es la relación entre las fuerzas inerciales y las fuerzas viscosas. Un número de Reynolds crítico distingue entre los diferentes tipos de fluido, tales como flujo laminar o turbulento en tubería, en la capa límite o alrededor de

objetos sumergidos. Para un fluido que circula por el interior de una tubería circular recta, el número de Reynolds viene dado por la siguiente ecuación:[5]

$$Re = \frac{\rho V L_c}{\mu} \quad (12)$$

Donde:

$\rho$ : Densidad del fluido.  $\left(\frac{Kg}{m^3}\right)$

V: Velocidad característica del fluido.  $\left(\frac{m}{s}\right)$

$L_c$ : longitud característica, para tuberías circulares es igual al diámetro. (m)

$\mu$ : Viscosidad dinámica del fluido.  $\left(\frac{Kg}{m \cdot s}\right)$

En tuberías no circulares la longitud característica es equivalente al diámetro hidráulico.

$$D_h = \frac{4A_c}{P} \quad (13)$$

Donde:

$A_c$ : Área de la sección transversal. (m<sup>2</sup>)

P: Perímetro mojado. (m)

En tubos circulares el diámetro hidráulico se reduce de la siguiente manera:[6]

$$D_h = D_i - d_e \quad (14)$$

Donde:

$D_i$ : Diámetro Interior del tubo exterior. (m)

$d_e$ : Diámetro exterior del tubo Interior. (m)

## 2.6 Número de Grashof

Es un número adimensional en mecánica de fluidos que es proporcional al cociente entre las fuerzas de flotación y las fuerzas viscosas que actúan en un fluido. Se llama así en honor al ingeniero alemán Franz Grashof. Su definición es

$$Gr = \frac{g\beta}{\nu^2} (T_w - T_\infty)L^3 \quad (15)$$

La manera en la que se obtiene  $\beta$  depende del fluido

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left( \frac{\partial \rho}{\partial T} \right) = \frac{1}{\rho} \frac{P}{RT^2} = \frac{1}{T_f} \quad (16)$$

T es la temperatura absoluta. Para líquidos y gases no ideales.

*Donde:*

g: Aceleración de la gravedad.  $\left(\frac{m}{s^2}\right)$

$\beta$ : Coeficiente de expansión térmica.  $(\text{°C}^{-1})$

$T_w$ : Temperatura de una superficie.  $(\text{°C})$

$T_\infty$ : Temperatura ambiente.  $(\text{°C})$

L: Longitud característica. (m)

$\nu$ : Viscosidad cinemática.

## 2.7 Número de Rayleigh

Es un número adimensional asociado con la transferencia de calor en el interior del fluido. Cuando el número de Rayleigh está por debajo de un cierto valor crítico, la transferencia de calor se produce principalmente por conducción; cuando está por encima del valor crítico, la transferencia de calor se produce principalmente por convección.

El número de Rayleigh se llama así en honor a Lord Rayleigh y es el producto del número de Grashof y el número de Prandtl. Para el caso de convección natural en una pared vertical el número de Rayleigh se define como

$$Ra = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)H_e^3}{\nu\alpha} \approx 10^9 \quad (17)$$

*Donde:*

$\alpha$ : Difusividad térmica.

Las propiedades físicas del fluido ( $Pr$ ,  $\nu$ ,  $\alpha$  y  $\beta$ ) se deben evaluar a temperatura fílmica.

En muchas situaciones ingenieriles, el número de Rayleigh tiene valores alrededor de  $10^6 - 10^8$ . Generalmente, la convección comienza para valores del número de Rayleigh mayores de mil,  $Ra > 1000$ , mientras que para  $Ra < 10$  la transferencia de calor es completamente por conducción.

## 2.8 Número de Stanton

Es un número adimensional que mide la relación entre el calor transferido a un fluido y su capacidad calorífica. Se usa para caracterizar la transferencia de calor en flujos de convección forzada.

$$St = \frac{Nu}{RePr} = \frac{h}{\rho C_p \mu} \quad (18)$$

En donde:

$h$ : coeficiente de transferencia de calor.  $\left(\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}\right)$

$C_p$ : Capacidad calorífica del fluido a presión constante.  $\left(\frac{J}{kg \cdot ^\circ C}\right)$

$\mu$ : Viscosidad dinámica.  $\left(\frac{kg}{m \cdot s}\right)$

También puede definirse en términos de número de Nusselt ( $Nu$ ), número de Reynolds ( $Re$ ) y número de Prandtl ( $Pr$ ).

## 2.9 Número de Jacob

Es el cociente entre el calor sensible del líquido sobrecalentado y el calor latente del cambio de estado[7]

$$Ja = \frac{c_{pf}(T_{sat} - T_w)}{h_{fg}} \quad (19)$$

Donde:

$C_p$ : Capacidad calorífica del fluido.  $\left(\frac{J}{kg \cdot ^\circ C}\right)$

$T_w$ : Temperatura de una superficie. ( $^\circ C$ )

$T_{\text{sat}}$ : Temperatura de saturación. ( $^{\circ}\text{C}$ )

$h$ : coeficiente de transferencia de calor. ( $\frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{ }^{\circ}\text{C}}$ )

También puede definirse en términos de número de Nusselt (Nu), número de Reynolds (Re) y número de Prandtl (Pr).

## 2.10 Número de Péclet.

El número de Peclet (Pe) es un número adimensional que relaciona la velocidad de advección de un flujo y la velocidad de difusión, habitualmente difusión térmica. Es equivalente al producto del número de Reynolds y el número de Prandtl en el caso de difusión térmica.

$$Pe = \frac{LV}{\alpha} = Re \cdot Pr \quad (20)$$

Donde:

Pe: Número de Péclet.

L : Longitud característica (m)

V: Velocidad del fluido ( $\frac{\text{m}}{\text{s}}$ )

$\alpha$ :Difusividad térmica ( $\frac{\text{m}^2}{\text{s}}$ )

Re: Número de Reynolds.

Pr: Número de Prandt.

## 2.11 Convección

Si existe una diferencia de temperatura en el interior de un líquido o un gas, es casi seguro que se producirá un movimiento del fluido. Este movimiento transfiere calor de una parte del fluido a otra por un proceso llamado convección. El movimiento del fluido puede ser natural o forzado. Si se calienta un líquido o un gas, su densidad (masa por unidad de volumen) suele disminuir. Si el líquido o gas se encuentra en el campo gravitatorio, el fluido más caliente y menos denso asciende, mientras que el fluido más frío y más denso desciende. Este tipo de movimiento,

debido exclusivamente a la no uniformidad de la temperatura del fluido, se denomina convección natural. La convección forzada se logra sometiendo el fluido a un gradiente de presiones, con lo que se fuerza su movimiento de acuerdo a las leyes de la mecánica de fluidos.

El análisis de la transferencia de calor por convección será alrededor del cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección  $h$ , que en general depende de la geometría del medio sólido, de las condiciones del fluido y sus propiedades.

$$q = h A (T_w - T_b) \quad (21)$$

Donde:

$h$ : Coeficiente de transferencia de calor por convección.  $\left(\frac{w}{m \cdot ^\circ C}\right)$

$A$ : Área del medio sólido en contacto con el fluido. ( $m^2$ )

$T_w$ : Es la temperatura superficial del medio sólido ( $^\circ C$ )

$T_b$ : Es la temperatura promedio del fluido. ( $^\circ C$ )

De este análisis resultado, es evidente que la resistencia térmica para la convecciones de la forma. [8]

$$R_{conv} = \frac{1}{hA} \quad (22)$$

**2.11.1 Correlación de convección en camisas con agitación mecánica.** Chilton, Drew y Jebens, han publicado una excelente correlación tanto para recipientes enchaquetados como para serpentines, y un número de Reynolds modificado para agitación mecánica. Emplearon un agitador plano, sus resultados están dados por la siguiente ecuación

$$Nu = 0,36 \left(\frac{L^2 N \rho}{\mu}\right)^{\frac{2}{3}} \left(\frac{Cp\mu}{k}\right)^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0,14} \quad (23)$$

Donde:

$L$ : Diámetro del agitador: (m)

$N$ : Número de revoluciones del agitador. (r.p.s.)

**2.11.2 Correlación de convección en serpentines con agitación mecánica.** Debido al aumento en turbulencia debe esperarse que los coeficientes de película para los tubos en un serpentín sean mayores que para un tubo recto. Chilton, Drew y Jebens, también obtuvieron una correlación para serpentines sumergidos como se aprecia en la figura 18. Su ecuación para el serpentín es similar a la de recipientes encaquetados con la misma desviación y está dada por[9]

$$Nu = 0,87 \left( \frac{L^2 N \rho}{\mu} \right)^{\frac{2}{3}} \left( \frac{Cp\mu}{k} \right)^{\frac{1}{3}} \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14} \quad (24)$$

**2.11.3 Correlación de convección intercambiadores de carcasa y tubos.** El coeficiente de transferencia de calor en el lado de la coraza para un banco de tubos ideal se determina por

$$h_i = j C p \dot{m}_s Pr^{-2/3} \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14} \quad (25)$$

$$\dot{m}_s = \frac{\dot{m}_a}{S_m} \quad (26)$$

$$S_m = Lbc \left[ Lbb + \frac{Dc}{Lpt} (Ltp - de) \right] \quad (27)$$

Donde:

$\dot{m}_s$ : Velocidad másica de flujo en la carcasa:

$S_m$ : Área de flujo:

$j$ : Factor de transferencia de calor

$$j = a_1 \left( \frac{1,33}{Ltp/de} \right)^a Re^{a_2} \quad (28)$$

Los factores **a** se determinan en la Tabla I, en función del número de Reynolds y el ángulo característico:

$$a = \frac{a_3}{1+0,14Re^{a_4}} \quad (29)$$

Tabla 1. Coeficientes de correlación para j.

Angulo	Re	a1	a2	a3	a4	b1	b2	b3	b4
30° (t)	10 <sup>5</sup> -10 <sup>4</sup>	0,321	-0,388	1,45	0,519	0,372	-0,123	7	0,5
	10 <sup>4</sup> -10 <sup>3</sup>	0,321	-0,388	1,45	0,519	0,486	-0,152	7	0,5
	10 <sup>3</sup> -10 <sup>2</sup>	0,593	-0,477	1,45	0,519	4,57	-0,476	7	0,5
	10 <sup>2</sup> -10 <sup>1</sup>	1,36	-0,657	1,45	0,519	45,1	-0,973	7	0,5
	10 <sup>1</sup> -10 <sup>0</sup>	1,4	-0,667	1,45	0,519	48	-1	7	0,5
45° (r)	10 <sup>5</sup> -10 <sup>4</sup>	0,37	-0,396	1,93	0,5	0,303	-0,126	6,59	0,52
	10 <sup>4</sup> -10 <sup>3</sup>	0,37	-0,396	1,93	0,5	0,333	-0,136	6,59	0,52
	10 <sup>3</sup> -10 <sup>2</sup>	0,73	-0,5	1,93	0,5	3,5	-0,476	6,59	0,52
	10 <sup>2</sup> -10 <sup>1</sup>	0,498	-0,656	1,93	0,5	26,2	-0,913	6,59	0,52
	10 <sup>1</sup> -10 <sup>0</sup>	1,55	-0,667	1,93	0,5	32	-1	6,59	0,52
90° (c)	10 <sup>5</sup> -10 <sup>4</sup>	0,37	-0,395	1,187	0,37	0,391	-0,148	6,3	0,378
	10 <sup>4</sup> -10 <sup>3</sup>	0,107	-0,266	1,187	0,37	0,0815	0,022	6,3	0,378
	10 <sup>3</sup> -10 <sup>2</sup>	0,408	-0,46	1,187	0,37	6,09	-0,602	6,3	0,378
	10 <sup>2</sup> -10 <sup>1</sup>	0,9	-0,631	1,187	0,37	32,1	-0,963	6,3	0,378
	10 <sup>1</sup> -10 <sup>0</sup>	0,97	-0,667	1,187	0,37	35	-1	6,3	0,378

Fuente: HEWITT, G. F. Heat Exchanger Design Handbook. Part 3.

Para determinar el coeficiente de transferencia de calor en la coraza se utiliza el método de Bell-Delaware que considera el flujo en un banco ideal y las desviaciones de la idealidad, es decir el factor de corrección para diversas fugas, bypass, distorsiones, etc. Esto hace que el cálculo del coeficiente perpendicular por el lado de la coraza sea más preciso. [10]

$$h_a = h_i(J_c, J_l, J_b, J_r, J_s) \quad (30)$$

Donde:

$h_i$ = Coeficiente de transferencia de calor ideal.

$J_c$ = Factor de corrección por efecto del flujo en la ventana del deflector:

$J_l$ = Factor de corrección por efecto de fugas del fluido en el deflector:

$J_b$ = Factor de corrección por efecto de bypass del fluido:

$J_r$ = Factor de corrección para el gradiente de temperatura:

$J_s$ = Factor de corrección por espacios desiguales de los deflectores:

**2.11.4 Correlación de convección, en tubos circulares.** Una expresión clásica para calcular el número de Nusselt local para flujo turbulento completamente desarrollada en un tubo circular se debe a Colburn y se puede partir de la analogía de Chilton-Colburn. Una correlación utilizada ampliamente para disminuir los errores se atribuye a Petukhov de la forma:

$$Nu_t = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) Re Pr}{1,07 + 12,7 \sqrt{\frac{f}{8}} \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1\right)} \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0,14} \quad (31)$$

el factor de fricción se puede obtener del diagrama de Moody o, para tubos suaves de la ecuación 2.11.

$$f = [0.79 \ln(6177.453) - 1.64]^{-2} \quad (32)$$

**2.11.5 Correlación de convección, en tubos concéntricos.** Utilizando la ecuación de Petukhov y Popov para designar el número de Nusselt en el anillo se expresa como una función del número de Nusselt en flujo turbulento en un tubo circular ecu. (2.23), corregido por una función de los diámetros

$$Nu_{an} = Nu_t \left[0.86 \left(D_i/d_e\right)\right] \quad (33)$$

Otro método de solución alternativo la proponen Sukomel con la siguiente correlacion para el calculo de nusselt en anillos concéntricos. **[11]**

$$Nu = 0.017 Re^{0.8} Pr^{0.4} \left(\frac{Pr_f}{Pr_c}\right)^{0.25} \left(\frac{D_i}{d_e}\right)^{0.18} \quad (34)$$

**2.11.6 Correlación de convección, en tubos concéntricos con aletas longitudinales.** Para flujo laminar propiamente, la correlación del modelo utiliza una constante de dirección  $Nu_\infty = 4.12$ , la solución para aletas planas con flujo laminar en longitudes cortas se determina con

$$Nu_L = \left[(Nu_\infty)^3 + (Nu_{L,a})^3\right]^{1/3} \quad (35)$$

$$Nu_{L,a} = 2.1 \left(\frac{Re Pr D_h}{L}\right)^{1/3} \quad (36)$$

Para flujo laminar y transitorio por encima de  $Re = 15000$ , el siguiente juego de ecuaciones es empleado, acotado como el incremento de la transición del régimen turbulento.

$$Nu_{tr} = [(Nu_L)^z + (Nu_x)^z]^{1/z} \quad (37)$$

$$Nu_x = Nu_t \left(\frac{Re}{15000}\right)^{1.25} \quad (38)$$

Donde  $Nu_t$  es el número de Nusselt utilizado para flujo turbulento. La expresión z es una función del número de Reynolds. **[12]**

$$z = 1.2 \quad \text{para } Re \leq 500 \quad (39)$$

$$z = 0.1Re^{0.4} \quad \text{para } Re > 500 \quad (40)$$

**2.11.7 Correlación de convección en intercambiadores de placas compactos.** En intercambiadores de calor el factor de fricción es mucho más alto que en tubos. El desempeño de la transferencia de calor en placas también puede determinarse con las ecuaciones típicas de transferencia de calor con los exponentes apropiados y constantes apropiadas para el tipo específico de intercambiador.

Para un intercambiador pequeño de placas intermedias H. Kumar en la publicación de HEWITT propone las siguientes ecuaciones para el cálculo del número de Nusselt en placas tipo chevron.

Flujo turbulento

$$Nu = 0.2 Re^{0.67} Pr^{0.4} \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.1} \quad (41)$$

Flujo laminar

$$Nu = 0.29 (RePr)^{0.4} \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.1} \quad (42)$$

DittusBoelter desarrollo la siguiente correlación para flujo laminar en intercambiadores de placas cuyo trabajo se publica en heat transfer handbook.

$$Nu = 1.86 \left(\frac{Re Pr d_e}{L}\right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14} \quad (43)$$

*Parámetros geométricos en intercambiadores de placas*

El área total está dada por:

$$A_t = nA_1 \quad (44)$$

*Dónde:*

n= número de placas en el intercambiador de calor menos dos.

A<sub>1</sub>= área de transferencia de calor de una placa. (m<sup>2</sup>)

La relación entre el área de la placa A<sub>1</sub>, anchura de flujo W, y longitud efectiva L

$$A_1 = LW \quad (45)$$

puede usarse para calcular  $A_1$ , si un valor no eta disponible. Como es posible, no puede conocerse valores para L y W. Los fabricantes normalmente proporcionan los valores de distancia de la abertura vertical y horizontal centrados (VPCD y HPCD, respectivamente), y pueden usarcé para estimar L y W.

$$L = VPCD \quad (46)$$

$$W = HPCD + D + 0,015 \quad (47)$$

La constante 0,015m es una concesión práctica que produce la mayor exactitud cuando la anchura de flujo es calculada. Si  $A_1$  o  $A_t$  y n son conocidos.

El área de flujo por el canal está dada por:

$$S_e = Wb \quad (48)$$

bse define como la brecha media de flujo en el canal de la placa:

$$b = \frac{X}{N} - e \quad (49)$$

*Dónde:*

X:Espacio total comprimido por las placas. (m)

N: Número de placas.

e: Espesor de las placas. (m)

El diámetro efectivo diámetro hidráulico se define por la ecuación:

$$d_e = \frac{2b}{\phi} \quad (50)$$

Si se desconoce  $\Phi$  puede asumirse como 1,17 si no se requiere gran precisión. **[13]**

**2.11.8 Flujo a través de un banco de tubos.** Zukauskas propone el siguiente cálculo para el número de Nusselt través de un banco de tubos.

$$Nu_D = C Re_D^m Pr^{0.36} \left( \frac{Pr}{Pr_s} \right)^{1/4} \quad (51)$$

$$\left[ \begin{array}{l} N_L \geq 20 \\ 0.7 < Pr < 500 \\ 1000 < Re_D < 2 \times 10^6 \end{array} \right]$$

Donde:

$Nu_D$ : Número de Nusselt.

C y m: Coeficientes para bancos de tubos de flujo cruzado.

$Re_D$ : Número de Reynolds.

Pr: Número de Prandtl.

$Pr_s$ : Número de Prandtl evaluado a temperatura de pared.

Donde todas las propiedades excepto  $Pr_s$  se evalúan a temperatura fílmica, y las constantes C y m se presentan en una lista en la **Tabla 2**. Si  $N_L < 20$ , se aplica un factor de corrección, tal que:

$$Nu|_{(NL < 20)} = C_2 Nu|_{(NL \geq 20)} \quad (52)$$

$C_2$  está dado en la **Tabla 3**.

Tabla 2. Constantes C y m para el banco de tubos en flujo cruzado.

Configuración	$Re_{D, \text{máx}}$	C	m
Alineado	$10 - 10^2$	0.80	0.40
Escalonado	$10 - 10^2$	0.90	0.40
Alineado	$10^2 - 10^3$	Se aproxima como un cilindro único (aislado)	
Escalonado	$10^2 - 10^3$		
Alineado	$10^3 - 2 \times 10^5$	0.27	0.63
( $S_T/S_L > 0.7$ ) <sup>a</sup>			
Escalonado	$10^3 - 2 \times 10^5$	$0.35(S_T/S_L)^{1/5}$	0.60
( $S_T/S_L < 2$ )			
Escalonado	$10^3 - 2 \times 10^5$	0.40	0.60
( $S_T/S_L > 2$ )			
Alineado	$2 \times 10^5 - 2 \times 10^6$	0.021	0.84
Escalonado	$2 \times 10^5 - 2 \times 10^6$	0.022	0.84

<sup>a</sup>Para  $S_T/S_L < 0.7$ , la transferencia de calor es ineficiente y los tubos alineados no se deben usar.

Fuente: INCROPERA, F.P. Fundamentos de Transferencia de Calor.

Tabla 3. Factor de corrección  $C_2$  para  $N_L < 20$  ( $Re > 10^3$ ).

NL	1	2	3	4	5	7	10	13	16
Alineado	0,7	0,8	0,86	0,9	0,92	0,95	0,97	0,98	0,99
Triangular	0,64	0,76	0,84	0,89	0,92	0,95	0,97	0,98	0,99

Fuente: INCROPERA, F.P. Fundamentos de Transferencia de Calor.

Para la configuración escalonada, la velocidad máxima ocurre en el plano transversal o en el plano diagonal, en cuyo caso está dada por[14]

$$V_{max} = \frac{V_0 S_T}{S_T - D} \quad (53)$$

Donde:

$V_{max}$ : Velocidad máxima de flujo a través del banco.  $\left(\frac{m}{s}\right)$

$V_0$ : Velocidad a la entrada del banco.  $\left(\frac{m}{s}\right)$

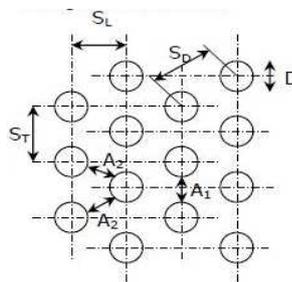
$S_T$ : Distancia vertical entre los tubos en la primera hilera. (m)

$D$ : Diámetro del tubo del banco. (m)

Chen y Wung validaron la siguiente correlación para el cálculo del número de Nusselt en bancos de tubos lisos. [15]

$$Nu = 0.35 \left(\frac{S_T}{S_L}\right)^{0.2} Re^{0.63} Pr^{0.36} \left(\frac{Pr}{Pr_w}\right)^{0.25} \quad (54)$$

Figura3. Distribución geométrica de un banco de tubos lisos.



Fuente: INCROPERA, F.P. Fundamentos de Transferencia de Calor.

### 2.11.9 Flujo a través de un banco de tubos con aletas continuas.

**Área Exterior.** El área total de transferencia de calor consta del área relacionada con los tubos expuestos (área principal) y las aletas (área secundaria).

**Área principal.**

$$A_p = \pi d_e (L_1 - t N_f L_1) N_t + 2 \left( L_2 L_3 - \frac{\pi d_e^2}{4} N_t \right) \quad (55)$$

$$N_f = \frac{\#aletas}{longitud} \quad (56)$$

Área secundaria:

$$A_f = 2 \left( L_2 L_3 - \frac{\pi d_e^2}{4} N_t \right) N_f L_1 + 2 L_3 t N_f L_1 \quad (57)$$

Área total de transferencia:

$$A = A_p + A_f \quad (58)$$

Donde:

$N_f$ : Número de aletas sobre unidad de longitud.

$N_t$ : Número de tubos.

$L_1$ : Ancho del banco de tubos. (m)

$L_2$ : Ancho de las aletas. (m)

$L_3$ : Altura de las aletas. (m)

$t$ : Espesor de las aletas. (m)

$d_e$ : Diámetro de los tubos. (m)

*Área de flujo.* Para el arreglo de tubo escalonado, el área libre de circulación mínima podía ocurrir a través de la primera hilera o a través de las diagonales. Donde  $c$  es una constante que modifica el arreglo dependiendo la sección bloqueada.

$$A_0 = \left[ \left( \frac{L_3}{s_t} - 1 \right) c'' + (s_t - d_e) - (s_t - d_e) t N_f \right] L_1 \quad (59)$$

$$c'' = \begin{cases} 2a'' \text{ si } 2a'' < 2b'' \\ 2b'' \text{ si } 2b'' < 2a'' \end{cases}$$

Las constantes modificadas para  $s_t$  para 30°, 45° y 60° se determinan en el anexo 7.

$$2a'' = (s_t - d_e) - (s_t - d_e) t N_f \quad (60)$$

$$b'' = \left[ \left( \frac{s_t}{2} \right) + s_L \right]^{0.5} - d_e - (s_t - d_e) t N_f \quad (61)$$

*Número de Nusselt.* En flujo laminar completamente desarrollado, el número de Nusselt es en teoría constante, independiente de  $Pr$  y también de  $Re$ . Dependiendo principalmente del factor de fricción  $j$ .

$$Nu = \frac{jRe}{Pr^{-1/3}} \quad (62)$$

El factor  $j$  se relaciona con la pérdida de presión en el banco para ello Wang y Chi suministran las siguientes correlaciones. [16]

Factor  $J$  para arreglos de tubos con aletas planas.

$$j = 0.108Re^{-0.29} \left(\frac{S_l}{S_t}\right)^{c_1} \left(\frac{p_f}{d_e}\right)^{-1.084} \left(\frac{p_f}{D_h}\right)^{c_2} \quad \text{para } N_L = 1 \quad (63)$$

$$j = 0,086Re^{c_3} N_L^{c_4} \left(\frac{p_f}{d_e}\right)^{c_5} \left(\frac{p_f}{D_h}\right)^{c_6} \left(\frac{p_f}{S_t}\right)^{-0,93} \quad \text{para } N_L \geq 2 \quad (64)$$

Donde:

$$c_1 = 1.9 - 0.23 \ln Re \quad (65)$$

$$c_2 = -0.236 + 0.126 \ln Re \quad (66)$$

$$c_3 = -0.361 - \frac{0,042 N_L}{\ln Re} + 0,158 \ln \left[ N_L \left(\frac{p_f}{d_e}\right)^{0,41} \right] \quad (67)$$

$$c_4 = -1,224 - \frac{0,076 \left(\frac{S_l}{D_h}\right)^{1,42}}{\ln Re} \quad (68)$$

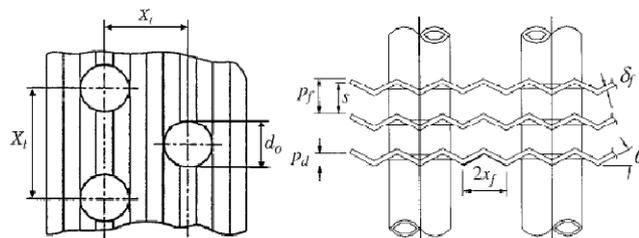
$$c_5 = -0.083 + \frac{0,058 N_L}{\ln Re} \quad (69)$$

$$c_6 = -5,735 + 1,21 \ln \frac{Re}{N_L} \quad (70)$$

Las ecuaciones 63 y 64 son válidas para los siguientes rangos:  $300 \leq Re_{dc} \leq 20000$ ,  $6.9 \leq dc \leq 13.6$ ,  $1.3 \leq Dh \leq 9.37 \text{ mm}$ ,  $20.4 \leq St \leq 31.8 \text{ mm}$ ,  $12.7 \leq Sl \leq 32 \text{ mm}$ ,  $1 \leq p_f \leq 8.7 \text{ mm}$  y  $1 \leq N_L \leq 6$ .

Factor  $J$  para arreglos de tubos con aletas corrugadas.

Figura 4. Arreglos de bancos con placas corrugadas.



Fuente: RAMESH, K. S. Fundamentals of heat Exchanger design.

$$j = 0,324Re^{c_1} \left(\frac{p_f}{S_t}\right)^{c_2} (\tan\theta)^{c_3} \left(\frac{S_l}{S_t}\right)^{-0,93} N_L^{0,428} \quad (71)$$

Donde:

$$c_1 = -0.229 + 0,115 \left(\frac{p_f}{d_c}\right)^{0,6} \left(\frac{S_t}{d_h}\right)^{0,54} N_L^{-0,284} \ln(0.5 * \tan\theta) \quad (72)$$

$$c_2 = -0.251 - \frac{0,232 N_L^{1,37}}{\ln Re - 2,303} \quad (73)$$

$$c_3 = -0.439 \left(\frac{p_f}{d_h}\right)^{0,6} \left(\frac{S_l}{S_t}\right)^{-1,75} N_L^{-0,93} \quad (74)$$

$$c_4 = 0.502 + [\ln Re - 2.303] \quad (75)$$

Las ecuación 71 es válida para tubos pequeños de 7.94 a 9.53 mm y opra dentro de los siguientes rangos:  $300 \leq Re_{dc} \leq 8000$ ,  $8.58 d_c \leq 10.38$ ,  $1.53 \leq Dh \leq 4.52$  mm,  $St = 25.48$  mm,  $19.05 \leq Sl \leq 25.04$  mm,  $1.21 \leq p_f \leq 3.66$  mm,  $1 \leq N_L \leq 6$ ,  $14.5 \leq \theta \leq 18.5$ ,  $4.76 \leq x_f \leq 6.35$  mm, y  $1.18 \leq p_d \leq 1.68$  mm.

## 2.12 Convección libre

Las velocidades en convección libre son por lo general mucho más pequeñas que las asociadas con la convección forzada, las transferencia de calor por convección son más pequeñas. Por consiguiente se asigna menos importancia a los procesos de convección libre.

La convección libre influya marcadamente en la transferencia de calor de tubos y líneas de transmisión así como en varios dispositivos electrónicos. En la convección libre, el movimiento del fluido se debe a la fuerza de empuje dentro del mismo, mientras que en la convección forzada se impone de forma externa.

Los efectos de convección de convección libre dependen obviamente del coeficiente de expansión  $\beta$ . El número de Grashof juega el mismo papel en la convección libre que el número de Reynolds. El número de Reynolds proporciona una medida de la razón de las fuerzas inerciales, en contraste el número de Grashof indica la razón de las fuerzas de empuje a las fuerzas viscosas que actúan sobre el fluido.

La transición de una capa limite depende de la magnitud de las fuerzas de empuje y viscosas del fluido. Se acostumbra relacionar la concurrencia con el número de Rayleigh que simplemente el número de Grashof y Prandtl.

*Placa vertical.* Churchill y Chu recomiendan una correlación que se puede aplicar para sobre todo el intervalo de Raleigh y de la forma

$$Nu = \left\{ 0.85 + \frac{0.387Ra^{1/6}}{\left[1 + (0.492/Pr)^{9/16}\right]^{8/27}} \right\}^2 \quad (76)$$

Se puede obtener una precisión ligeramente mejor para flujo laminar mediante el uso de

$$Nu = 0.68 + \frac{0.67Ra^{1/4}}{\left[1 + (0.492/Pr)^{9/16}\right]^{4/9}} \quad Ra \leq 10^9 \quad (77)$$

*Cilindro horizontal.* Esta geometría se ha estudiado de manera extensa y Morgan a revisado muchas de las correlaciones existentes, Morgan sugiere la expresión de la forma[17].

$$Nu = 0.53(Ra)^{0.25} \quad \text{Para } 104 < Ra < 10^9 \quad (78)$$

### 2.13 Transferencia de calor por condensación

La condensación se produce cuando un vapor saturado que se pone en contacto con una superficie a menor temperatura, se enfría hasta que la temperatura se hace inferior a su temperatura de saturación. Si el vapor es puro, la temperatura de saturación corresponde a la presión total; si se trata de una mezcla de vapor y gas no condensable, la temperatura de saturación corresponderá a la presión parcial del vapor.

**2.13.1 Condensación de gotas.** Normalmente, los coeficientes de transferencia de calor para la condensación de gotas son un orden de magnitud mayores que los de la condensación de película. De hecho, en aplicaciones de intercambiador de calor para las que la condensación de gotas se presenta, otras resistencias térmicas pueden ser significativamente más grandes que las que se deben a la condensación y, por tanto, no se necesitan correlaciones confiables para el proceso de condensación.

De los muchos sistemas superficie-fluido estudiados, la mayoría de los datos son para la condensación de vapor en superficies de cobre bien aumentadas y están correlacionados por una expresión de la forma:

$$h_{dc} = 51,104 + 2044T_{sat} \quad 22^\circ\text{C} < T_{sat} < 100^\circ\text{C} \quad (79)$$

$$h_{dc} = 255,510 \quad 100^\circ\text{C} < T_{sat} \quad (80)$$

donde el coeficiente de transferencia de calor tiene unidades de W/m<sup>2</sup>·K. El efecto de subenfriamiento,  $T_{sat} - T_s$ , sobre  $h_{dc}$  es pequeño y se puede ignorar.

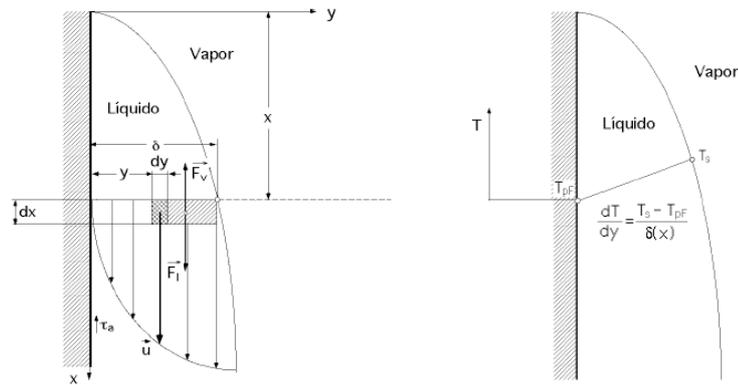
El efecto de vapores no condensables en el vapor puede ser muy importante y lo han estudiado Shade y Mikic. Además, si el material de la superficie de condensación no conduce tan bien como el cobre o la plata, su resistencia térmica se vuelve un factor. Como todo el calor se transfiere a las gotas, que son muy pequeñas y ampliamente distribuidas sobre la superficie, se reunirán líneas de flujo caliente dentro del material superficial cerca de las áreas activas de condensación, lo que induce una resistencia de contracción.

**2.13.2 Condensación en forma de película.** Si el condensado se forma sobre una pared vertical y la humedece, en condiciones normales se forma sobre la superficie un flujo continuo de fluido fluyendo el condensado hacia abajo por la acción de la gravedad, aumentando el espesor de la película de modo continuo de arriba hacia abajo. Salvo que la velocidad del vapor sea muy alta o que la película de líquido sea muy gruesa, el movimiento del condensado es laminar, y se transfiere la entalpía de condensación desde la intercara (vapor/líquido) hacia la superficie simplemente por conducción.

La velocidad del flujo de calor depende principalmente del espesor de la película del condensado, la cual a su vez depende de la velocidad a la que condensa el vapor y de la velocidad con que se elimina el condensado. Cuando la placa es inclinada respecto a la posición vertical, disminuye la velocidad del condensado y la película de líquido se hace más gruesa, lo que origina una disminución de la velocidad de transferencia de calor.

Los coeficientes de transmisión de calor por convección para la condensación de vapores puros en forma de película, sobre tubos y placas, fueron obtenidos por primera vez por Nusselt en 1916.

Figura 5. Condensación en forma de película sobre una superficie Vertical.



Fuente: CENGEL, Y. A. Transferencia De Calor.

Como consecuencia de este gradiente de presiones, se puede interpretar que el elemento de condensado  $(\delta - y)$  se encuentra en una atmósfera de vapor saturado, por lo que aparecerá sobre el mismo una fuerza sustentadora  $F_v$  (prácticamente despreciable), igual al peso del volumen de vapor desalojado de la forma:

$$F_v = (\delta - y) dx \rho_v g \quad (81)$$

Las fuerzas viscosas frenan el movimiento hacia abajo (rozamiento); por lo que respecta al vapor, amén que fluya a una velocidad muy elevada, las tensiones de cortadura en la superficie libre son muy pequeñas, por lo que el rozamiento debido al vapor se puede despreciar; la fuerza de rozamiento generada  $F_r$  será debida únicamente a la viscosidad del líquido, y se opone al deslizamiento del condensado de la forma:

$$F_r = \eta l \frac{du}{dy} dx \quad (82)$$

En condiciones estacionarias las fuerzas hacia arriba y hacia abajo son iguales.

$$(\delta - y) (\rho_l - \rho_v) g = \eta l \frac{du}{dy} \quad (83)$$

Donde:

$\delta$ : el espesor de la capa de condensado

$\rho_l$  la densidad del líquido;  $\rho_v$  la densidad del vapor;  $\eta l$  la viscosidad del líquido

$u$ :  $u(y)$  la velocidad a la distancia  $x$

La distribución de velocidades en la película de condensado se obtiene integrando lo anterior. La velocidad alcanza un valor máximo sobre la superficie de la película.

*Proceso térmico.*-Como la velocidad del flujo másico del condensado  $G$  (kg/seg) sobre la placa depende de la velocidad a la que condensa el vapor, si se supone que el flujo de película es de tipo laminar y paralelo a la superficie.

*Coefficiente de transferencia de calor.*- El calor evacuado en la condensación por conducción, en el elemento de volumen de espesor  $dx$  a la distancia  $x$ , es el mismo que el evacuado por convección de la forma:

$$dq = hCxdx (T_s - T_{pF}) = kldx \frac{dT}{dy} = kldx \frac{T_s - T_{pF}}{d} \quad (84)$$

El aumento del espesor de la película de condensado es semejante al crecimiento de la capa límite sobre una placa plana en la convección; un aumento de la diferencia de temperaturas ( $T_s - T_{pF}$ ) produce una disminución de la conductancia superficial; esto está originado por el aumento del espesor de la película, como resultado del incremento de la velocidad de condensación.

Aunque el análisis anterior está hecho específicamente para una placa vertical, el desarrollo es válido para las superficies interior y exterior de tubos verticales, si éstos tienen diámetros grandes en comparación con el espesor de la película; estos resultados se pueden extender también a placas inclinadas un ángulo  $\theta$ , respecto al plano horizontal, sustituyendo  $g$  por  $g \sin\theta$ .

A pesar de las complejidades asociadas con la condensación de película, se pueden obtener resultados útiles al hacer suposiciones que se originen de un análisis de Nusselt.

1. Se supone flujo laminar y propiedades constantes para la película líquida.
2. Se supone que el gas es un vapor puro y a temperatura uniforme igual a  $T_{sat}$ . Sin un gradiente de temperatura en el vapor, la transferencia de calor a la interfaz líquido-vapor puede ocurrir sólo por condensación en la interfaz y no por conducción de vapor.
3. Se supone insignificante el esfuerzo cortante en la interfaz líquido-vapor, en cuyo caso

$\partial u / \partial y |_{y = \delta} = 0$ . Con esta suposición y la anterior de temperatura uniforme del vapor, no hay necesidad de considerar las capas límite de velocidad o térmicas.

4. Las transferencias de momento y energía por advección en la película condensada sesuponen insignificantes. Esta suposición es razonable por virtud de las bajas velocidadesasociadas con la película. Se sigue que la transferencia de calor a través de la películaaocurre sólo por conducción, en cuyo caso la distribución de temperaturas de líquido eslineal.

**2.13.2.1** *Condensación de película laminar sobre una placa o cilindro vertical.* La película se origina en la parte superior de la placa y fluye hacia abajo por influencia de la gravedad, el espesor y el flujo de masa de condensado aumenta a medida que se incrementa la distancia debido a la condensación continua en la interfaz liquido-vapor que está a temperatura de saturación, hay entonces transferencia de calor desde esta interfaz a través de la película a la superficie.

$$h_v = 0.943 \left( \frac{g \rho_f (\rho_f - \rho_v) k_f^3 h'_{fg}}{\mu_f (T_{sat} - T_s) L} \right)^{1/4} \quad (85)$$

Donde:

g: Gravedad  $\left(\frac{m}{s}\right)$ .

$\rho_f$ : Densidad del líquido saturado.  $\left(\frac{Kg}{m^3}\right)$

$\rho_v$ : Densidad del vapor saturado.  $\left(\frac{Kg}{m^3}\right)$

$K_f$ : Coeficiente de calor del líquido.  $\left(\frac{w}{m^{\circ}C}\right)$

$h_{fg}$ : calor latente modificado.  $\left(\frac{J}{Kg}\right)$

$\mu_f$ : Viscosidad dinámica del líquido saturado.  $\left(\frac{Ns}{m^2}\right)$

$T_w$ : Temperatura de la pared. ( $^{\circ}C$ )

$T_{sat}$ : Temperatura de la presión de trabajo. ( $^{\circ}C$ )

L: Longitud de la placa. (m)

Al utilizarse esta ecuación todas las propiedades del líquido deben evaluarse a la temperatura de la película del condensado sobre una placa:

(86)

Donde:

$T_f$ : Temperatura de la película del condensado sobre una placa. ( $^{\circ}\text{C}$ )

$T_p$ : Temperatura promedio del fluido en análisis. ( $^{\circ}\text{C}$ )

Rohsenow recomienda usar el calor latente modificado en términos del número de Jakob, de la forma,

(87)

Donde:

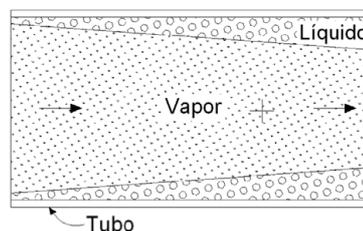
$Ja$ : Número de Jacob.

: Calor latente del vapor, se debe evaluar a  $T_{sat}$ .

**2.13.2.2 Condensación de película en tubos horizontales.** La mayoría de condensación de película dentro de tubos horizontales que se encuentran en aplicaciones de refrigeración y acondicionamiento de aire, ocurren en la superficie interna de tubos horizontales y verticales.

(88)

Figura 6. Flujo de condensado en un tubo horizontal.



Fuente: CENGEL, Y. A. Transferencia De Calor.

Para velocidades bajas de vapor, Chato recomienda la siguiente ecuación para la condensación de vapor saturado[18]

(89)

para este caso el calor latente modificado es

$$h'_{fg} = h_{fg} + \frac{3}{8}cp_f(T_{sat} - T_s) \quad (90)$$

Donde:

g: Aceleración gravitacional.  $\left(\frac{m}{s^2}\right)$

$\rho_v$ : Densidad del vapor.  $\left(\frac{Kg}{m^3}\right)$

$\rho_f$ : Densidad del líquido.  $\left(\frac{Kg}{m^3}\right)$

$\mu_f$ : Viscosidad del líquido.  $\left(\frac{Kg}{m \cdot s}\right)$

$k_f$ : Conductividad térmica.  $\left(\frac{Kg}{m \cdot s \cdot C}\right)$

$cp_f$ : Calor específico.  $\left(\frac{KJ}{Kg \cdot C}\right)$

$h_{fg}$ : Calor latente.  $\left(\frac{J}{Kg}\right)$

$h'_{fg}$ : Calor latente modificado de vaporización.  $\left(\frac{J}{Kg}\right)$

d: Diámetro interno del tubo. (m)

## 2.14 Radiación.

La radiación térmica es la energía emitida por la materia que se encuentra a una temperatura finita, la radiación se puede atribuir a cambios en la configuración electrónica de los átomos o moléculas. Sin embargo mientras la radiación emitida y absorbida aumenta y disminuye, respectivamente la energía térmica de la materia, la radiación reflejada y transmitida no tiene ningún efecto sobre esta energía.

La radiación de una superficie emitida se origina a partir de la energía térmica de la materia limitada por la superficie, y la velocidad a la que libera energía por unidad de área, esto se denomina potencia emisiva superficial. Hay un límite superficial para la potencia emisiva, que es establecida por la ley de Stefan-Boltzman.

$$E_b = \sigma T^4 \quad (91)$$

donde  $T$  es la temperatura absoluta (°K) y  $\sigma$  es la constante de Stefan Boltzman ( $\sigma = 5.67 * 10^{-8} W/m^2 \text{ } ^\circ K^4$ ). Dicha superficie se llama radiación ideal o cuerpo negro.

Un caso especial que ocurre con frecuencia implica el cambio de radiación entre una superficie pequeña a  $T_s$ , y una superficie isotérmica mucho más grande que rodea por completo a la pequeña. Los alrededores podrían ser por ejemplo, las paredes de un horno cuya temperatura  $T_{aire}$  es diferente. La irradiación se aproxima con la emisión de un cuerpo negro a  $T_{air}$  en el caso que  $G = \sigma T^4$ , la velocidad neta de transferencia de calor por radiación desde la superficie expresada por unidad de área de la superficie, es

$$q''_{rad} = \frac{q}{A} = \varepsilon G = \varepsilon \sigma (T_s^2 - T_{aire}^4) \quad (92)$$

Esta expresión proporciona la diferencia entre la energía térmica que se libera debido a la emisión de radiación y la que gana debido a la absorción de radiación.

$$q_{rad} = h_r A (T_s - T_{air}) \quad (93)$$

donde, de la ecuación 86 el coeficiente de transferencia de calor por radiación es,

$$h_r = \varepsilon \sigma (T_s - T_{air}) (T_s^2 + T_{air}^2) \quad (94)$$

Aquí Linealizando la ecuación de forma similar a la convección, en este sentido la ecuación de la velocidad de radiación, haciéndola proporcional a la diferencia de temperaturas en lugar de la diferencia de dos temperaturas a la cuarta potencia. Sin embargo  $h_r$  depende marcadamente de la temperatura mientras que la dependencia de la temperatura del coeficiente de transferencia de calor por convección es por lo general débil.[6]

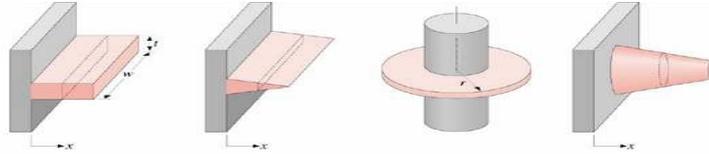
## 2.15 Superficies extendidas (Aletas).

Al aumentar la transferencia térmica por convección entre un cuerpo y el fluido que lo rodea, como en los casos de disipación térmica, la solución pasa por aumentar la superficie de contacto entre el sólido y fluido o aumentar el coeficiente de convección. Así, como primera opción recurre a la adición de aletas para aumentar la superficie, y en caso de que esto no baste se opta por la convección forzada.

Las superficies extendidas pueden existir en muchos tipos de situaciones pero son normalmente utilizadas como aletas para mejorar la transferencia de calor al incrementar el área de convección (y/o radiación).

Existen diferentes formas de aleta, normalmente de sección constante, siendo las más comunes de sección rectangular y de aguja.[19]

Figura 7. Formas de las superficies extendidas (aletas).

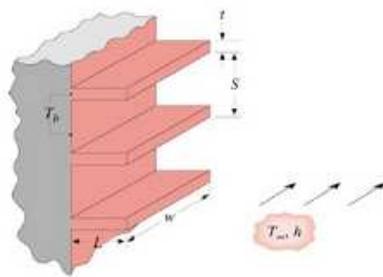


Fuente: <http://es.scribd.com/doc/14533716/Transferencia-de-calor>

### 2.15.1 Aletas de sección constante

Primero empezamos con el caso más simple de aletas rectangulares de sección transversal uniforme como se observa en la figura 7 un arreglo de de aletas rectangulares.[20]

Figura 8. Arreglo de de aletas rectangulares



Fuente: CENGEL, Y. A. Transferencia De Calor.

La eficiencia de las aletas se calcula por la siguiente ecuación:

$$\eta_0 = 1 - \frac{NA_f}{A_t} (1 - \eta_f) \quad (95)$$

Donde:

$\eta_0$ : Eficiencia total.

$\eta_f$ : Eficiencia de una aleta.

$N$ : Número total de aletas.

$A_f$ : Área superficial de la aleta. (m<sup>2</sup>)

$A_t$ : Área total de transferencia. (m<sup>2</sup>)

El área total de transferencia de calor para un arreglo de aletas rectangulares se determina por medio de la siguiente ecuación:

$$A_t = NA_f + A_b \quad (96)$$

$$A_f = 2LL_c \quad (97)$$

$$L_c = L_h + \frac{t}{2} \quad (98)$$

*Donde:*

$A_b$ : Área de la base. (m<sup>2</sup>)

$A_f$ : Área superficial de la aleta. (m<sup>2</sup>)

t: Espesor de la aleta. (m)

$L_c$ : Longitud característica. (m)

Eficiencia de una aleta.

$$\eta_f = \frac{\tanh mL_c}{mL_c} \quad (99)$$

$$m = \sqrt{\frac{hS}{KA_s}} \quad (100)$$

$$S = 2L + 2t \quad (101)$$

$$A_s = Lt \quad (102)$$

*Donde:*

h: Coeficiente de transferencia de calor en el lado de la aleta  $\left(\frac{w}{m^2 \cdot ^\circ C}\right)$ .

k: Conductividad del material de la aleta  $\left(\frac{w}{m \cdot ^\circ C}\right)$ .

t: Espesor de la aleta. (m)

L: Longitud de la aleta. (m)

$A_s$ = Área superficial. (m<sup>2</sup>)

La resistencia total se calcula por la siguiente ecuación:

$$R_{t,0} = \frac{\theta_b}{q_t} = \frac{1}{n_0 h A_t} \quad (103)$$

Donde:

$R_{t,0}$ : Resistencia térmica de las aletas.  $\left(\frac{^{\circ}C}{W}\right)$

$h$ : Coeficiente de transferencia de calor.  $\left(\frac{W}{m^2^{\circ}C}\right)$

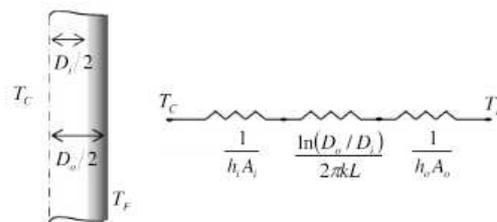
$A_t$ : Área total de transferencia. ( $m^2$ )

## 2.16 Coeficiente global de transferencia de calor

Un análisis muy importante en cualquier análisis térmico de intercambiadores, es el coeficiente global de transferencia de calor, el cual se puede definir en términos de una resistencia térmica total para la transferencia de calor de un fluido a otro, ya sea a través de una placa o de una pared de un tubo, siendo este último, el caso predominante.

En la figura 8 muestra la sección transversal de un tubo típico, así como el perfil de temperatura y el circuito térmico correspondiente.

Figura 9. Perfil de temperatura y circuito térmico.



Fuente: [http://www.telecable.es/personales/albatros1/calor/transferencia\\_de\\_calor\\_07 intercambiadores.htm](http://www.telecable.es/personales/albatros1/calor/transferencia_de_calor_07_intercambiadores.htm)

El Coeficiente global de transferencia de calor para superficies cilíndricas se obtiene a partir de la ecuación 2.87:

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_o A_o} \quad (104)$$

Donde:

U: Coeficiente global de transferencia de calor.

A: Área de transferencia de calor. (m<sup>2</sup>)

D<sub>0</sub>, D<sub>i</sub>: Diámetro interior y exterior del tubo. (m)

A<sub>i</sub>, A<sub>0</sub>: Superficie interna y externa del tubo. (m<sup>2</sup>)

h<sub>i</sub>, h<sub>0</sub>: coeficiente de transferencia de calor interna y externa del tubo.  $\left(\frac{w}{m^2 \cdot ^\circ C}\right)$

k: Conductividad térmica del material.  $\left(\frac{w}{m \cdot ^\circ C}\right)$

L: Longitud del tubo. (m)

En superficies planas el Coeficiente global de transferencia de calor para queda de la siguiente forma:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_i} + \frac{t}{k} + \frac{1}{h_o} \quad (105)$$

Cuando un intercambiador de calor ha estado en operación durante un periodo largo de tiempo, a menudo las superficies quedan sujetas a la obstrucción debido a impurezas entre el fluido y el material de la pared, afectando de esta manera la transferencia de calor. Este efecto se trata mediante la implicación de una resistencia por ensuciamiento, R<sub>f</sub>. Por lo tanto, el coeficiente global de transferencia de calor se puede determinar a partir del conocimiento de los coeficientes de convección de los fluidos caliente y frío, de las resistencias de ensuciamiento y de los parámetros geométricos. [21]

## 2.17 Diferencia de la temperatura media logarítmica

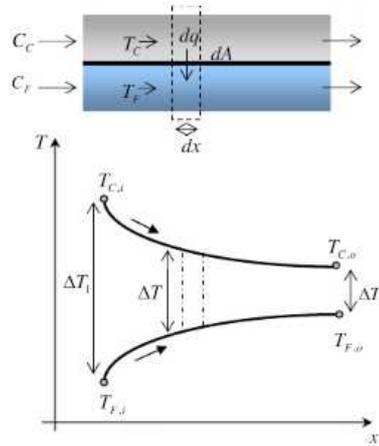
La velocidad de transferencia de calor de un intercambiador también se puede expresar de una manera análoga a la ley de Newton de enfriamiento

$$Q = AUF(LMTD) \quad (106)$$

Cuando se requiere analizar o predecir el rendimiento de un intercambiador de calor, se debe agrupar la transferencia total de calor con las temperaturas de entrada y salida del fluido, el coeficiente global de transferencia de calor y la superficie total de transferencia. Para ejemplificar el análisis térmico, la Figura 9 muestra la variación de

las temperaturas caliente y fría asociadas a un intercambiador de calor en flujo paralelo.

Figura 10. Variación de temperatura a lo largo de un intercambiador de flujo paralelo.



Fuente: <http://www.scribd.com/doc/53633347/18/Coeficiente-global-de-transferencia-de-calor>

De acuerdo a la Figura9, se puede apreciar que la diferencia de temperatura  $\Delta T$  para la transferencia de calor entre el fluido caliente y el frío varía a lo largo de todo el intercambiador.

Con el objeto de determinar  $\Delta T_m$ , se considera un intercambiador de flujo paralelo, al realizar un balance de energía sobre el elemento diferencial mostrando en la figura 9 y tomando en cuenta las siguientes consideraciones: el intercambiador de calor está aislado en sus alrededores, la conducción axial a lo largo de los tubos es insignificante, los cambios de energía potencial y cinética son despreciables, los calores específicos son constantes y el coeficiente global de transferencia de calor es constante, se puede decidir la siguiente ecuación:[22]

$$LMTD = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \quad (107)$$

$$\Delta T_1 = T_{c1} - T_{f1} \quad (108)$$

$$\Delta T_2 = T_{c2} - T_{f2} \quad (109)$$

## 2.18 Eficiencia del intercambiador de calor

Es la razón entre la transferencia de calor real y la transferencia máxima posible. El número de unidades de transferencia de calor (NUT) es un parámetro adimensional

que se usa ampliamente para el análisis de intercambiadores de calor y se define como [23]

$$NUT = \frac{UA}{C_{min}} \quad (110)$$

$$C_{min} = \dot{m}C_p \quad (111)$$

Dónde:

$\dot{m}$ = Flujo másico del líquido (kg/h)

U= Coeficiente global de transferencia de calor.

A= Área total d transferencia (m<sup>2</sup>).

La eficiencia del intercambiador está dada por la siguiente ecuación:

$$\varepsilon = 1 - \exp(-NUT) \quad (112)$$

## 2.19 Calor latente

El calor cedido por el fluido calefactor (vapor satura) hacia el fluido de menor temperatura (agua) es igual a la masa de calor latente a la presión y temperatura del proceso.

$$q = m_v h_{fg} \quad (113)$$

## 2.20 Intercambiadores de calor

Un intercambiador de calor es un dispositivo diseñado para transferir calor de un fluido a otro, sea que estos estén separados por una barrera o que se encuentren en contacto directo. Son equipos importantes en instalaciones de procesos, centrales termoeléctricas, refinerías, etc.

**2.20.1 Tipos de intercambiadores.** Los intercambiadores de calor se pueden clasificar basándose en: clasificación por la distribución de flujo. Tenemos cuatro tipos de configuraciones más comunes en la trayectoria del flujo.

En la *distribución de flujo en paralelo*, los fluidos caliente y frío, entran por el mismo extremo del intercambiador, fluyen a través de él en la misma dirección y salen por el otro extremo.

En la *distribución en contracorriente*, los fluidos caliente y frío entran por los extremos opuestos del intercambiador y fluyen en direcciones opuestas.

En la *distribución en flujo cruzado de un solo paso*, un fluido se desplaza dentro del intercambiador perpendicularmente a la trayectoria del otro fluido.

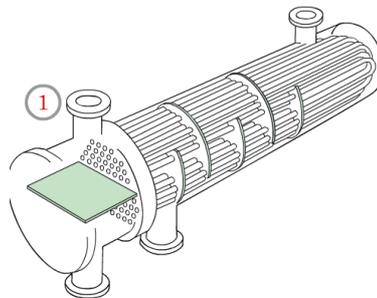
En la *distribución en flujo cruzado de paso múltiple*, un fluido se desplaza transversalmente en forma alternativa con respecto a la otra corriente de fluido.

**2.20.2 Intercambiador de calor de coraza y tubos.**El intercambiador de calor de coraza y tubos es el más utilizado en la industria. Está formado por una coraza y por multitud de tubos. Se clasifican por el número de veces que pasa el fluido por la coraza y por el número de veces que pasa el fluido por los tubos.

En los intercambiadores de calor de paso múltiple se utiliza un número par de pasos en el lado del tubo y un paso o más por el lado de la coraza.

Así por ejemplo el primer intercambiador que hay representado es el de la figura 11, es decir, que el fluido circula una vez por la coraza y el que se encuentra en el interior de los tubos pasa dos veces.

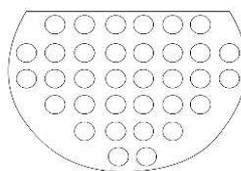
Figura 11. Intercambiador de coraza y tubo



Fuente: <http://www.epsem.upc.edu/~intercanviadorsdecalor/castella.html>

Los tubos que van por dentro de la coraza son colocados mediante una placa deflectora perforada, representada a continuación:

Figura 12. Placa deflectora en el intercambiador de calor coraza y tubo.

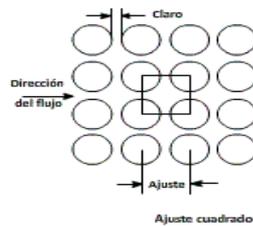


Fuente: <http://www.epsem.upc.edu/~intercanviadorsdecalor/castella.html>

Estas placas deflectoras están puestas para generar un flujo cruzado e inducir una mezcla turbulenta en el fluido que va por la coraza, la cual mejora el intercambio por convección.

*Distribución de Tubos. Ajuste cuadrado.* Esta configuración permite una mejor limpieza de los tubos. También hace que haya una menor caída de presión en el lado de la coraza.

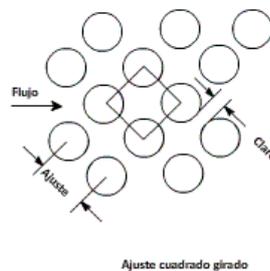
Figura 13. Distribución de tubos en forma cuadrada.



Fuente: <http://www.epsem.upc.edu/~intercanviadorsdecalor/castella.html>

*Ajuste cuadrado girado.* Las ventajas de esta distribución es la misma que el anterior.

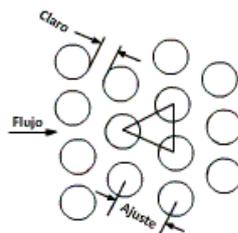
Figura 14. Distribución de tubos en ajuste cuadrado girado.



Fuente: <http://www.epsem.upc.edu/~intercanviadorsdecalor/castella.html>

*Ajuste triangular.* Se consigue una mayor superficie de transferencia de calor que con el ajuste cuadrado no se consigue. Si la distancia de centro a centro de los tubos es muy pequeña, no se puede limpiar. **[24]**

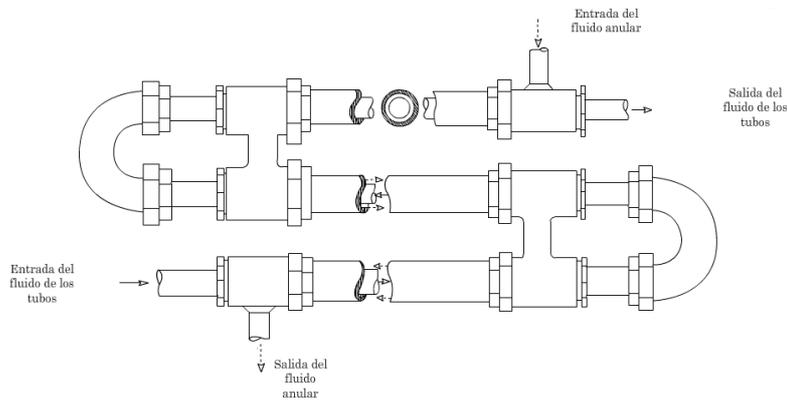
Figura 15. Distribución de tubos en ajuste triangular.



Fuente: <http://www.epsem.upc.edu/~intercanviadorsdecalor/castella.html>

**2.20.3 Intercambiadores de calor de tubos concéntricos.** Los intercambiadores de calor de tubos concéntricos o doble tubo son los más sencillos que existen, están constituidos por dos tubos concéntricos de diámetros diferentes. Uno de los fluidos fluye por el interior del tubo de menor diámetro y el otro fluido fluye por el espacio anular entre los dos tubos.

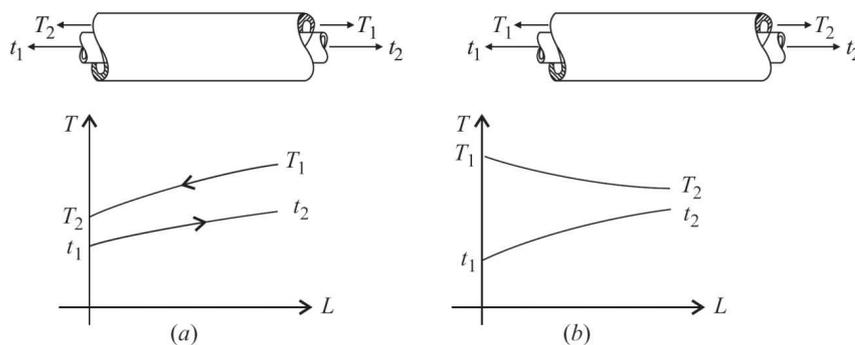
Figura 16. Intercambiador de tubos concéntricos.



Fuente: <http://www.epsem.upc.edu/~intercanviadorsdecalor/castella.html>

Hay dos posibles configuraciones en cuanto a la dirección de los fluidos: a contracorriente y en paralelo. A contracorriente los dos fluidos entran por los extremos opuestos y fluyen en sentidos opuestos; en cambio en paralelo entran por el mismo extremo y fluyen en el mismo sentido. A continuación se pueden ver dos imágenes con las dos posibles configuraciones de los fluidos dentro de los tubos.

Figura 17. Configuración de un intercambiador de doble tubo. (a) flujo en contracorriente. (b) flujo paralelo.

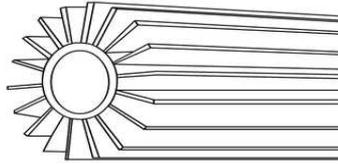


Fuente: <http://www.epsem.upc.edu/~intercanviadorsdecalor/castella.html>

Los intercambiadores de calor de tubos concéntricos o doble tubo pueden ser lisos o aleteados. Se utilizan tubos aleteados cuando el coeficiente de transferencia de calor

de uno de los fluidos es mucho menor que el otro. Como resultado el área exterior se amplía, siendo ésta más grande que el área interior.[25]

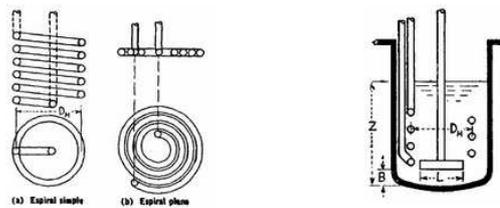
Figura 18. Tubería con aletas longitudinales.



Fuente: <http://www.epsem.upc.edu/~intercanviadorsdecalor/castella.html>

**2.20.4 Camisa y serpentín de calefacción.** El serpentín de calefacción consiste en un grupo arrollados en espiral, por lo general conectados por múltiples (manifolds), sumergidos en un tanque o una coraza. Se emplean tubos con aletas para incrementar la superficie de transferencia de calor.

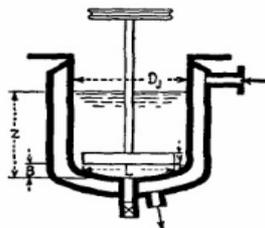
Figura 19. Serpentín en un recipiente.



Fuente: HOLMAN, J.P. TransferenciadeCalor.

En la camisa o enchaquetado se utiliza con frecuencia para recipientes que necesitan limpieza frecuente o para los recubrimientos de vidrio que son difíciles de equipar con serpentines internos. La camisa elimina la necesidad de serpentín.

Figura 20. Recipiente con camisa.

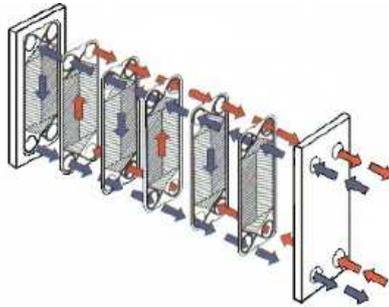


Fuente: HOLMAN, J.P. TransferenciadeCalor.

**2.20.5 Intercambiadores de calor tipo placa.** Este tipo de intercambiadores de calor son construidos con placas delgadas formando canales de flujo, las corrientes de los fluidos son separadas por las placas (pueden ser lisas o corrugadas), las cuales son

usadas para transferir el calor, como se muestra en la figura.

Figura 21. Diagrama de trayectorias de flujo en un intercambiador de placas.



Fuente: <http://www.scribd.com/doc/19401110/Intercambiadores-de-calor>.

Existen intercambiadores de tipo de placa en varias formas: en espiral, de placa (y armazón) de aleta con placa soldada y de aleta con placa y tubo

*Intercambiadores de Calor en Placa y Espiral.* El intercambiador de placa en espiral se hace con un par de placas laminadas para proporcionar dos pasos rectangulares relativamente largos para los fluidos en flujo en contracorriente. La trayectoria continua elimina la inversión del flujo (y la caída consiguiente de la presión), las desviaciones y problemas de dilataciones. Los sólidos se pueden mantener en suspensión. Se produce turbulencia con una velocidad de flujo más baja que en el caso de los tubos rectos

*Intercambiadores de Placa y Armazón.* Los intercambiadores de placa y armazón consisten en placas estándares, que sirven como superficies de transferencia de calor y un armazón para su apoyo. La caída de presión es baja y resulta imposible que haya fugas de fluidos. Las placas estándares de transferencia de calor (normalmente de acero inoxidable de los tipos 304 y 316, pero también de titanio, níquel, metal monel, Incoloy 825, Hastelloy C, bronce al fósforo y cuproníquel también están disponibles), comprimidas en una pieza simple de material de 1.3 a 6.4 mm (0.05 a 0.125 plg), tiene estrías para recibir empaques de goma (elastómero). El diseño corrugado de las placas les da rigidez, fomenta la turbulencia de los fluidos y asegura la distribución completa del flujo. Los miembros de soporte y armazón existen en acero inoxidable recubierto ó acero dulce esmaltados. Las placas se pueden limpiar y reemplazar con facilidad. El área se ajusta con facilidad mediante la adición ó eliminación de placas.[26]

## **2.21 Distribución del vapor**

El sistema de distribución de vapor es un enlace importante entre la fuente generadora de vapor y el usuario. La fuente generadora del vapor puede ser una caldera o una planta de congelación. Esta debe proporcionar vapor de buena calidad en las condiciones de caudal y presión requeridas, y debe realizarlo con las mínimas pérdidas de calor y atenciones de mantenimiento.

La distribución de vapor es un transporte de energía calorífica al lugar de utilización, para aplicaciones de intercambio de calor o de calefacción de espacios y cubre los temas relacionados con la puesta en práctica de un sistema eficiente de distribución de vapor.

**2.21.1 Fundamentos de los Sistemas de Vapor.** El vapor generado en la caldera debe ser conducido a través de las tuberías hasta el punto en que se requiere esta energía calorífica. Inicialmente habrá una o más tuberías principales que transporten el vapor generado en la caldera en la dirección de la planta de utilización del vapor. Existen otras tuberías que se derivan de las primeras las cuales transportan el vapor a los equipos individuales.

Como el vapor va hacia un medio más frío, comenzara a condensar inmediatamente. En la puesta en marcha del sistema la cantidad de condensado será mayor, debido a que el vapor se utiliza para el calentamiento de la tubería fría, a esto se le conoce como “Carga de puesta en marcha”. Cuando la tubería se haya calentado, aun habrá condensación ya que la tubería seguirá cediendo calor al aire que la rodea, a esto se lo conoce como “Carga de Funcionamiento”.

El condensado que resulta, va a parar a la parte inferior de la tubería y es arrastrado a lo largo de esta por el flujo de vapor y por la gravedad, debido al gradiente de construcción de vapor que normalmente disminuirá en la dirección del flujo de vapor. Deberá entonces purgarse el condensado de los puntos bajos de la tubería de distribución.

En este momento hay flujo continuo de vapor desde la caldera para satisfacer la carga conectada y para mantener este suministro deberá generarse más vapor. Para hacerlo es necesario alimentar la caldera con más combustible y bombear más agua a su interior para reemplazar el agua que ha sido evaporada.

El condensado formado tanto en la tubería de distribución como en los equipos de proceso, es agua ya caliente y preparada para la alimentación de la caldera. Aunque es importante evacuar el condensado del espacio del vapor, se trata de un elemento que no debe ser desaprovechado, el circuito se completa con el retorno del condensado al tanque de alimentación de la caldera, siempre que sea factible.

**2.21.2 Dimensionamiento de tuberías.** Las tuberías se pueden seleccionar basándose en dos métodos:

Velocidad del fluido.

Caída de presión.

**2.21.2.1 Dimensionamiento de las tuberías según la velocidad del fluido.** Si se dimensiona la tubería en función de la velocidad, entonces los cálculos se basan en el volumen de vapor que se transporta con relación a la sección de la tubería, este es un método aplicado en tramos cortos, con un máximo de 20m, con esta longitud no se consideran grandes pérdidas de carga, las velocidades recomendadas del vapor son las siguientes:

Vapor saturado: de 20 a 30 m/s.

Vapor recalentado: de 30 a 40 m/s.

Para tramos cortos se recomienda 10 m/s.

Para calcular el diámetro de la tubería aplicamos la siguiente ecuación:

$$D^2 = \frac{4\dot{m}}{\pi\rho\bar{v}} \quad (114)$$

Donde:

$\bar{v}$ : Velocidad del Flujo.  $\left(\frac{m}{s}\right)$

$\rho$ : Densidad del vapor.  $\left(\frac{kg}{m^3}\right)$

$\dot{m}$ : Caudal másico. (Kg/s)

**2.21.2.2 Dimensionamiento de tuberías según la caída de presión.** A veces es necesario que la presión del vapor que alimenta un determinado equipo no caiga por debajo de un mínimo especificado, con el fin de mantener la temperatura, de este

modo asegurar que los factores de intercambio de calor de la planta mantengan las condiciones de plena carga. En este caso es apropiado dimensionar la tubería con el método de la caída de presión, utilizando la presión conocida en el extremo de alimentación de la tubería y la presión requerida en el punto de utilización.

Un método alternativo más rápido para dimensionar tuberías basándose en la caída de presión, es el uso de graficas si se conocen las siguientes variables: temperatura del vapor, presión, caudal y caída de presión.

**2.21.3 Líneas de distribución de vapor y purga.** En las líneas de distribución debe preverse la purga del condensado, si esto no se realiza de forma efectiva, aparecerán problemas de corrosión y golpe de ariete, que se verán más adelante. Además, el vapor se volverá húmedo, pues este recoge gotitas de agua, reduciendo así su potencial de transferencia de calor. Bajo condiciones extremas si se permite la acumulación de agua, la selección de tubería disponible para el paso de vapor se ve reducida, de manera que la velocidad del vapor superara los límites recomendados.

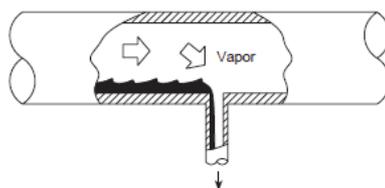
Siempre que sea posible, la tubería de distribución debe montarse con un descenso no inferior a 40 mm cada 10 m, en la dirección del flujo, tanto el vapor como el condensado, irán en la misma dirección, y se pueden colocar puntos de purga en la línea para recoger y evacuar el agua.

**2.21.3.1 Puntos de purga.** Debe considerarse que el condensado ocurre en una tubería de vapor cuando se produce una parada y todo el flujo cesa. Este circulara en la dirección descendente de la tubería por efecto de la fuerza de gravedad, y se acumulara en los puntos bajos del sistema, por lo tanto los purgadores deben montarse en esos puntos bajos.

En cualquier caso, la cantidad de condensado que se forma en una línea de gran tamaño bajo condiciones de puesta en marcha, es suficiente para hacer necesaria la instalación de puntos de purga cada 30 m a 50 m, así como en los puntos bajos del sistema.

**2.21.3.2 Conexión de derivaciones.** Las derivaciones llevaran el vapor más seco siempre que las conexiones tomen el vapor de la parte superior de la tubería principal. Si la toma es lateral, o pero aun, de la parte inferior, como se observa en la *Figura 22* transportaran el condensado comportándose como un pozo de goteo. El resultado de esto es un vapor muy húmedo que llega a los equipos.

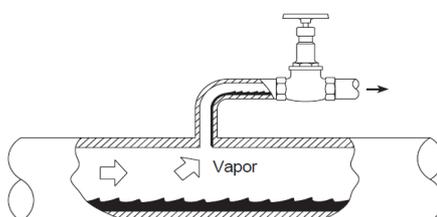
Figura 22. Conexión incorrecta de una derivación de vapor.



Fuente: <http://www.spiraxsarco.com/ar/pdfs/training/gcm-03>

La válvula de la Figura 23 debe instalarse tan cerca como sea posible de la derivación para evitar que el condensado se deposite en el ramal si se producen largas paradas del sistema.

Figura 23. Conexión correcta de una derivación de vapor.

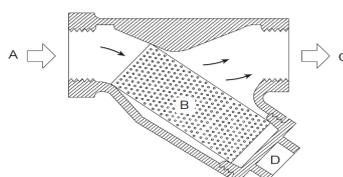


Fuente: <http://www.spiraxsarco.com/ar/pdfs/training/gcm-03>

**2.21.3.3** *Filtros.* Cuando se instala una tubería nueva, no es raro que queden fragmentos de arena de fundición, embalaje del ensamblado, virutas, varillas de soldar e incluso tornillos o tuercas que hayan quedado dentro. En el caso de tuberías viejas, abra oxido y en zonas de aguas duras, depósitos de carbonatos. De vez en cuando, algunas partes se romperán, soltarán y pasaran a la tubería de vapor, para acabar en el interior de algún equipo y deteriorarlo rápidamente.

Por lo tanto, es necesario montar un simple filtro en la tubería delante de cada purgador, aparato de medida, válvula reductora y válvula de control. En la figura 24 se muestra la sección de un filtro típico.

Figura 24. Sección de un filtro.



Fuente: <http://www.spiraxsarco.com/ar/pdfs/training/gcm-03>

**2.21.3.4** *Fugas de vapor.* Las fugas de vapor son ignoradas a menudo, sin embargo, las fugas pueden tener un alto costo tanto en sentido económico como ambiental, por lo tanto, requieren de pronta atención para asegurar que el sistema de vapor trabaje con un rendimiento óptimo y un mínimo impacto ambiental.[27]

## **2.22 Adquisición de datos**

La adquisición de datos o adquisición de señales, consiste en la toma de muestras del mundo real (sistema analógico) para generar datos que puedan ser manipulados por un ordenador u otras electrónicas (sistema digital). Consiste, en tomar un conjunto de señales físicas, convertirlas en tensiones eléctricas y digitalizarlas de manera que se puedan procesar en una computadora. Se requiere una etapa de acondicionamiento, que adecua la señal a niveles compatibles con el elemento que hace la transformación a señal digital. El elemento que hace dicha transformación es el módulo de digitalización o tarjeta de Adquisición de Datos (DAQ).

**2.22.1** *Componentes de los sistemas de adquisición de datos.* Los componentes de los sistemas de adquisición de datos, poseen sensores adecuados que convierten cualquier parámetro de medición de una señal eléctrica, que se adquiere por el hardware de adquisición de datos. Los datos adquiridos se visualizan, analizan, y almacenan en un ordenador, ya sea utilizando el proveedor de software suministrado u otro software. Los controles y visualizaciones se pueden desarrollar utilizando varios lenguajes de programación de propósito general como: VisualBASIC, C++, Fortran, Java, Lisp, Pascal. Los lenguajes especializados de programación utilizados para la adquisición de datos incluyen EPICS, utilizada en la construcción de grandes sistemas de adquisición de datos, LabVIEW, que ofrece un entorno gráfico de programación optimizado para la adquisición de datos, y MATLAB. Estos entornos de adquisición proporcionan un lenguaje de programación además de bibliotecas y herramientas para la adquisición de datos y posterior análisis.

De la misma manera que se toma una señal eléctrica y se transforma en una digital para enviarla al ordenador, se puede también tomar una señal digital o binaria y convertirla en una eléctrica. En este caso el elemento que hace la transformación es una tarjeta o módulo de Adquisición de Datos de salida, o tarjeta de control. La señal dentro de la memoria de la computadora genera un programa adecuado a las aplicaciones que requiere el usuario y, luego de procesarla, es recibida por mecanismos que ejecutan movimientos mecánicos, a través de servomecanismos, que también son del tipo transductores.

Un sistema típico de adquisición utiliza sensores, transductores, amplificadores, convertidores analógico - digital (A/D) y digital - analógico (D/A), para procesar información acerca de un sistema físico de forma digitalizada.

**2.22.2 Sensores o transductores.** Los sensores tienen un rol vital en todo en los Sistemas de Adquisición de Datos ellos tienen la función de convertir la variable física que se desea registrar en una magnitud eléctrica (voltaje, corriente, resistencia, capacidad, Inductancia, etc.). Entre las magnitudes físicas más importantes a registrar tenemos: temperatura, humedad, presión, concentración, iluminación, flujo, posición, nivel, peso, etc. Diversas pueden ser las variables ambientales, industriales, biológicas, químicas, etc. que en un momento determinado podemos necesitar controlar, esto provoca que sean también numerosos los tipos de sensores así como su principio de funcionamiento, lo cual determina generalmente el costo de sensor que será necesario utilizar. [28]

**2.22.3 Tipos de sensores. Sensor de Voltaje.** Este tipo de sensor es el que entrega un nivel de voltaje equivalente a la señal física que se mide, normalmente los sensores industriales capaces de entregar un nivel de voltaje tienen incorporado circuitos acondicionadores, tales como Amplificadores de instrumentación y operacionales, comparadores, etc. Este tipo de sensores muchas veces incorpora resistores variables que permiten ajustar el rango de voltaje que ellos entregan al rango que el conversor necesita, esta es su gran ventaja, a su vez su desventaja es que la señal generada por ellos no puede ser transmitida grandes distancias sin que se produzcan pérdidas en la misma.

*Sensor Resistivo.* Este es un tipo de sensor que convierte la variación de una señal física en una variación de resistencia, el más común de ellos son las termoresistencias. El inconveniente de este tipo de sensor es que se debe utilizar un puente de Wheastone, en algunas de sus variantes para convertir la variación de resistencia en una variación de voltaje. [29]

**2.22.4 Programación en LabVIEW.** Se inicia a partir del panel frontal, con el entorno gráfico de programación de LabVIEW. En primer lugar se definirán y seleccionarán de la paleta de controles todos los elementos necesarios, estos son las entradas, los indicadores y salidas que se presentarán en pantallas, los VI se emplearán para introducir los datos por parte del usuario y presentar en pantalla los resultados.

Una vez colocados en la ventana correspondiente al panel frontal todos los objetos necesarios, debe pasarse a la ventana diagrama de bloques, que es donde se

realiza laprogramación propiamente dicha. Al abrir esta ventana, en ella se encuentran los terminales correspondientes a los objetos situados en el panel frontal, dispuestos automáticamente por LabVIEW.

Se deben ir situando las funciones, estructuras, etc. que se requieran para el desarrollo del programa, las cuales se unen a los terminales mediante cables. Para facilitar la tarea de conexión de todos los terminales, en el menú Help puede elegirse la opción Show Help, con lo que al colocar el cursor del ratón sobre un elemento aparece una ventana con información relativa a éste. Además, si se tiene seleccionado el cursor de cableado, al situar éste sobre un elemento se muestran los terminales de forma intermitente.

**2.22.5 Adquisición de datos en LabVIEW.** Las tarjetas DAQ son tarjetas insertables que permiten la entrada y salida de datos del computador a otros aparatos, donde se conectan sensores, y actuadores, para interactuar con el mundo real. Los datos que entran y salen pueden ser señales digitales o análogas, o simplemente conteos de ocurrencias digitales, tanto de entrada, como de salida.

Las tarjetas de bajo desempeño requieren de un control directo del computador, y se ven limitadas por la velocidad de éste. Windows en cierta forma es un sistema operativo que no trabaja en tiempo real, para operaciones donde la tasa de muestreo es muy alta, como en aplicaciones de audio, radar, vibraciones y video, aunque para aplicaciones de lentitud considerable son aceptables, como en controles de hornos. En aplicaciones lentas Windows y tarjetas simples bastan porque los tiempos perdidos por el sistema de interrupciones de Windows (sea por mover el mouse o cualquier otra cosa) no afectan comparativamente.

Figura 25. Tarjeta NI USB 6216.



Fuente: [http://es.wikipedia.org/wiki/Adquisici%C3%B3n\\_de\\_datos](http://es.wikipedia.org/wiki/Adquisici%C3%B3n_de_datos)

Para aplicaciones de alta velocidad y tiempo real, se requiere de hardware especial, o sea tarjetas inteligentes, que se programen, y transfieran los datos a memoria, ya sea

por rutinas de DMA (acceso directo a memoria), o por rutinas de interrupciones al procesador.

Las tarjetas como cualquier otro periférico, requiere de sus parámetros de programación, y hasta protocolos de comunicación, por lo que necesitan de un software Driver para su manejo.

Las ventajas que proporciona el empleo de Labview se resumen en las siguientes:

La primera ventaja de usar Labview, es ser compatible con herramientas de desarrollo similares y puede trabajar a la vez con programas de otra área de aplicación, como Matlab o Excel. Además se puede utilizar en muchos sistemas operativos, incluyendo Windows y UNIX, siendo el código transportable de uno a otro.

Otra de las ventajas es tener un lenguaje de programación que permite una fácil integración con hardware, específicamente con tarjetas de medición, adquisición y procesamiento de datos incluyendo adquisición de imágenes.

Es muy simple de manejar, debido a que está basado en el sistema de programación gráfica, llamado lenguaje G.

Es un programa enfocado hacia la instrumentación virtual, por lo que cuenta con numerosas herramientas de presentación, en gráficas, botones, indicadores y controles, los cuales son muy esquemáticos y versátiles. Estos serían complicados de realizar en bases como C++ donde el tiempo para lograr el mismo efecto sería muchas veces mayor.

Es un programa que contiene librerías especializadas para manejos de DAQ (tarjetas de adquisición de datos), redes, comunicaciones, análisis estadístico, comunicación con bases de datos (útil para una automatización de una empresa a nivel total).

Como se programa creando subrutinas en módulos de bloques, se pueden usar otros bloques creados anteriormente como aplicaciones por otras personas.

## CAPÍTULO III

### 3. INSTALACIÓN Y PROGRAMACIÓN

#### 3.1 Introducción

El sistema de distribución de vapor es un enlace importante entre la fuente generadora el vapor y los intercambiadores de calor. La fuente generadora del vapor es una caldera vertical de un paso. Esta, debe proporcionar vapor de buena calidad en las condiciones de caudal y presión requeridas, esto debe ser realizado con las mínimas pérdidas de calor y atenciones de mantenimiento.

La distribución de vapor saturado seco como un transporte de energía calorífica al lugar de utilización, para aplicaciones de intercambio de calor o de calefacción de espacios, cubre los temas relacionados con la puesta en práctica de un sistema eficiente de distribución de vapor.

En el diseño y la disposición de los intercambiadores de calor que conformaran el laboratorio de transferencia se consideraran los siguientes factores:

Espacio disponible.

Diseño de la red de agua.

Diseño de la red de vapor.

Programación y adquisición de datos.

#### 3.2 Espacio disponible

Para la instalación de los intercambiadores de calor, es necesario considerar una serie de parámetros previos a la instalación de los equipos. La distribución de los intercambiadores dentro del espacio disponible se puede observar en el **plano 1**, cuya disposición se realizó de manera que exista una fácil instalación y visualización de los equipos.

#### 3.3 Diseño de la red de agua

**3.3.1 Selección del reservorio de agua.** El abastecimiento de agua no se lo puede realizar directamente de la red del sistema de agua de la ESPOCH, por las siguientes causas:

Suministro de agua variable.

Baja presión.

Caudal variable.

Para solucionar este problema se selecciona un tanque reservorio de agua, considerando las características de funcionamiento de los siguientes intercambiadores de calor:

Tabla 4. Características de caudal y tiempo de los intercambiadores de calor.

Intercambiador	Caudal (lt/s)	Tiempo de prueba (s)
Carcasa y tubo	0.20	87
Doble tubo	0.20	78
Placas	0.14	75

Fuente: Autores

En la tabla 4 se puede observar que el intercambiador de calor de carcasa y tubo necesita mayor tiempo de prueba, debido que la adquisición de datos no se realiza inmediatamente después de dar apertura al paso del agua se adicionan tres minutos de al tiempo de prueba, para determinar el volumen de agua consumido se aplica la ecuación de caudal, en la cual se iguala la cantidad de volumen desplazado por unidad de tiempo como se observa la siguiente ecuación:

$$Q = \frac{V}{t} \quad (115)$$

$$V = Qt$$

$$V = \left(0.20 \frac{lt}{s}\right) (267 s)$$

$$V = 53.4 lt$$

Este es el volumen mínimo de agua necesario para que funcionen los intercambiadores de calor, se desea garantizar que exista un suministro continuo de agua que permita realizar al menos ocho pruebas sin necesidad de suministro de agua de la red de la ESPOCH se tiene:

$$V_{total} = V * numerodepruebas$$

$$V_{total} = (53.4 lt) 8$$

$$V_{total} = 427.2 lt$$

Con el volumen total se selecciona un tanque de polietileno de 550 litros, los datos técnicos y la geometría del mismo se observa en el **ANEXO A**.

**3.3.2 Diseño de la línea de distribución de agua.** Para un óptimo rendimiento de las redes de conducción de agua no sólo es importante la elección de materiales y productos certificados que garantizan su calidad, sino que la instalación sea realizada correctamente. Una deficiente instalación puede contribuir a que en los sistemas de conducción de agua se produzcan infiltraciones del exterior, roturas, fugas y pérdidas de presión.

*Selección de la tubería de agua.*

Para la selección de la tubería se utilizan los siguientes datos:

Velocidad de diseño para el agua:  $\bar{V} = 2 \frac{m}{s}$

Caudal de trabajo:  $Q = 0.3 \frac{lt}{s}$

Con estos datos se calcula el diámetro de la tubería de agua:

$$Q = A\bar{V}$$

$$A = \frac{\pi D^2}{4}$$

$$D = \sqrt{\frac{4Q}{\pi\bar{V}}} = \sqrt{\frac{4 \left(0,0003 \frac{m^3}{s}\right)}{\pi \times 2 \frac{m}{s}}}$$

$$D = 0,0138m = 13.8 \text{ mm}$$

Con el diámetro calculado se selecciona una tubería de PVC con un diámetro nominal de 21.64 mm, ver catálogo de Tubos Pacifico **Anexo B**.

Para la descarga del agua en los intercambiadores de calor se selecciona una tubería de PVC con un diámetro nominal de 21.64 mm, ver catálogo de Tubos Pacifico **ANEXO C**.

**3.3.3 Selección de la bomba.** Realizando balance de energía desde la succión a la descarga se determina la altura útil de la bomba **[30]**

$$\frac{p_1}{\gamma} + z_1 + \frac{\bar{V}_1^2}{2g} + H_B - H_{r1-2} = \frac{p_2}{\gamma} + z_2 + \frac{\bar{V}_2^2}{2g} \quad (116)$$

Datos para el cálculo

Se determinan las propiedades del agua para una temperatura de trabajo de 15°C:

Caudal requerido:	$Q = 0,3 \frac{lt}{s}$	
Diámetro exterior de la tubería:	$d = 0,02134 m$	(Anexo II)
Diámetro interior de la tubería:	$d_i = 0,01388 m$	(Anexo II)
Densidad del agua:	$\rho = 1000 \frac{kg}{m^3}$	
Peso específico del agua:	$\gamma = 9,81 \frac{KN}{m^3}$	
Viscosidad dinámica del agua:	$\mu = 1,15 \times 10^{-3} \frac{Ns}{m^2}$	
Viscosidad cinemática del agua:	$\nu = 1,15 \times 10^{-6} \frac{m^2}{s}$	
Longitud de la tubería de succión:	$L_s = 0,175 m$	
Longitud de la tubería máxima de descarga:	$L_d = 11,55 m$	
Presión de salida:	$P_m = 10.5 Psig = 72300 \frac{N}{m^2}$	
Presión de la bomba:	$P_{trabajo} = 25.55 Psia = 187192 \frac{N}{m^2}$	

*Velocidad del agua:*

Con el caudal requerido se determina la velocidad.

$$\bar{V} = \frac{Q}{A} = \frac{0,0002 \frac{m^3}{s}}{\pi(0,00693m)^2}$$
$$\bar{V} = 1,3256 \frac{m}{s}$$

El caudal que entra es igual al caudal que sale se tiene:

$$Q_1 = Q_2$$

$$A_1 V_1 = A_2 V_2$$

Como la tubería es la misma en todos los tramos se tiene:

$$\bar{V}_1 = \bar{V}_2$$

*Reynolds.*

$$Re = \frac{\bar{V}D}{\nu}$$

$$Re = \frac{\left(1,3256 \frac{m}{s}\right) (0,02134m)}{1,15 \times 10^{-6} \frac{m^2}{s}}$$

$$Re = 6,1422 \times 10^4$$

*Rugosidad relativa.*

Se determina gráficamente mediante el **Anexo III**.

$$\frac{\varepsilon}{D} = 0,000108$$

*Factor de rozamiento de la tubería.*

Con datos del cálculo de Reynolds y la rugosidad relativa en el **Anexo IV** se determina gráficamente este factor.

$$\lambda = 0,0131$$

*Calculo de las pérdidas de carga.*

Las pérdidas de carga en la tubería de succión y descarga se calculan por la siguiente ecuación e

$$H_{r1-2} = H_{rs} + H_{rd} \quad (117)$$

Donde:

$H_{r1-2}$  = Pérdida de carga en metros de columna de líquido (m).

$H_{rs}$  = Pérdida de carga en la tubería de succión (m).

$H_{rd}$  = Pérdida de carga en la tubería de descarga (m).

*Pérdidas de carga en la succión de la bomba.* Las pérdidas de carga en la succión se calculan por la siguiente ecuación:

$$H_{rs} = \left[ \lambda \frac{L_s}{D} + \sum K \right] \frac{\bar{V}^2}{2g} \quad (118)$$

Dónde:

$H_{rs}$ : Pérdida de carga en la succión (m).

$L_s$ : Longitud de tubería en la succión (m).

D: Diámetro de la tubería (m).

K: Pérdida de accesorios.

$\bar{V}$ : Velocidad del fluido.  $\left(\frac{m}{s}\right)$

g: Gravedad.  $\left(\frac{m}{s^2}\right)$

Las pérdidas de carga por accesorios en la succión se observan en la tabla 5.

Tabla 5. Pérdidas de accesorios en la succión de la bomba.

<b>Cant.</b>	<b>Accesorios</b>	<b><math>K_s</math></b>
1	Codo (1)	0.7
1	Unión universal (1)	0.5
1	Válvula de esfera (1)	7.5
1	Válvula de check (1)	2.5
<b>TOTAL</b>		<b>11.2</b>

Fuente: CRANE. Flujo de fluidos en válvulas, accesorios y tuberías.

Este valor se reemplaza en la ecuación y se tiene la pérdida de carga en la succión:

$$H_{rs} = \left[ 0,0131 \frac{0,175m}{0,02134m} + 11,2 \right] \frac{\left(1,3256 \frac{m}{s}\right)^2}{2\left(9,8 \frac{m}{s^2}\right)}$$

$$H_{rs} = 1,013m$$

*Pérdidas de carga en la descarga.* Las pérdidas de carga en descarga se calculan por la siguiente ecuación:

$$H_{rd} = \left[ \lambda \frac{L_d}{D} + \sum K_d \right] \frac{\bar{V}_d^2}{2g} \quad (119)$$

Dónde:

$H_{rd}$ : Pérdida de carga en la succión (m).

$L_d$ : Longitud de tubería en la succión (m).

D: Diámetro de la tubería (m).

K: Pérdida de accesorios.

$\bar{V}$ : Velocidad del fluido  $\left(\frac{m}{s}\right)$ .

g: gravedad  $\left(\frac{m}{s^2}\right)$ .

Las pérdidas de carga por accesorios en la descarga se observan en la tabla 6.

Tabla 6. Pérdidas de accesorios en la descarga de la bomba

Cant.	Accesorios	$K_D$
15	Codo	10.5
5	Tee	2
7	Unión universal	3.5
2	Válvula de esfera	15
1	Válvula de compuerta	4.4
1	Válvula de check	2.5
<b>TOTAL</b>		<b>37.9</b>

Fuente: CRANE. Flujo de fluidos en válvulas, accesorios y tuberías.

Este valor se reemplaza en la ecuación y se tiene la pérdida de carga:

$$H_{rd} = \left[ 0,0131 \frac{11,55m}{0,02134m} + 37,9 \right] \frac{\left( 1,3256 \frac{m}{s} \right)^2}{2 \left( 9,8 \frac{m}{s^2} \right)}$$

$$H_{rd} = 4,033m$$

*Pérdida de carga en el intercambiador de placas.* La pérdida de carga en el intercambiador es proporcional a la pérdida de presión por fricción que genera el mismo. [31]

$$H_{rp} = \frac{\Delta P}{\gamma} \quad (120)$$

Pérdida de presión.

$$\Delta P = \frac{2f N_p L G^2}{\rho d_e} \quad (121)$$

$$G = \frac{\dot{m}_a}{A} \quad (122)$$

$$f = \frac{1.17}{Re^{0.27}} \quad (123)$$

Donde:

f: Factor de fricción.

$N_p$ : Número de pasos.

L: Longitud de flujo. (m)

Re: Número de Reynolds.

$d_e$ : Diámetro efectivo. (m)

G: Gasto másico.  $\left(\frac{kg}{m^2s}\right)$

$\dot{m}_a$ : Flujo másico.  $\left(\frac{kg}{s}\right)$

A: Área de flujo. ( $m^2$ )

Los valores del número de Reynolds, diámetro efectivo, longitud de flujo, flujo másico y Área de flujo se encuentran determinados en el capítulo IV.

$$G = \frac{0.1234 \frac{kg}{s}}{1.78 * 10^{-3} m^2} = 693.26 \frac{kg}{m^2s}$$

$$f_{ch} = \frac{1.17}{5164,303^{0.27}} = 0.1163$$

En la figura 21 se puede observar que la distribución del agua en el interior del intercambiador es de manera paralela, por tal motivo se calculan las pérdidas de presión para una placa.

$$\Delta P = \frac{2 * 0.1163 * 1 * 0.172m * \left(693.26 \frac{kg}{m^2s}\right)^2}{987.25 \frac{kg}{m^3} * (4.004 * 10^{-3}m)}$$

$$\Delta P = 4864.175 \text{ Pa}$$

$$H_{rp} = \frac{4864.175 \text{ Pa}}{9810 \frac{\text{N}}{\text{m}^3}}$$

$$H_{rp} = 0.496 \text{ m}$$

La pérdida de carga total es igual a la suma de las pérdidas en la succión, descarga y las perdidas en el intercambiador:

$$H_{r1-2} = H_{rs} + H_{rd} + H_{rp} \quad (124)$$

$$H_{r1-2} = (1.013 + 4.033 + 0.496)\text{m}$$

$$H_{r1-2} = 5.542 \text{ m}$$

*Altura Útil de la bomba:*

Se Despeja la altura útil de la bomba  $H_B$  de la ecuación 3.2:

$$H_B = H_{r1-2} + \left( \frac{p_2 - p_1}{2\gamma} \right) + (z_2 - z_1)$$

Reemplazando los datos anteriores tenemos:

$$H_B = 5.542 \text{ m} + \left( \frac{187192 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} - 72300 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}}{9810 \frac{\text{N}}{\text{m}^3}} \right) + (0,72 - 0)\text{m}$$

$$H_B = 12.07 \text{ m}$$

*Potencia de la bomba:*

La potencia de la bomba se calcula por la siguiente ecuación

$$P = \gamma Q H_B \quad (125)$$

Donde:

P: Potencia de la bomba (w)

$\gamma$ : Peso especifico del agua  $\left( \frac{\text{N}}{\text{m}^3} \right)$ .

Q: Caudal  $\left( \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right)$ .

$H_B$ : Carga de la bomba (m).

Con los datos obtenidos reemplazamos en la ecuación

$$P = \left(9810 \frac{\text{N}}{\text{m}^3}\right) \left(0,00012 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}\right) (12,07 \text{ m})$$

$$P = 14.2 \text{ W}$$

Con el caudal de 10LPM trazar una línea vertical en la gráfica de funcionamiento de las bombas TEMCO dadas por el fabricante tal como se observa en el **Anexo F**, la prolongación de la línea del caudal en la gráfica da tres alternativas de bombas de las cuales se seleccionó la bomba modelo PK60-1 de 0,5 HP, cuya altura de trabajo para este caudal es de 26 m siendo esta altura mayor a la requerida por el sistema.

### 3.4 Diseño de la línea de distribución vapor

De la tesis titulada “DISEÑO, CONSTRUCCIÓN Y PRUEBAS DE UN CALORÍMETRO DE ESTRANGULAMIENTO PARA EL LABORATORIO DE TERMODINÁMICA DE LA FACULTAD DE MECÁNICA DE LA ESPOCH” se obtienen los datos de flujo másico y presión de trabajo del generador de vapor:

Flujo de vapor de:

$$\dot{m} = 15 \frac{\text{kg}}{\text{h}} = 0.00417 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Presión de trabajo:

$$p_{\text{manometrica}} = 45 \text{ psig},$$

$$p_{\text{atm}} = 10.5 \text{ psi, presión atmosférica en Riobamba.}$$

$$p_{\text{trabajo}} = 55.5 \text{ psia}$$

Volumen específico:

Con la presión de trabajo se determina el volumen específico del vapor, para lo cual se utilizan las tablas de vapor.

$$v = 7.71149 \frac{\text{ft}^3}{\text{lb}} = 0.4817 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

Densidad:

$$\rho = \frac{1}{v} = \frac{1}{0.4817 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}}$$

$$\rho = 2.076 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Velocidad de flujo para un tubo de 1/4 in cedula 40:

$\varnothing$ interior = 0.00922 m

$$\bar{v} = \frac{\dot{m}}{\rho * A} = \frac{0.00417 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{2.076 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \left( \frac{\pi * (0.00922 \text{m})^2}{4} \right)}$$

$$\bar{v} = 30.08541 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Tabla 7. Cálculo de la velocidad del vapor para diferentes tubos cedula 40.

$\varnothing$ nominal (in)	$\varnothing$ exterior (m)	Espesor (m)	Área (m <sup>2</sup> )	Velocidad (m/s)
1/4	0.0137	0.00224	6.67656E-05	30.0854122
3/8	0.0171	0.00281	0.000103508	19.4059109
1/2	0.0213	0.00277	0.000195076	10.2968736
3/4	0.0267	0.00287	0.000345043	5.8215047
1	0.0334	0.00338	0.00055739	3.60370612

Fuente: Autores

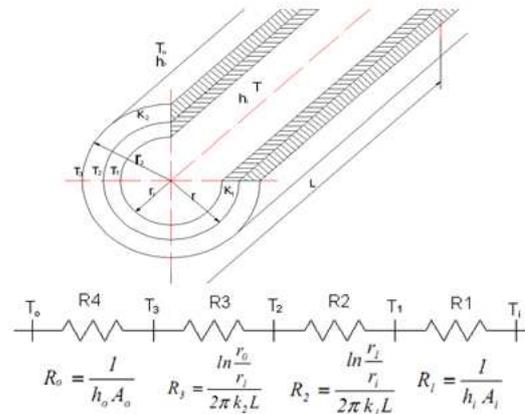
Basados en la recomendación anterior y por ser un tubo comercial, de fácil adquisición y con un costo moderado se seleccionó para esta instalación tubo negro sin costura de ½ pulgada para la línea de alimentación de los intercambiadores y tubo galvanizado de ½ pulgada para la línea de condensado, ver **Anexo G**.

### 3.5 Selección del aislamiento térmico

Las pérdidas de calor se deben reducir al mínimo, por lo que, las tuberías de distribución de vapor, deben ir aisladas térmicamente, en el mercado se encuentran aislamientos de lana de vidrio con un foil de aluminio de recubrimiento, estos se seleccionan de acuerdo al diámetro exterior de la tubería, en nuestro caso el diámetro exterior es de ½ in, las características del mismo se muestran en el **Anexo H**

*Conducción de calor en paredes cilíndricas.* Esta teoría se aplica para calcular la cantidad de calor que se pierde en tuberías aisladas.

Figura 26. Paredes cilíndricas con aislante.



Fuente: [http://www.telecable.es/personales/albatros1/calor/transferencia\\_de\\_calor\\_07 intercambiadores.htm](http://www.telecable.es/personales/albatros1/calor/transferencia_de_calor_07_intercambiadores.htm)

La pérdida del calor depende del espesor del aislante que se utilice en la tubería, esta pérdida se la evalúa con la ecuación Fourier:

$$q = \frac{T_i - T_o}{\sum R}$$

*Datos para el cálculo.*

Se presentan todos los parámetros necesarios para determinar el espesor del aislante de la tubería, las propiedades del aire se evalúan en el **Anexo K**.

Radio exterior de la tubería:  $r = 0.01065 \text{ m}$  (Anexo G)

Radio interior de la tubería:  $r_i = 0.009265 \text{ m}$  (Anexo G)

Radio exterior del aislante:  $r_2 = 0.0375 \text{ m}$

Longitud de la tubería:  $L = 6.745 \text{ m}$

Conductividad térmica de la tubería:  $K_1 = 58.4379 \frac{\text{W}}{\text{m}^\circ\text{C}}$  (Anexo M)

Conductividad térmica del aislante:  $K_2 = 0.012712 \frac{\text{W}}{\text{m}^\circ\text{C}}$  (Anexo H)

Temperatura ambiente:  $T_o = 18.22 \text{ }^\circ\text{C}$

Temperatura superficie del tubo:  $T_2 = 93.3 \text{ }^\circ\text{C}$

Temperatura del vapor:  $T_i = 108.74 \text{ }^\circ\text{C}$

Velocidad del vapor:  $\bar{v} = 10.243 \frac{\text{m}}{\text{s}}$

Densidad del vapor:  $\rho = 2.076 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

Viscosidad dinámica del aire:  $\mu = 1.37165 \times 10^{-5}$

Número de Prandtl:  $Pr = 1.56$  para vapor a  $110 \text{ }^\circ\text{C}$

Conductividad térmica del aire:  $K_i = 0.0289 \frac{\text{W}}{\text{m}^\circ\text{C}}$

En el circuito térmico equivalente en la figura 26 se encuentran tanto las resistencias térmicas de convección como las de conducción.

*Reynolds.*

Ecuación 12.  $Re = \frac{\rho \bar{v} L_c}{\mu}$

$$Re = \frac{\left(2.076 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right) \left(10.243 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right) (0.01853\text{m})}{1.37165 \times 10^{-5} \frac{\text{kg}}{\text{m}\cdot\text{s}}}$$

$$Re = 28726.76$$

Para  $Re = 10\ 000$  se considera flujo turbulento.

El factor de fricción es:

Ecuación 32.  $f = [0.79 \ln(Re) - 1.64]^{-2}$

$$f = (0.79 * \ln(28726.76) - 1.64)^{-2}$$

$$f = 0.02386$$

*Nusselt.*

Ecuación 31.  $Nu = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) Re Pr}{1.07 + 12.7 \sqrt{\frac{f}{8} \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1\right)}}$

$$Nu = \frac{\left(\frac{0.02386}{8}\right) (28726.76)(1.56)}{1.07 + 12.7 \sqrt{\frac{0.02386}{8} \left(1.56^{\frac{2}{3}} - 1\right)}}$$

$$Nu = 102.082$$

Con el valor del número de Nusselt ahora se encuentra el coeficiente de transferencia de calor por convección del vapor, para ello se asume que no hay cambio de fase.

Ecuación 10.

$$h_v = \frac{Nu K_i}{L_c}$$

$$h_v = \frac{(102.082)(0.0289)}{0.01853}$$

$$h_v = 159.21 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

Resistencia térmica por convección del vapor.

Ecuación 22.

$$R_1 = \frac{1}{A_i h_v}$$

$$A_i = 2 \pi r_1 L$$

$$A_i = 2 \pi (0.009265 \text{ m})(6.745 \text{ m})$$

$$A_i = 0.3926 \text{ m}^2$$

$$R_1 = \frac{1}{(159.21 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C})(0.3926 \text{ m}^2)}$$

$$R_1 = 0.015996 \frac{^\circ C}{W}$$

Resistencia térmica por conducción en la tubería de acero negro sin costura.

Ecuación 9.

$$R_2 = \frac{\ln \frac{r}{r_i}}{2\pi K_1 L}$$

$$R_2 = \frac{\ln \frac{0.01065 \text{ m}}{0.009265 \text{ m}}}{2\pi \left( 58.4379 \frac{W}{m \cdot ^\circ C} \right) (6.745 \text{ m})}$$

$$R_2 = 5.6253 \times 10^{-5} \frac{^\circ C}{W}$$

Resistencia térmica por conducción en la pared cilíndrica (aislante).

Ecuación 9.

$$R_3 = \frac{\ln \frac{r_2}{r}}{2\pi K_2 h}$$

$$R_3 = \frac{\ln \frac{0.03605\text{m}}{0.01065\text{m}}}{2\pi \left(0.012712 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{C}}\right) (6.745\text{m})}$$

$$R_3 = 2.2634 \frac{\text{C}}{\text{W}}$$

Resistencia térmica por convección del aire.

En este caso se tiene convección natural del aire hacia el ducto, para lo cual se determinan los siguientes parámetros:

Para obtener las propiedades del aire se lo hace a temperatura filmica.

Ecuación 86. 
$$T_f = \frac{T_p + T_w}{2}$$

$$T_f = \frac{18.22 + 93.3}{2}$$

$$T_f = 55.76 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Con la temperatura filmica, encontramos las propiedades para el aire **ANEXO K**.

$$\text{Pr} = 0.701673$$

$$K_0 = 0.02842 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{C}}$$

$$\frac{\rho^2 g \beta}{\mu} = 26154531 \frac{1}{\text{m}^2 \cdot \text{C}}$$

*Número de Grashof:*

Ecuación 15. 
$$\text{Gr} = \frac{\rho^2 g \beta}{\mu} (T_w - T_0) (L_c)^3$$

$$\text{Gr} = 26154531 \frac{1}{\text{m}^2 \cdot \text{C}} (93.3 - 18.22)^\circ\text{C} * (0.071\text{m})^3$$

$$\text{Gr} = 702823.455$$

Con el número de Grashof y Prandtl, se calcula el número de Rayleigh

$$\text{Ra} = \text{Pr Gr}$$

$$\text{Ra} = (0.701673)(702823.455)$$

$$\text{Ra} = 493152.242$$

Para  $10^4 < Ra < 10^9$

Ecuación 78. 
$$Nu = 0.53(Ra)^{0.25}$$

$$Nu = 14.045$$

Ecuación 10. 
$$h_0 = \frac{NuK_0}{L_c} = \frac{(14.045)(0.02842 \frac{W}{m^{\circ}C})}{(0.075 m)}$$

$$h_0 = 5.322 \frac{W}{m^2^{\circ}C}$$

$$A_0 = 2\pi r_2 L$$

$$A_0 = 2\pi(0.0375m)(6.745m)$$

$$A_0 = 1.5892m^2$$

Ecuación 22. 
$$R_4 = \frac{1}{h_0 A_0} = \frac{1}{(5.322 \frac{W}{m^2^{\circ}C})(1.5892m^2)} = 0.118 \frac{^{\circ}C}{W}$$

Con los valores de las resistencias térmicas se determina la pérdida de calor:

$$q = \frac{108.74 - 18.22}{0.015996 + 5.6253 \times 10^{-5} + 2.2634 + 0.118}$$

$$q = 37.8512 W$$

De forma similar se puede determinar las pérdidas de calor en la tubería sin aislamiento, con la diferencia de que se debe eliminarla resistencia  $R_3$

$$R_1 = 0.015996 \frac{^{\circ}C}{W}$$

$$R_2 = 5.6253 \times 10^{-5} \frac{^{\circ}C}{W}$$

$$R_4 = 0.1182 \frac{^{\circ}C}{W}$$

$$q = \frac{108.74 - 18.22}{0.015996 + 5.6253 \times 10^{-5} + 0.1182}$$

$$q = 674.11 W$$

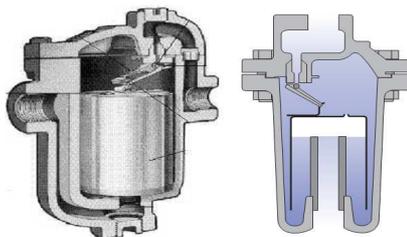
Como se puede observar en los resultados en la tubería sin aislamiento existe mayor pérdida de calor, hecho que justifica la instalación de cañuelas de lana de vidrio con foil como aislante.

### 3.6 Selección de la trampa de vapor

Tan pronto como el vapor deja la caldera empieza a ceder parte de su energía a cualquier superficie de menor temperatura. Al hacer esto, parte del vapor se condensa convirtiéndose en agua, prácticamente a la misma temperatura. La combinación de agua y vapor hace que el flujo de calor sea menor ya que el coeficiente de transferencia de calor del agua es menor que el del vapor.

Para la selección de las trampas de vapor se utiliza el **Anexo I**. A este anexo se ingresa con la aplicación a la que se someterá la trampa para los intercambiadores de camisa y serpentín, Coraza y Tubos, nos recomienda dos tipos de trampas de vapor, se seleccionó la trampa de vapor de balde invertido debido que los intercambiadores trabajan con bajas presiones y su bajo costo económico en relación a la trampa de vapor de flotador y termostática.

Figura 27. Esquema de una trampa de vapor de balde Invertido.



Fuente: <http://www.spiraxsarco.com/ar/pdfs/training/gcm-03.pdf>

### 3.7 Diseño del sistema de adquisición de datos de temperatura

**3.7.1 Introducción a LabVIEW.** es un entorno de programación destinado al desarrollo de aplicaciones, similar a los de los sistemas de desarrollo comerciales que utilizan C o BASIC. Sin embargo, LabVIEW se diferencia de dichos programas en que estos lenguajes de programación se basan en líneas de texto para crear el código fuente del programa, mientras que LabVIEW emplea la programación gráfica o lenguaje G para crear programas basados en diagramas de bloques.

Labview tiene su mayor aplicación en sistemas de medición, como monitoreo de procesos y aplicaciones de control, un ejemplo de esto pueden ser sistemas de monitoreo en transportación, Laboratorios para clases en universidades, procesos de control industrial. Labview es muy utilizado en procesamiento digital de señales (wavelets, FFT, Total DistorsionHarmonic TDH), procesamiento en tiempo real de aplicaciones biomédicas, manipulación de imágenes y audio, automatización, diseño de filtros digitales, generación de señales, entre otras, etc.

### **3.7.2 Partes del LabVIEW.**

**3.7.2.1 Panel frontal.** Se trata de la interfaz gráfica del VI con el usuario. Ésta recoge las entradas procedentes del usuario y representa las salidas proporcionadas por el programa. Un panel frontal está formado por una serie de botones, pulsadores, potenciómetros, gráficos, etc.

Cada uno de ellos puede estar definido como un control o indicador. Los primeros sirven para introducir parámetros al VI, mientras que los indicadores se emplean para mostrar los resultados producidos, ya sean datos adquiridos o resultados de alguna operación.

Los controles en el panel frontal son perillas, botones de presión, discos, y otros dispositivos de entrada. Éstos simulan los objetos de entrada en un instrumento físico y proveen datos al diagrama de bloques del VI.

*Diagrama de bloques.* Es el programa propiamente dicho, donde se define su funcionalidad, aquí se colocan íconos que realizan una determinada función y se interconectan. En el panel frontal, encontraremos todo tipos de controles o indicadores, donde cada uno de estos elementos tiene asignado en el diagrama de bloques una terminal.

La programación se realiza mediante código gráfico G, se usan en este diagrama, estructuras de programación, y flujo de datos entre las diferentes entradas y salidas, a través de líneas de conexión. LabVIEW posee una extensa biblioteca de funciones, entre ellas, aritméticas, comparaciones, conversiones, funciones de entrada/salida, de análisis, etc.

Todos los indicadores y controles ubicados en el panel frontal están respaldados por un terminal de conexión en el diagrama de bloques tal como si se tuviera un tablero de control, donde por el frente se ven los indicadores y por el lado posterior se aprecian todos los cables y terminales de conexión.

El diagrama de bloques se construye conectando los distintos objetos entre sí, como si se tratara de un circuito. Los cables unen terminales de entrada y salida con los objetos correspondientes, por los cuales fluyen los datos.

**3.7.2.2 Paletas.** Las paletas de LabVIEW proporcionan las herramientas que se requieren para crear y modificar tanto el panel frontal como el diagrama de bloques. Existen las siguientes paletas:

*Paleta de Controles.* La **paleta de controles** (*Controls*) se usa para colocar los controles e indicadores en el panel frontal. La paleta de controles esta disponible solamente en el panel frontal. Seleccionando *View* → *Controlspalette* o haciendo clic derecho en el espacio de trabajo en el panel frontal se despliega esta paleta. También puede desplegarse la paleta de controles haciendo un clic derecho en un área abierta del panel frontal. Para desaparecer esta paleta se hace clic izquierdo en cualquier área abierta del panel.

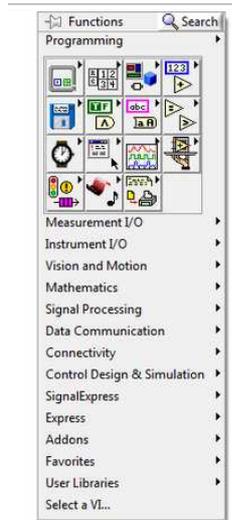
Figura 28. Paleta de control en LabVIEW.



Fuente: LabVIEW.

*Paleta de funciones.* Se usa la paleta de funciones (*Functions*), para construir un diagrama de bloques. La paleta de funciones esta disponible solamente en el diagrama de bloques. Seleccionando *View* → *FunctionsPalette* o haciendo clic derecho en el espacio de trabajo del diagrama de bloques se despliega esta paleta. También puede desplegarse la paleta de funciones haciendo un clic derecho en un área abierta del diagrama de bloques. Para desaparecer la paleta se hace clic izquierdo en cualquier área abierta del panel.

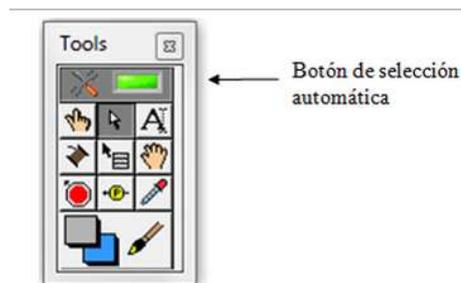
Figura 29. Paleta de funciones en LabVIEW.



Fuente: LabVIEW.

*Paleta de Herramientas.* Esta paleta puede ser accedida desde cualquiera de las áreas de trabajo, seleccionando View → Tools Palette. Dispone de un botón de selección automática, si se encuentra seleccionado y se mueve el cursor sobre un objeto en el panel frontal o en el diagrama de bloque, LabVIEW automáticamente selecciona la herramienta correspondiente de la paleta de controles. En caso contrario, se deberá hacer la selección apropiada manualmente.

Figura 30. Paleta de herramientas en LabVIEW.



Fuente: LabVIEW.

*Como correr el programa.* Este proceso se logra a través de la Barra de Herramientas de Estados, la cual está disponible desde cualquiera de las dos pantallas del programa.

Figura 31. Botones en las barras de herramientas



	Descripción
	Botón de ejecución.
	Botón de ejecución continua.
	Cancelación de la ejecución.
	Botón de pausa/continuación.
	Botón de ejecución resaltada. Se emplea para depuración de errores

Fuente: LabVIEW.

**3.7.3 Selección de la tarjeta de adquisición de datos de temperatura.** Las tarjetas DAQ son tarjetas insertables que permiten la entrada y salida de datos del computador a otros aparatos, donde se conectan sensores, y actuadores, para interactuar con el mundo real. Los datos que entran y salen pueden ser señales digitales o análogas, o simplemente conteos de ocurrencias digitales, tanto de entrada, como de salida.

Las tarjetas se comportan como si fueran un puerto más en el computador, y poseen todo un protocolo y sistema de manejo, por lo que entender cada tarjeta, como su funcionamiento, al igual que cualquier instrumento, requiere de tiempo y cuidado. Existen tarjetas de alto y de bajo desempeño. Las de alto desempeño son programables, y facilitan altas tasas de manejo de información, pues son en cierta forma inteligentes y suficientes, y por tanto no comprometen mucho la velocidad y rendimiento del computador.

Las tarjetas como cualquier otro periférico, requiere de sus parámetros de programación, y hasta protocolos de comunicación, por lo que necesitan de un software Driver para su manejo.

Existe una extensa gama de tarjetas que permiten realizar la adquisición de datos de temperatura, por lo cual para la selección se debió considerar que esta cumpla con los requerimientos del laboratorio como son: Manejo de señales analógicas y digitales, resolución media, comunicación USB.

Debido que el manejo de termocuplas requiere de tarjetas que tenga filtros de junta fría que compensen la inercia térmica de las mismas, se vuelve casi obligatoria la

adquisición de un Compat DAQ, para el manejo de este tipo de tarjetas lo que incrementa el costo del sistema de adquisición de datos.

Para reducir estos costos y debido que la temperatura de trabajo es relativamente baja se seleccionan sensores electrónicos, los cuales no necesitan filtros de junta fría, por tal motivo se seleccionó la tarjeta de adquisición de datos NI DAQ USB 6009 debido que esta es compatible para trabajar con este tipo de sensores, además cumple con las exigencias propuestas anteriormente. La tarjeta USB 6009 tiene las siguientes características:

8 entradas analógicas (14 bits, 48 kS/s).

2 salidas analógicas (12 bits a 150 S/s), 12 E/S digitales; contador de 32 bits.

Energizado por bus para una mayor movilidad, conectividad de señal integrada.

La versión OEM está disponible.

Compatible con LabVIEW, LabWindows/CVI y Measurement Studio para Visual Studio .NET.

Software controlador NI-DAQmx y software interactivo NI LabVIEW SignalExpress LE para registro de datos.

Figura 32. Tarjeta NI USB 6009.



Fuente: <http://sine.ni.com/nips/cds/view/p/lang/es/nid/201987>

**3.7.4 Selección de los sensores de temperatura.** Los sensores de temperatura eléctricos que se usan en circuitos electrónicos junto con micro controladores y otros sistemas electrónicos digitales se muestran en la **tabla 8**.

Tabla 8. Rangos de temperatura de sensores eléctricos.

Sistema	Rangos de temperatura en °C
Termocuplas	-200 a 2800
Sistemas de dilatación (capilares o bimetálicos )	-195 a 760
Termoresistencias	-250 a 850
Termistores	-195 a 450

Pirómetros de radiación	-40 a 4000
-------------------------	------------

Fuente: [www.google.com.ec/url?sa=t&rct=j&q=sensores+electronicos+lm35](http://www.google.com.ec/url?sa=t&rct=j&q=sensores+electronicos+lm35)

Debido que la temperatura máxima que alcanza el generador de vapor es de aproximadamente 120 °C, seleccionamos sensores termo resistentes los cuales poseen un rango de mediación de -250 a 850, a demás este tipo de sensores no necesitan de instalación compleja y son compatibles con la tarjeta de adquisición de datos DAQ USB 6009.

Dentro de la gama de sensores termo resistentes se seleccionaron sensores LM-35 cuya características se muestran en la tabla 9.

Tabla 9. Características de los sensores termo resistentes.

Sensor	Características
LM 35	<p>Calibrado directamente en grados Celsius (Centígrados)</p> <p>Factor de escala lineal de +10 mV / °C</p> <p>0,5°C de precisión a +25 °C</p> <p>Rango de trabajo: -55 °C a +150 °C</p> <p>Apropiado para aplicaciones remotas</p> <p>Bajo costo</p> <p>Funciona con alimentaciones entre 4V y 30V</p> <p>Menos de 60 µA de consumo</p> <p>Bajo auto-calentamiento (0,08 °C en aire estático)</p> <p>Baja impedancia de salida, 0,1W para cargas de 1mA</p>

Fuente: [www.google.com.ec/url?sa=t&rct=j&q=sensores+electronicos+lm35](http://www.google.com.ec/url?sa=t&rct=j&q=sensores+electronicos+lm35)

El LM-35 es un sensor de temperatura integrado de precisión, cuya tensión de salida es linealmente proporcional a temperatura en °C (grados centígrados). El LM35 por lo tanto tiene una ventaja sobre los sensores de temperatura lineal calibrada en grados Kelvin: el usuario no está obligado a restar una gran tensión constante para obtener

grados centígrados. El LM35 no requiere ninguna calibración externa o ajuste para proporcionar una precisión típica de  $\pm 1.4$  °C a temperatura ambiente y  $\pm 3.4$  °C a lo largo de su rango de temperatura (de -55 a 150 °C). El dispositivo se ajusta y calibra durante el proceso de producción. La baja impedancia de salida, la salida lineal y la precisa calibración inherente, permiten la creación de circuitos de lectura o control especialmente sencillos. El LM35 puede funcionar con alimentación simple o alimentación doble (+ y -), por esta razón se selecciona el

**3.7.5 Diseño del panel frontal en LabVIEW.** Se diseña un programa de adquisición de datos de temperatura de tal manera que existe un panel de selección, en el cual se puede escoger el banco de pruebas en el que se desee realizar la práctica. Para crear el panel frontal de selección se debe abrir el programa LabVIEW luego seleccionar New VI en el icono File.

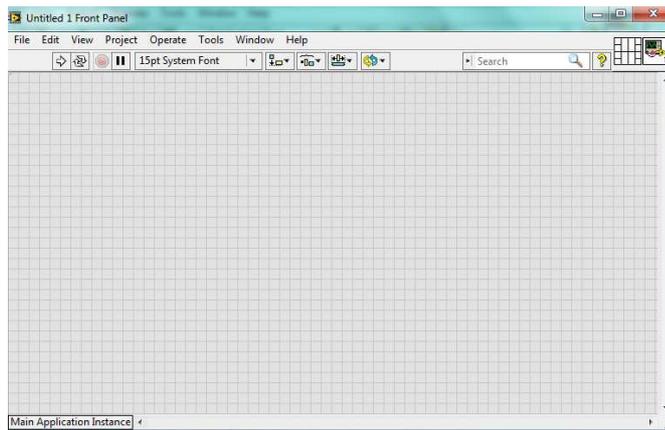
Figura 33. Ventana de inicio de LabVIEW.



Fuente: LabVIEW.

Posteriormente se despliega un panel frontal en el cual se podrán introducir los comandos que se crean necesarios para su funcionamiento.

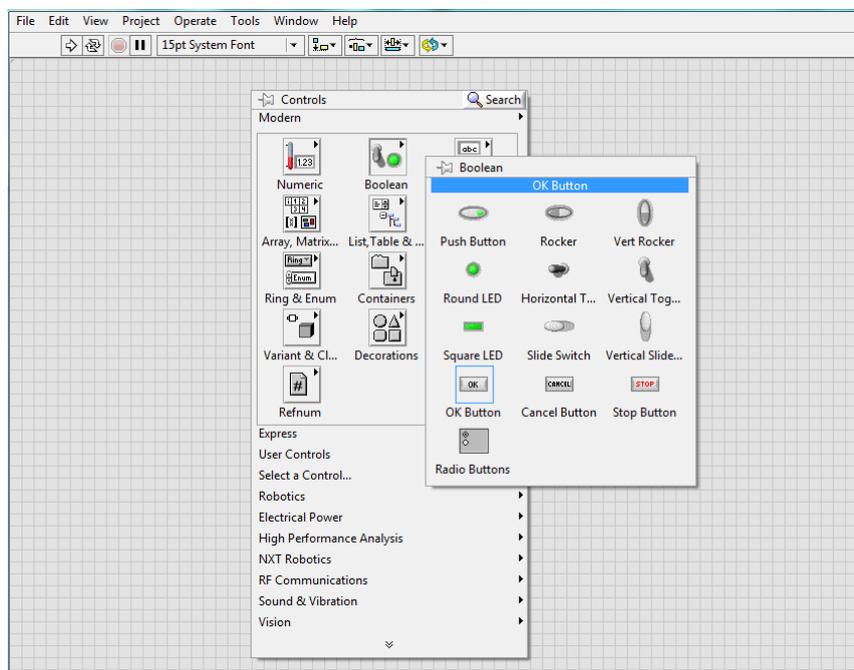
Figura 34. Panel frontal



Fuente: LabVIEW.

Para insertar los pulsadores se debe abrir las herramientas de control dando clic derecho en el panel frontal, luego se selecciona la pestaña boolean, en la que aparecen los diferentes tipos de pulsadores que posee en programa, para nuestro caso seleccionamos el boolean Ok button.

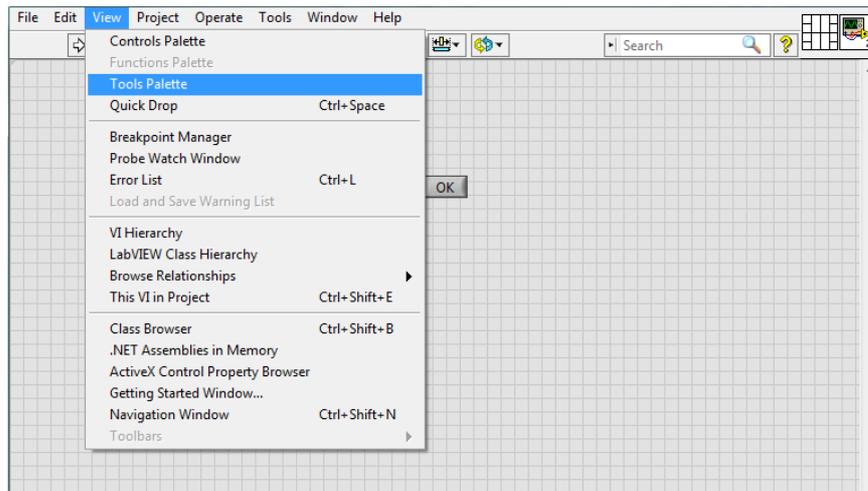
Figura 35. Selección de los pulsadores.



Fuente: LabVIEW.

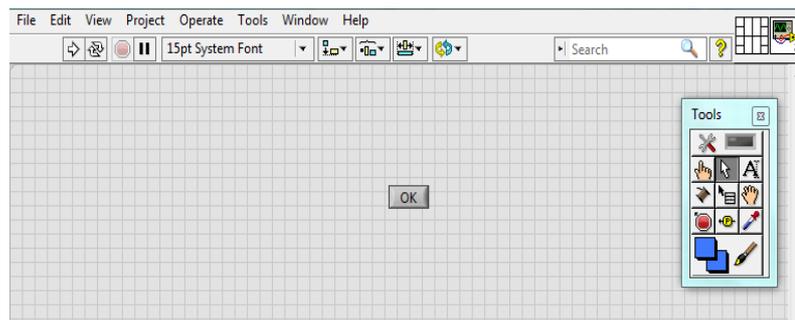
Para poder modificar el texto en los pulsadores se debe desplegar la paleta de herramientas, esta nos permitirá modificar la apariencia del panel frontal

Figura 36. Selección del toolpalette.



Fuente: LabVIEW.

Figura 37. Visualización del toolpalette.

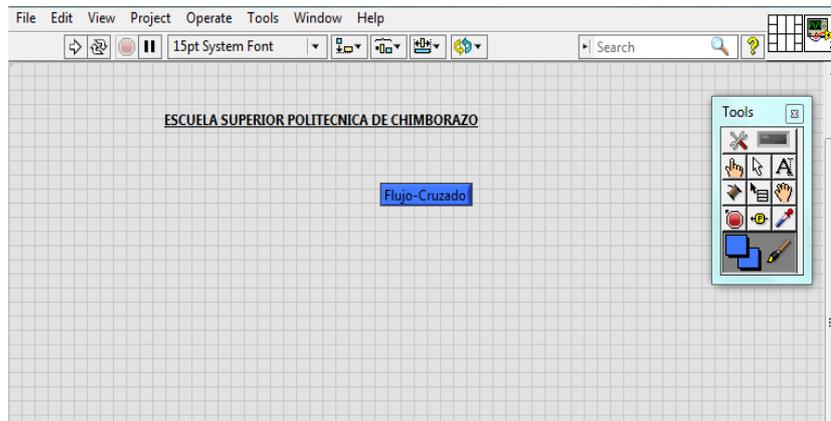


Fuente: LabVIEW.

Para modificar textos o insertar una nota se debe seleccionar en el icono con la sigla A ubicado en la paleta de herramientas, posteriormente se debe dar clic sobre el objeto en el que se desee insertar un texto.

Para cambiar el color de un objeto o del fondo del panel frontal se debe seleccionar el icono en forma de pincel, primero seleccionar el color y luego dar clic sobre el objeto que se desea cambiar de color.

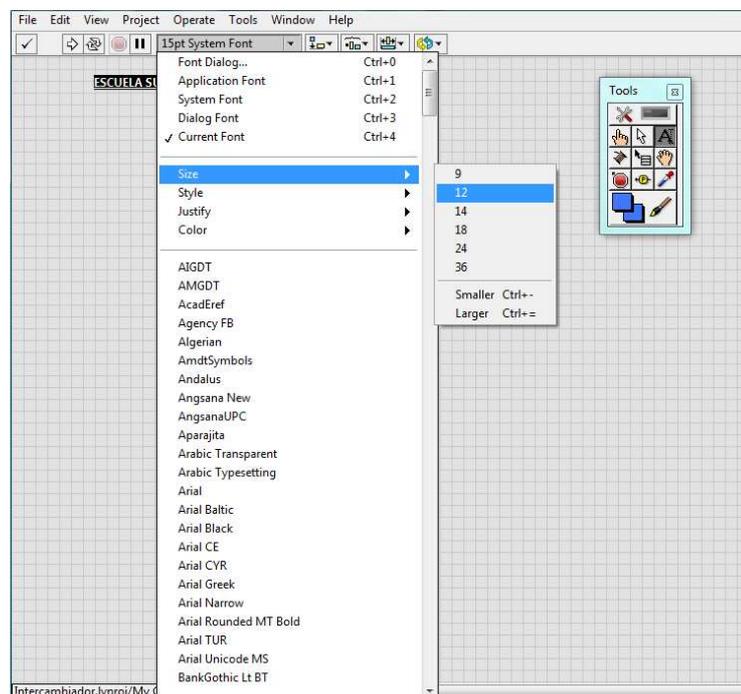
Figura 38. Modificación de texto y color.



Fuente: LabVIEW.

Para modificar la apariencia del texto se debe seleccionar el texto y luego desplegar la pestaña 15pt System Font, la cual da la opción de de modificar el tamaño, color, estilo y justificar el texto.

Figura 39. Modificación del tipo de texto.



Fuente: LabVIEW.

Para insertar y modificar los pulsadores que hacen falta se realiza el procedimiento anterior.

Figura 40. Pulsadores del panel de selección.



Fuente: LabVIEW.

Par insertar una imagen en el panel frontal se tiene que arrastrar dicha imagen sobre el panel frontal.

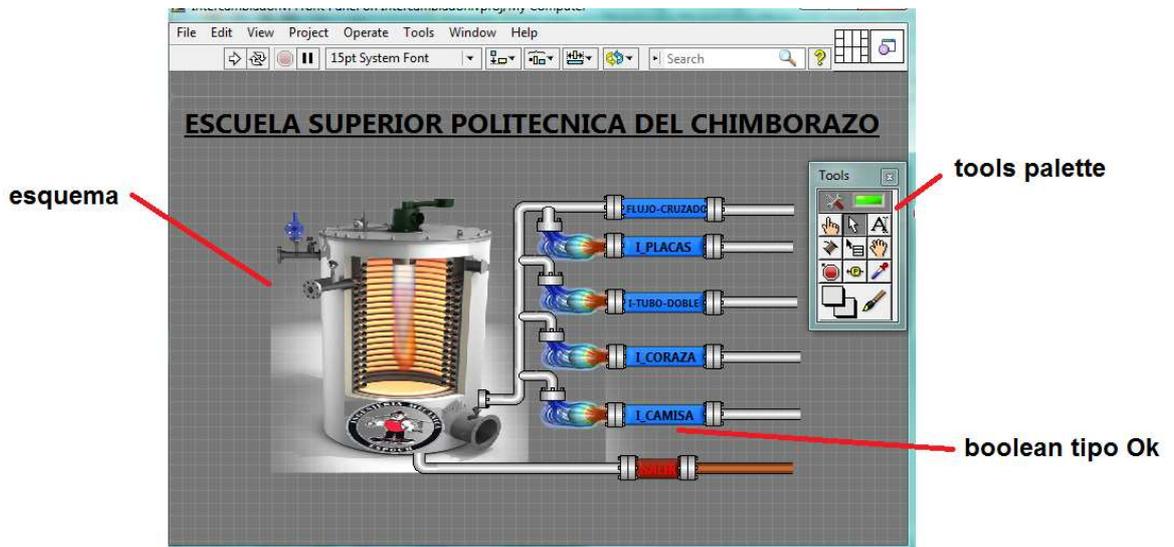
Figura 41. Inserción de esquema.



Fuente: LabVIEW.

Este proceso se repite hasta que el panel frontal tenga la apariencia deseada.

Figura 42. Panel frontal del panel de selección.

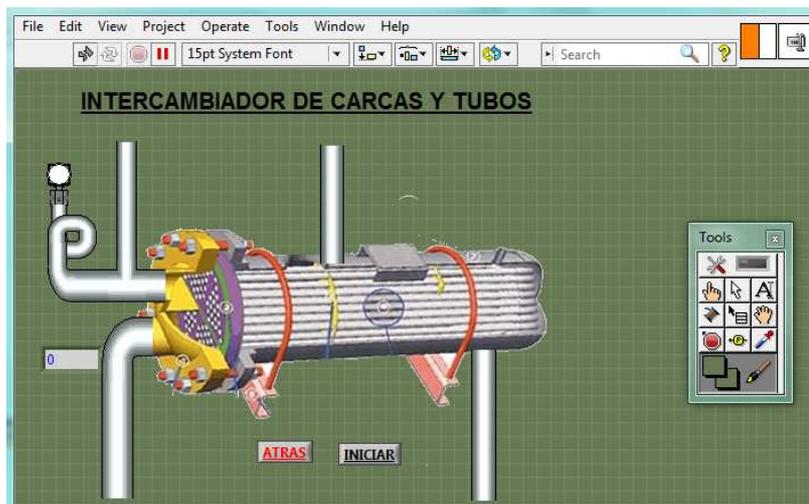


Fuente: LabVIEW.

Para abrir cualquiera de los bancos de pruebas se debe dar clic sobre el boolean con su nombre respectivo. Posteriormente se desplegara el panel frontal del intercambiador con el cual se desea trabajar, el cual cuenta con graficas de tipo waveform Chart, pulsadores booleans, indicadores digitales ubicados junto a su respectivo sensor, una tabla en la cual se visualizan los datos de las temperaturas

Para insertar pulsadores, textos, esquema, cambiar el color del panel frontal se realiza el procedimiento indicado para la construcción del panel de selección.

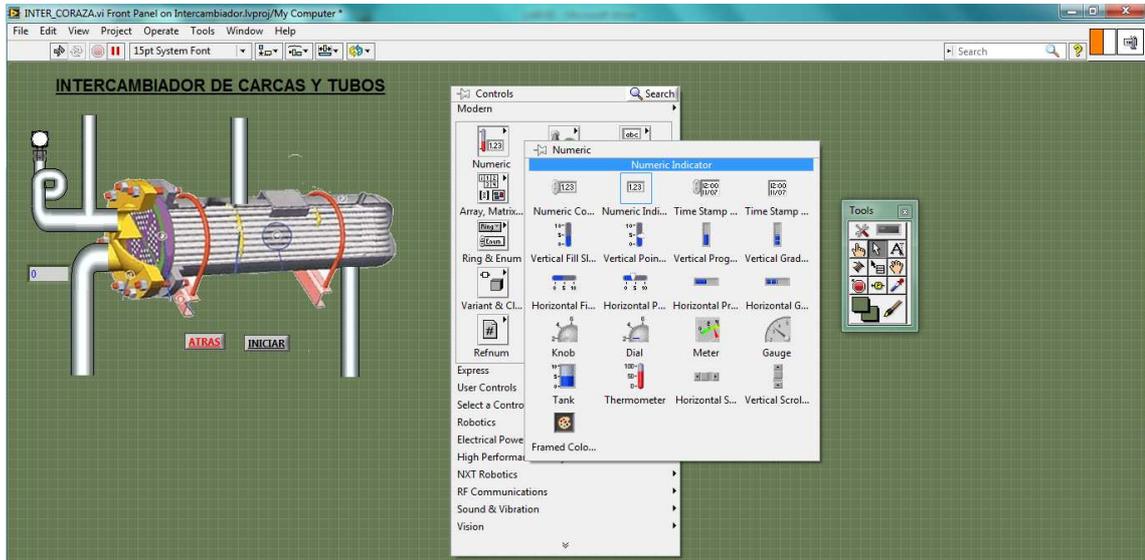
Figura 43. Inserción de esquema, texto y boolean.



Fuente: LabVIEW.

Para insertar los pulsadores se debe abrir las herramientas de control dando clic derecho en el panel frontal, luego se selecciona la pestaña numeric, en la que aparecen los diferentes tipos controles e indicadores que posee en programa, para nuestro caso se selecciono el indicar numérico.

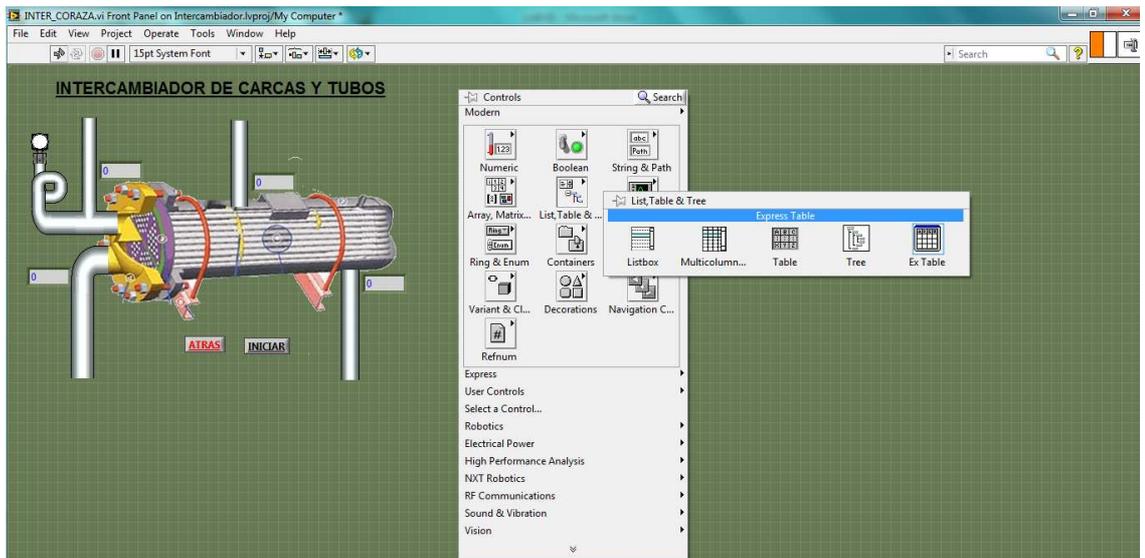
Figura 44. Selección de los indicadores digitales.



Fuente: LabVIEW.

Para insertar la tabla se debe seleccionar la pestaña list, table and tree, en la que aparecen los diferentes tipos de tablas para visualización de resultados. para nuestro caso se selecciono la tabla de tipo Ex.

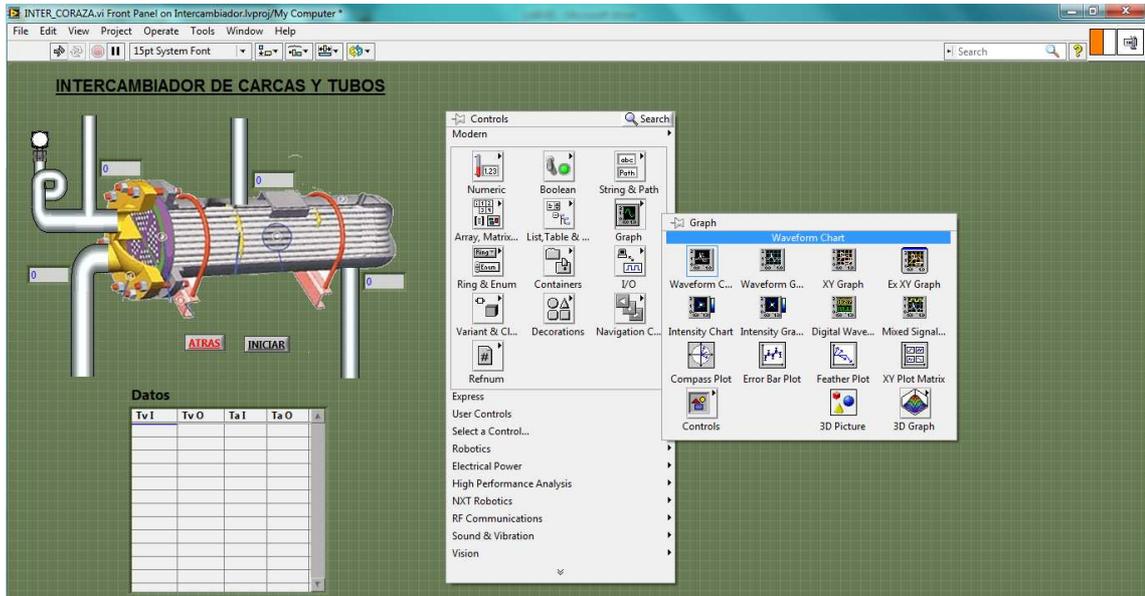
Figura 45. Selección de la tabla.



Fuente: LabVIEW.

Para insertar las gráficas se debe seleccionar la pestaña Graph, en la que aparecen los diferentes tipos gráficas que posee en programa, para nuestro caso se selecciono la gráfica de tipo Waveform Chart, debido que esta permite visualizar el comportamiento de manera secuencial.

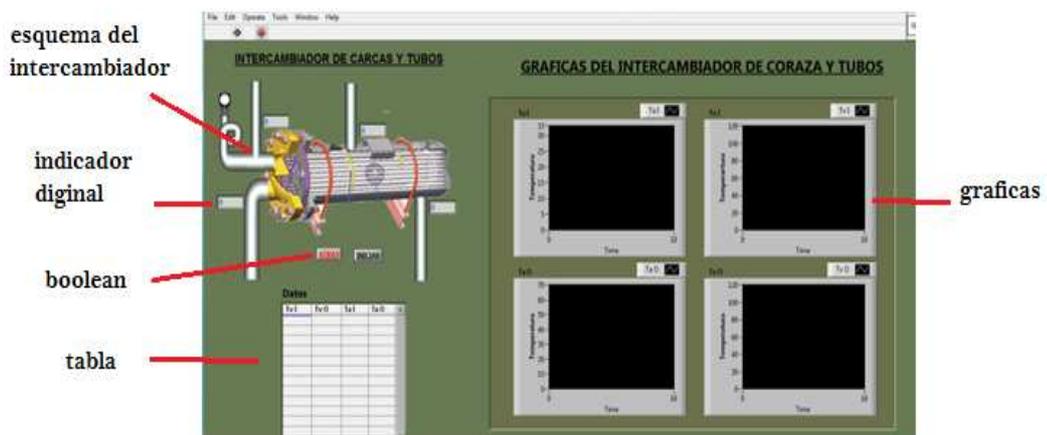
Figura 46. Selección de las gráficas.



Fuente: LabVIEW.

Finalmente cuando se inserten todos los comandos que se crean necesarios el panel frontal quedara de la siguiente manera.

Figura 47. Panel frontal del Intercambiador de Carcasa y Tubos.



Fuente: LabVIEW.

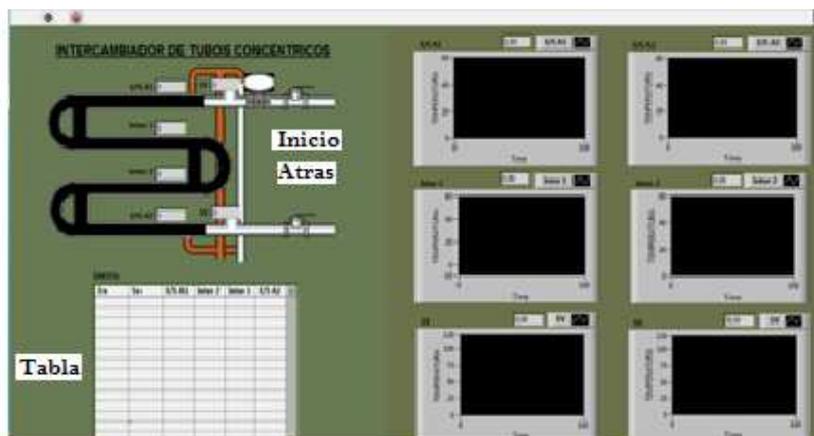
El diseño del panel frontal de los demás intercambiadores se realiza de manera similar, la única diferencia radica en la cantidad de graficas tipo waveform Chart, las cuales dependerán del número de sensores con los que cuenta cada banco.

Figura 48. Panel frontal de la camisa y serpentín con agitación.



Fuente: LabVIEW.

Figura 49. Panel frontal del Intercambiador de tubos concéntricos.



Fuente: LabVIEW.

Figura 50. Panel frontal del Intercambiador de placas.



Fuente: LabVIEW.

Figura 51. Panel frontal del Intercambiador de flujo cruzado.

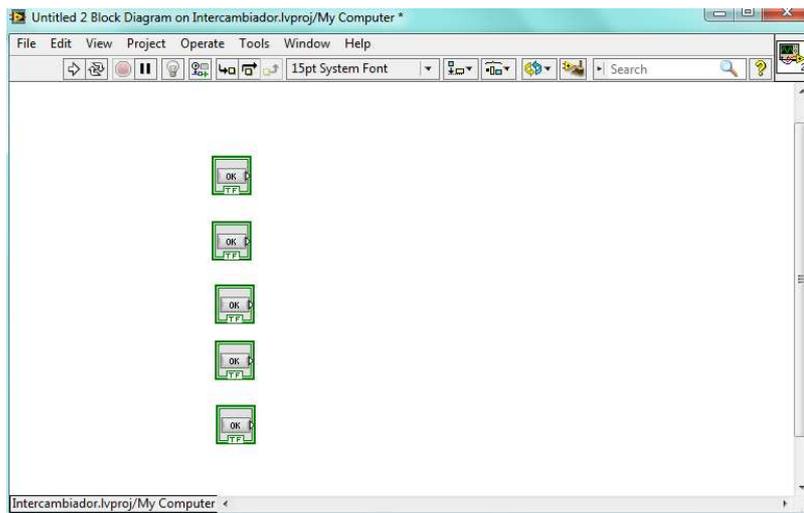


Fuente: LabVIEW.

**3.7.6 Programación de los diagramas de bloques.** Para visualizar la ventana del diagrama de bloques en LabVIEW se debe accionar el comando control E, en el panel frontal. Cada intercambiador de Calor cuenta con su propio VI.

*Diagrama de bloque del panel principal.* En el diagrama de bloques se visualizan en forma de icono todos los comandos que se inserten en el panel frontal, debido que el panel de selección solamente cuenta con pulsadores, en el diagrama de bloques se visualizaran los mismo con su icono respectivo como se observa a continuación.

Figura 52. Icono de los pulsadores en el diagrama de bloques.

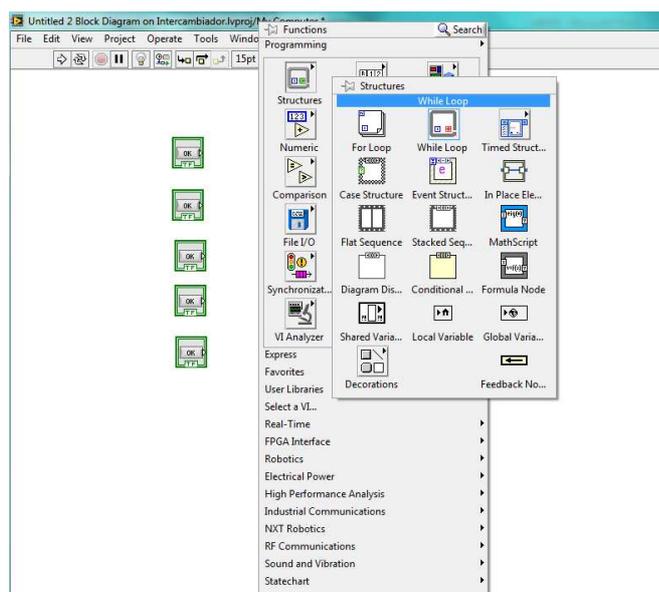


Fuente: LabVIEW.

Para insertar las estructuras necesarias para el control se debe abrir las herramientas de funciones dando clic derecho en el diagrama de bloques, luego se selecciona la pestaña estructuras, en la que aparecen los diferentes tipos de estructuras de control.

Para la secuencia se repita de manera indefinida hasta que se detenga la adquisición de datos se inserta una estructura whileloop de tal manera que todos los comandos queden dentro de la misma.

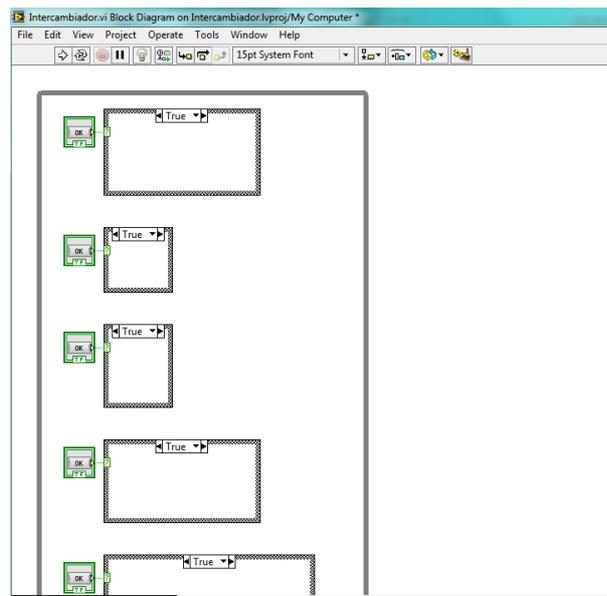
Figura 53. Selección de la estructura Whileloop.



Fuente: LabVIEW.

Posteriormente se inserta una estructura de tipo case para cada pulsador, los sub VIs de cada intercambiador de calor se ubicaran dentro de esta estructura, la cual permite ingresar condiciones, de falso o verdadero, para nuestro caso en la condición de falso no se realiza nada y si es verdadero se abre la ventana del intercambiador que se seleccione.

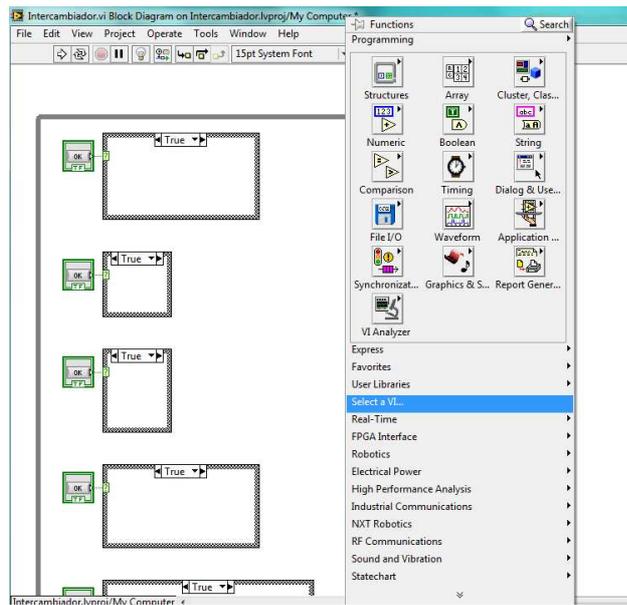
Figura 54. Selección de la estructura case.



Fuente: LabVIEW.

Para insertar los sub VI dentro de las estructuras case se debe dar clic derecho en el diagrama de bloques, luego seleccionar la opción select a VI, esto desplegara una ventana de búsqueda en la cual se debe seleccionar donde se han guardado los sub VI, esto se debe repetir hasta insertar los VI que se crean necesarios.

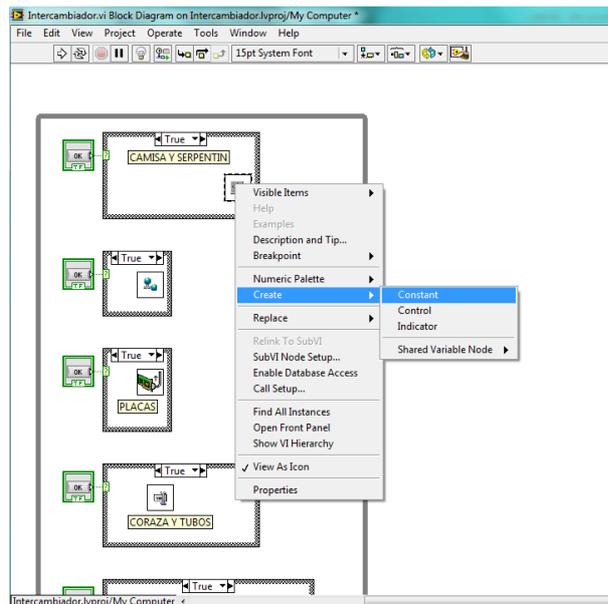
Figura 55. Selección de los sub VI.



Fuente: LabVIEW.

Finalmente se ingresa una constante 1 la cual permite que el programa reconozca a los sub VI, para crear la constante se debe dar clic derecho sobre el sub VI luego seleccionar la opción createconstant, esto crea una constante junto al VI

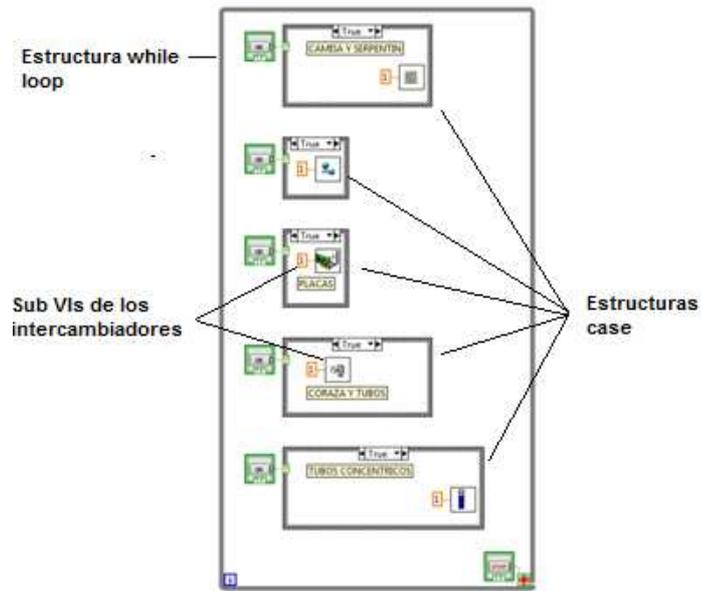
Figura 56. Ingreso de una constante.



Fuente: LabVIEW.

Finalmente el diagrama de bloques quedara de la siguiente manera.

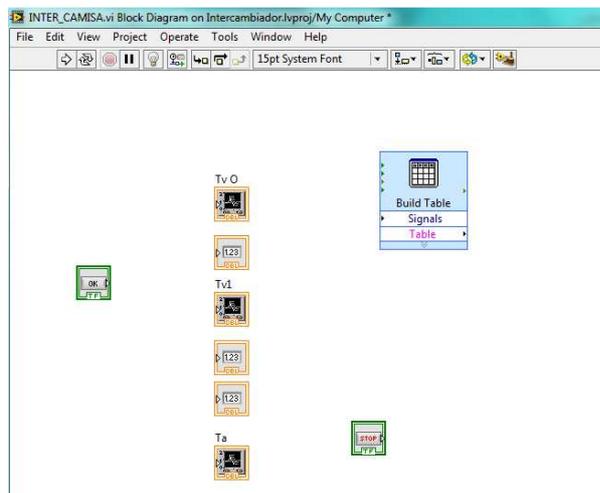
Figura 57. Diagrama de bloques del panel principal.



Fuente: LabVIEW.

Diagramas de bloque de los intercambiadores o sub VI. Luego de que en el panel frontal se inserten los pulsadores, indicadores, tabla y las graficas el diagrama de bloques queda de la siguiente manera.

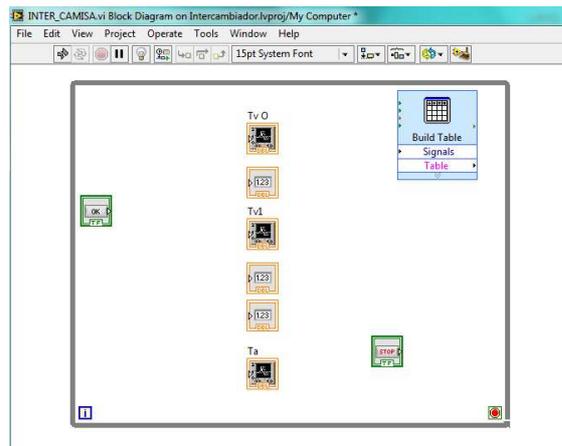
Figura 58. Iconos de los diferentes comandos de control.



Fuente: LabVIEW.

El diagrama de bloque constan de una estructura whileloop donde se ubican todos los comandos necesarios para realizar la adquisición de datos.

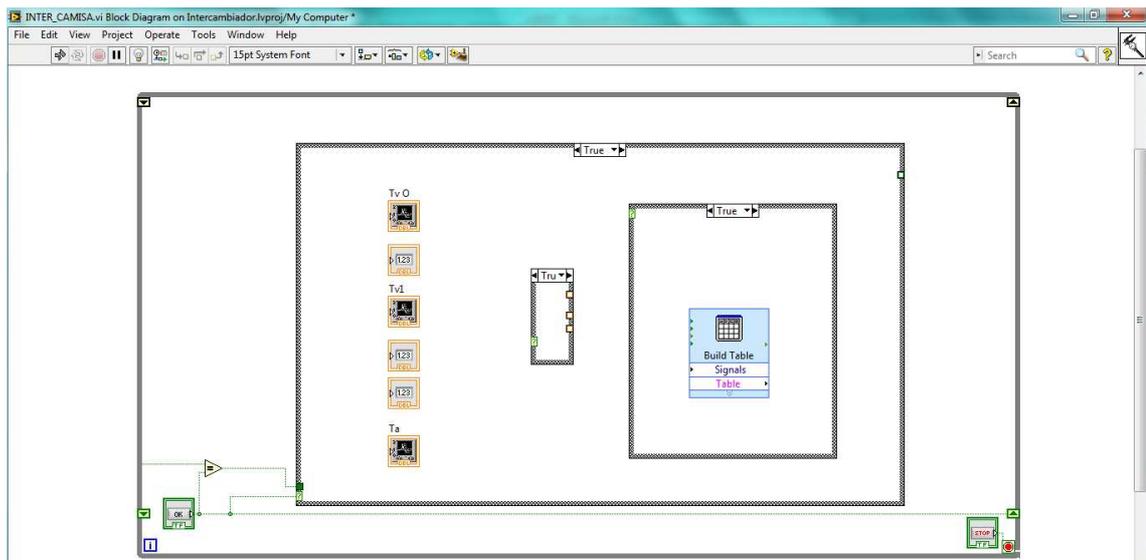
Figura 59. Ingreso de la estructura Whileloop.



Fuente: LabVIEW.

Posteriormente se ingresan tres estructuras Case

Figura 60. Ingreso de las estructuras case

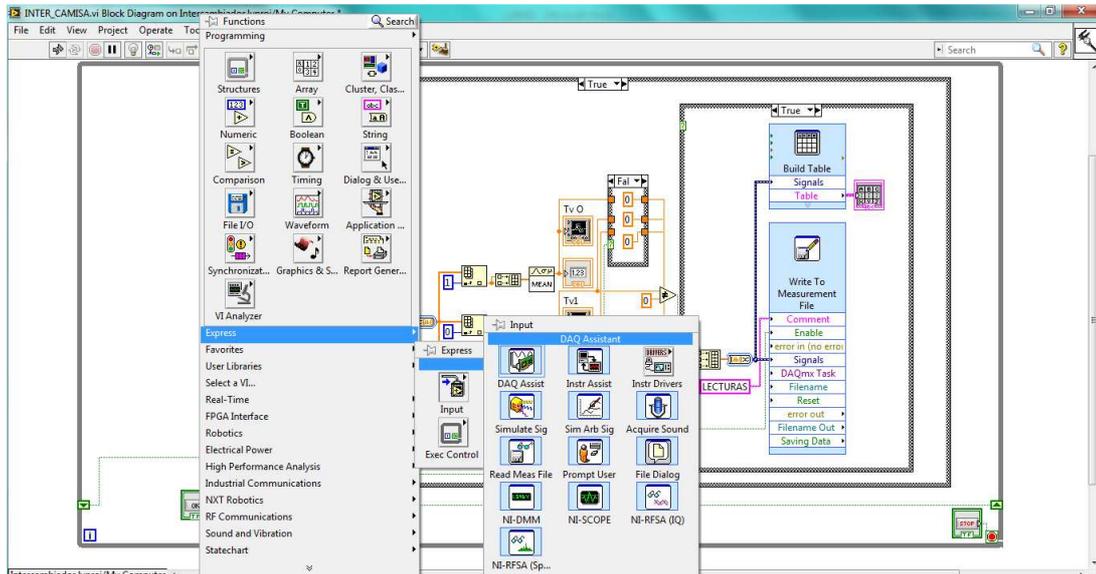


Fuente: LabVIEW.

En la primera estructura Case se ubica el DAQ assistant, este comando permite realizar la interfaz con los sensores LM-35, la temperatura en  $^{\circ}\text{C}$  es proporcional al voltaje que la tarjeta recibe de los sensores, a su vez estos emiten centésimas de voltio por tal motivo se agrega una constante de 100 para que un voltio sea equivalente a un  $^{\circ}\text{C}$ , posteriormente se ubican arreg los Arrays para codificar la señal que envía la tarjeta a los respectivos indicadores digitales y se proyectan en la gráfica waveform Chart.

Para seleccionar el comando DAQ Assistant se debe seleccionar la opción express, luego el icono input.

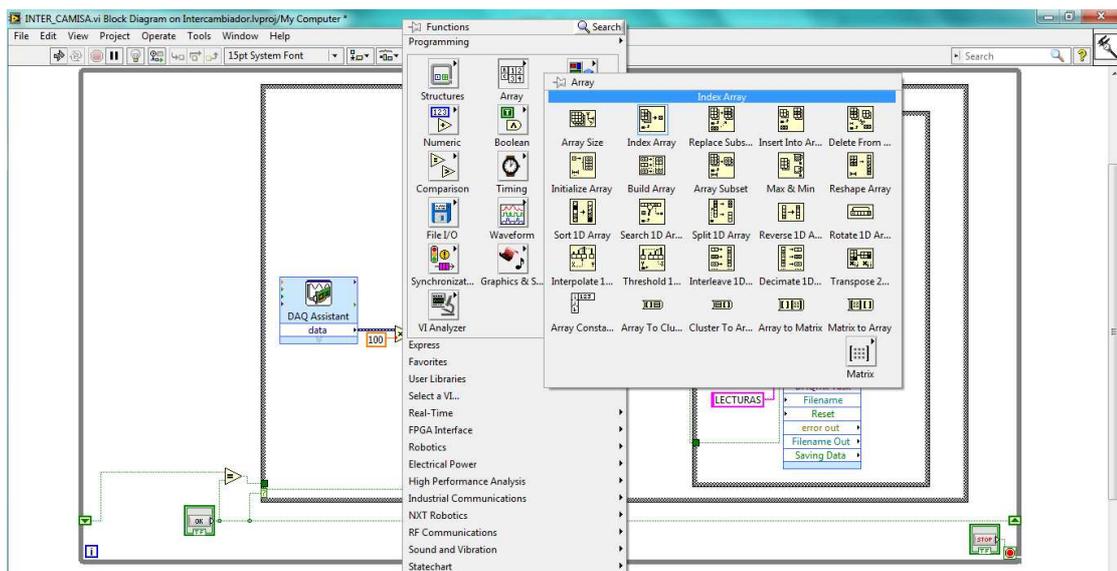
Figura 61. Ingreso de la DAQ asistent.



Fuente: LabVIEW.

comandosArray permiten convertir la señal eléctrica que recibe la tarjeta en una señal digital que se pueda ser visualizada en los indicadores y en las graficas, además permiten discriminar internamente que sensor está mandando una señal y que esta señal se visualice en su respectivo indicador.

Figura 62. Ingreso de los comandos array.



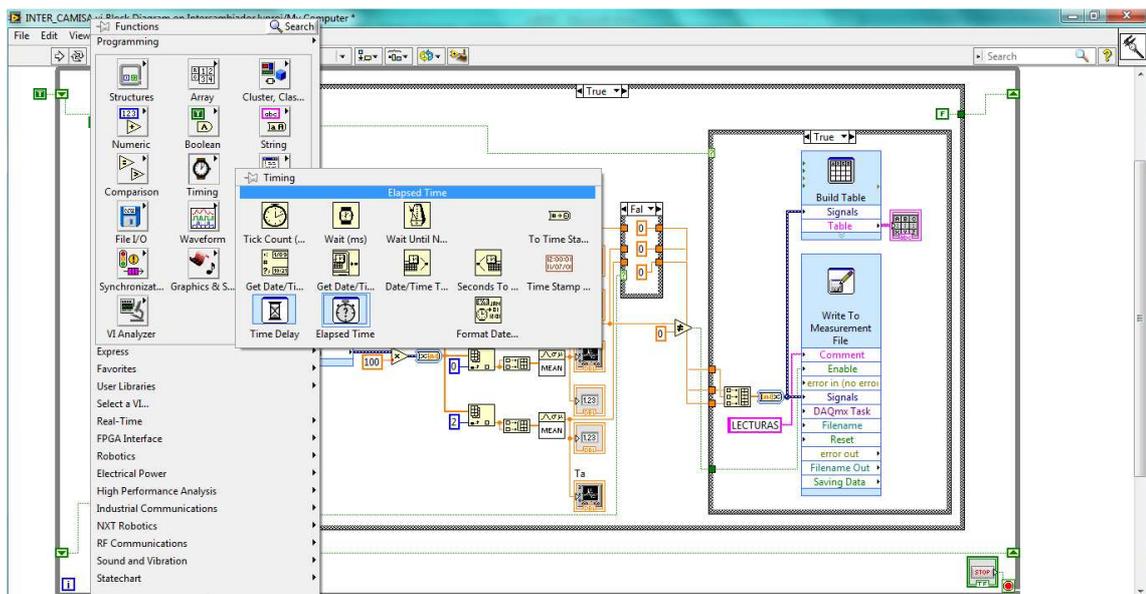
Fuente: LabVIEW.



Por último se ubican contadores de tiempo ubicados en la pestaña timing el contador de tipo elapsed time, controla el intervalo de tiempo en el cual se realiza el registro de datos para este caso se selecciona cada tres segundos.

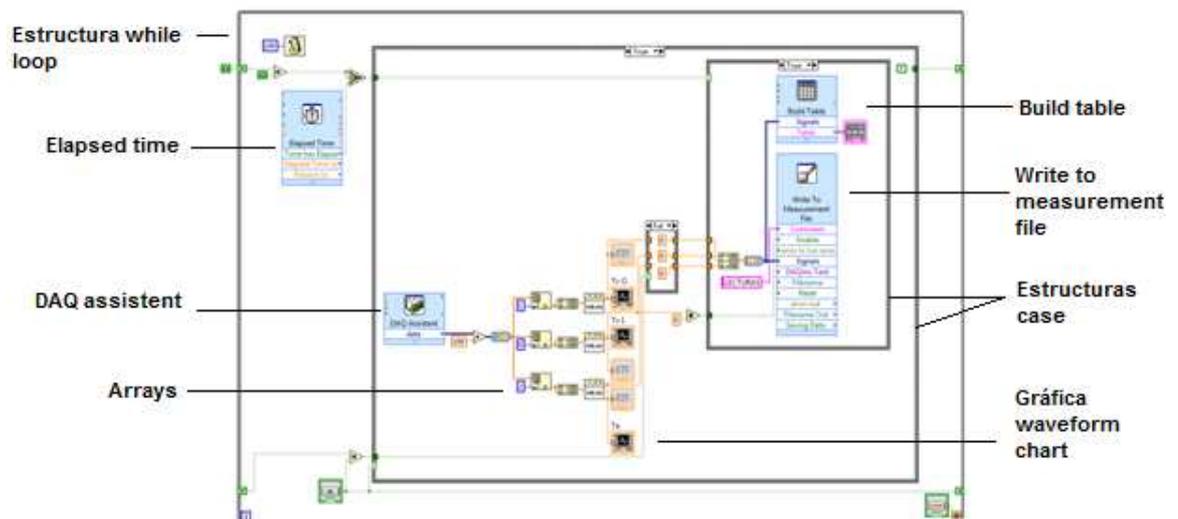
El comando de tiempo Waituntil permite que el sistema realice una para de una centésima antes de que se repita la secuencia, esta para se recomienda para que el computador tenga tiempo de procesa la información.

Figura 65. Ingreso de los controladores de tiempo.



Fuente: LabVIEW.

Figura 66. Diagrama de bloques del serpentín de calefacción.

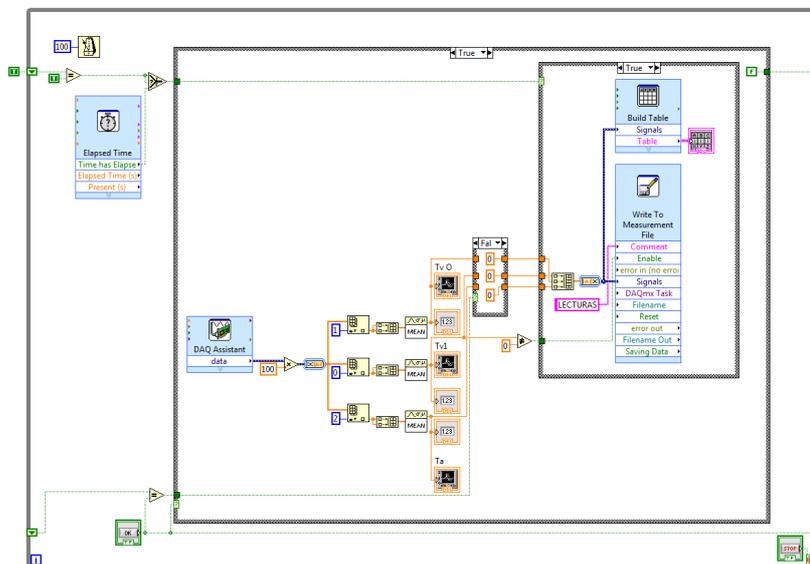


Fuente: LabVIEW.

La programación para la adquisición de datos en los diferentes intercambiadores se realiza de manera similar, la diferencia fundamental radica en el número de sensores con los que cuenta cada banco. En la Camisa y Serpentín de calefacción se ubican tres sensores, en el Intercambiador de Carcasa y tubos se ubican cuatro sensores al igual que en el intercambiador de Placas, en el Intercambiador de doble tubo se ubican seis sensores.

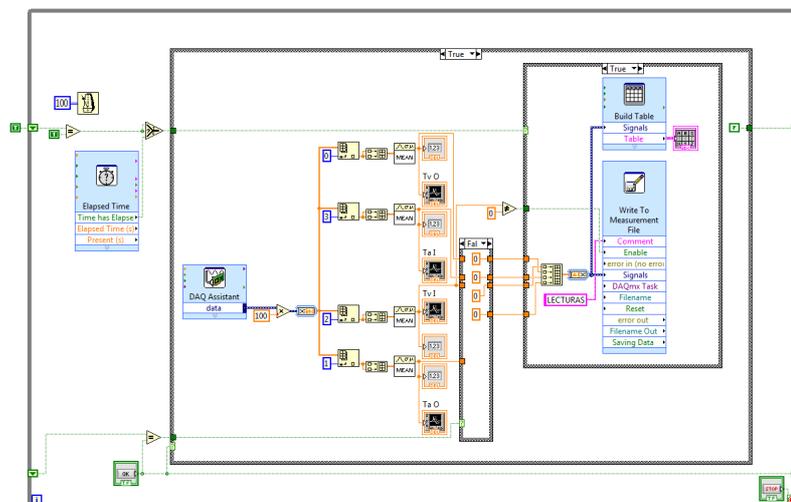
A continuación se presentan los diagramas de Bloque para los diferentes intercambiadores de Calor:

Figura 67. Diagrama de bloques de la camisa de calefacción.



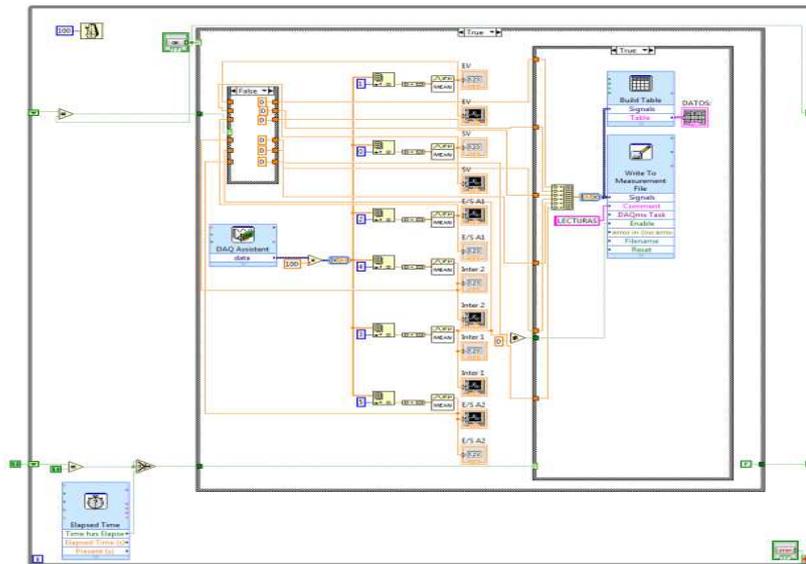
Fuente: LabVIEW.

Figura 68. Diagrama de bloques intercambiador de carcasa y tubos.



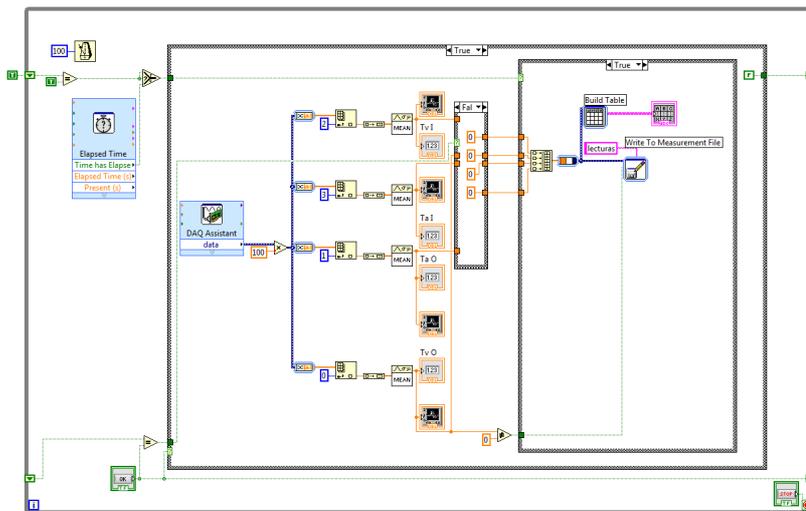
Fuente: LabVIEW.

Figura 69. Diagrama de bloques intercambiador de tubos concéntricos.



Fuente: LabVIEW.

Figura 70. Diagrama de bloques intercambiador de placas.

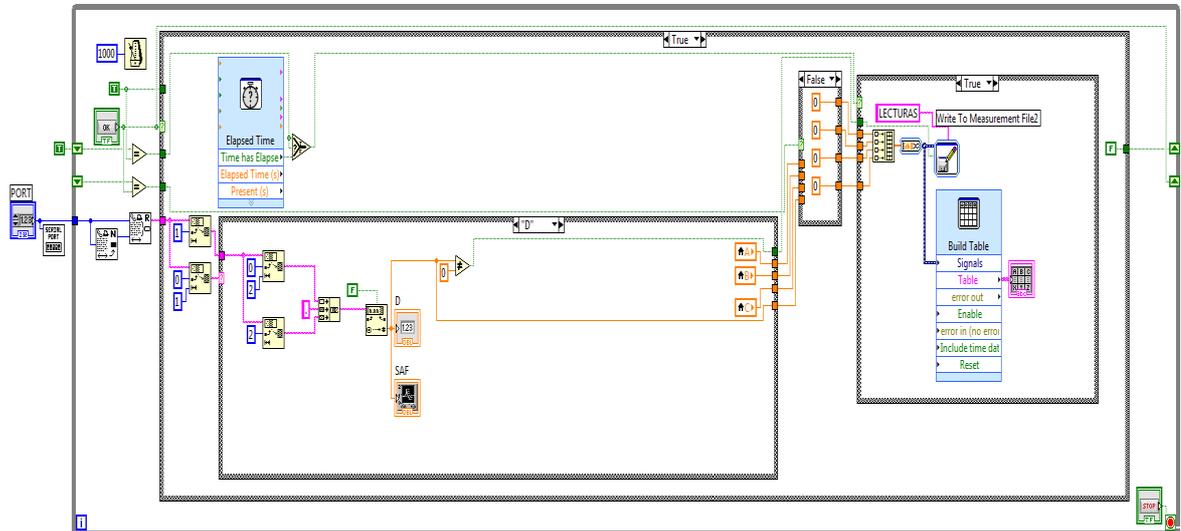


Fuente: LabVIEW.

El intercambiador de Flujo Cruzado tiene una programación particular debido que la adquisición de datos se realiza mediante una tarjeta programada con PIC, y la comunicación con la computadora es de forma serial, por lo cual se deben hacer unas modificaciones para la comunicación serial ubicando comandos Serial Port. A diferencia del los otros Diagramas de Bloques, la estructura Case ya no es de verdadero o falso, ahora se programan cuatro variables una para cada sensor, de manera que se debe repetir el siglo para adquirir los datos de cada sensor, esto

representan la mayor diferencia con los otros Intercambiadores en los cuales la Adquisición de datos se realiza de manera simultanea

Figura 71. Diagrama de bloques intercambiador de flujo cruzado.



Fuente: LabVIEW.

## CAPÍTULO IV

### 4. PRUEBAS EN LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR

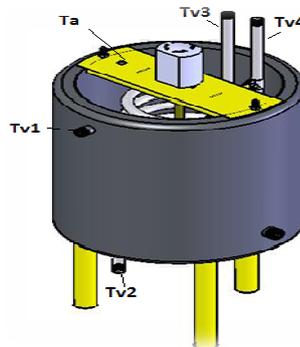
#### 4.1 Introducción

Las pruebas en los intercambiadores de calor se realizaron en el laboratorio de Transferencia de Calor de la Escuela de Ingeniería Mecánica, el cual cuenta con un generador de vapor piro tubular vertical de 3 HP, durante las pruebas se trabajo con el generador a plena carga. Se realizaron las pruebas con 10.5 psi de presión atmosférica y 22 °C de temperatura ambiente.

#### 4.2 Intercambiador de camisa y serpentín de calefacción

La camisa como el serpentín son fabricados en acero inoxidable AISI 304. La prueba se llevo a cabo hasta que el agua alcanzo 60 °C, con el fin de que el agua no sufra cambio de fase. Las pruebas se llevaron a cabo con agitación, con una velocidad aproximada del rotor de 2.5 r.p.s.

Figura72. Nomenclatura de las temperaturas de agua, vapor y condensado.



Fuente: Autores

Dónde:

Tv1: Temperatura de entrada del vapor a la camisa.

Tv2: Temperatura de salida del condensado de la camisa.

Tv3: Temperatura de entrada del vapor al serpentín.

Tv4: Temperatura de salida del vapor del serpentín.

Ta1: Temperatura del agua

El recipiente de camisa y serpentín calefactor opera bajo los siguientes parámetros:

Volumen de agua contenido:  $V = 0.02 \text{ m}^3$

Espesor de la pared de la camisa:  $t = 0.0015 \text{ m}$

Espesor del fondo camisa:  $e = 0.0015 \text{ m}$

Velocidad del Agitador radial:  $N = 2.5 \text{ rps}$

#### 4.2.1 Análisis térmico de la camisa con agitación mecánica.

Tabla 10. Resultados de las pruebas de la camisa de calefacción.

Tiempo (s)	Tv1 °C	Tv2 °C	Ta1 °C
0	41,01127014	22,92357336	21,93396871
12	83,01525757	53,92199618	21,93396871
24	106,2918588	73,72495908	26,52137117
36	110,919818	77,88132702	30,85391794
48	110,939504	83,48882998	35,6961761
60	110,449347	87,05724096	39,0093001
72	110,6845825	93,17451692	43,34184687
84	110,1747395	94,19406291	47,16468226
96	110,6058384	97,25270089	49,96809488
108	110,2918588	98,01736038	52,5166518
132	105,9581932	98,27224688	57,10405426
144	104,6835857	98,52713338	59,3977555
156	105,1934287	98,52713338	62,69145673

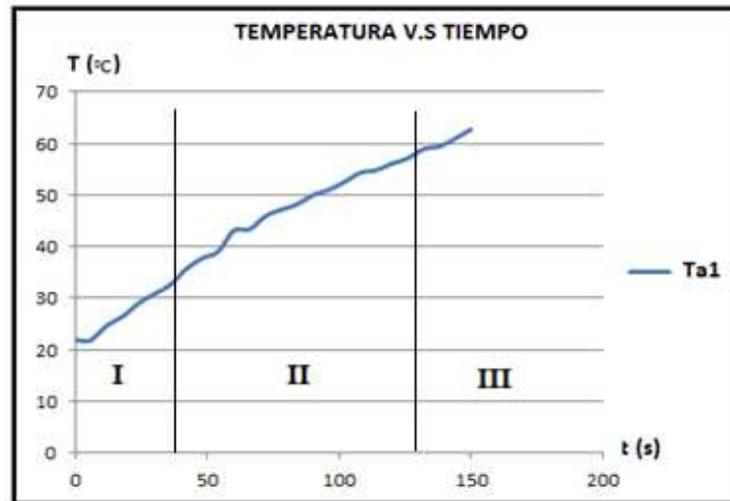
Fuente: Autores

Tabla 11. Resumen de resultados de la prueba en la camisa de calefacción.

Tiempo s	Tv1 °C	Tv2 °C	Ta1 °C
156	110,6648965	98,52713338	62,69145673

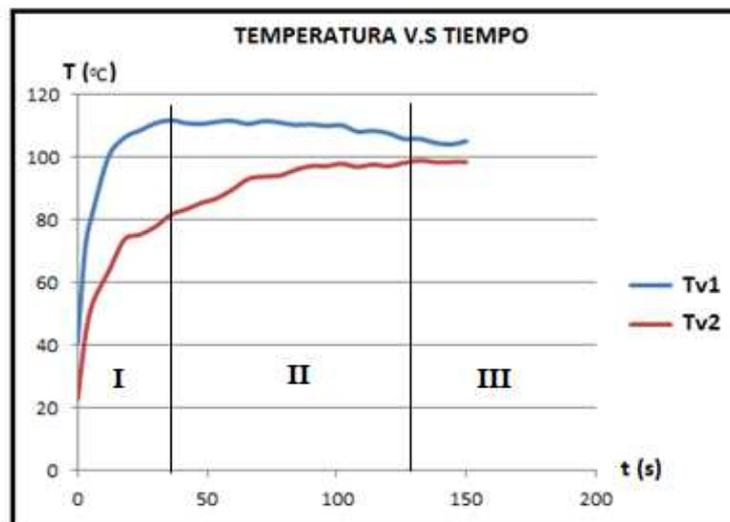
Fuente: Autores

Figura73.Curva de comportamiento del agua en la camisavs.Tiempo.



Fuente: Autores

Figura 74.Curva de comportamiento del vapor en la camisavs.Tiempo.



Fuente: Autores

*Region I:* Se produce un choque termico debido a la diferencia de temperatura entre el vapor y el equipo, el cual al inicio de la prueba se encuentran a temperatura ambiente. En esta region se produce la mayor cantidad de condensado.

*Region II:* Esta región representa una transición inestable desde la condensación en gotas a condensación en película sobre la superficie de transferencia con el líquido, volviéndose estable finalmente en la región III

*Region III:* Se estabiliza el gradiente de temperatura entre la entrada y salida de vapor, lo cual indica que se ha alcanzado la temperatura necesaria para mantener estable la condensación en película.

**4.2.1.1 Cálculo experimental de la camisa de agitación.** Propiedades del agua evaluadas a temperatura promedio **ANEXO J.**

$$T_p = \frac{Ta_1 + Ta_2}{2}$$

$$T_p = \frac{(62.691 + 21.934) ^\circ C}{2} = 42.44^\circ C$$

Densidad del agua:  $\rho = 991,11 \frac{kg}{m^3}$

Calor específico:  $Cp = 4174 \frac{J}{kg^\circ C}$

Conductividad térmica  $Ka = 0.636 \frac{W}{m^\circ C}$

Viscosidad:  $\mu = 6.25 * 10^{-4} \frac{kg}{ms}$

Prandtl:  $Pr = 4.12$

*Masa de agua a calentar:*

Volumen de agua contenida:  $Va = 0.02 m^3$

$$m_a = \rho Va$$

$$m_a = 991,11 \frac{kg}{m^3} * 0.02 m^3$$

$$m_a = 19.82 kg$$

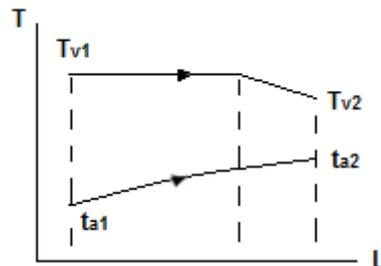
*Cálculo de la LMTD:*

Debido que la diferencia de temperatura del vapor entre la entrada y salida del equipo no es demasiado elevada, se desprecia el efecto del sub enfriamiento del vapor. Por tal motivo el cálculo de la diferencia de temperatura mediana logarítmica se analiza como flujo paralelo:

Ecuación 107.

$$LMTD = \frac{\Delta T_A - \Delta T_B}{\ln \frac{\Delta T_A}{\Delta T_B}}$$

Figura 75. Diferencia de temperatura media logarítmica en la camisa.



Fuente: Autores

Ecuación 108.

$$\Delta T_A = T_{v1} - T_{a1}$$

$$\Delta T_A = (110.665 - 21.934)^\circ C = 88.731^\circ C$$

Ecuación 109.

$$\Delta T_B = T_{v2} - T_{a2}$$

$$\Delta T_B = (98.527 - 62.69)^\circ C = 35.837^\circ C$$

$$LMTD = \frac{(88.731 - 35.837)^\circ C}{\ln \frac{88.731}{35.837}} = 58.72^\circ C$$

*Coefficiente global de transferencia de calor experimental con agitación mecánica:*

Para determinar el coeficiente global de transferencia se desprecian las pérdidas de calor por convección desde la superficie del agua al aire, por tal motivo igualan el calor sensible del agua con el calor latente del vapor:

$$\dot{m}_a C_p (t_{a2} - t_{a1}) = A_T U F (LMTD)$$

$$U = \frac{\dot{m}_a C_p (T_{a2} - T_{a1})}{A F (LMTD)}$$

El flujo másico se determina con el tiempo que demora en calentarse la masa de agua contenida en la camisa.

$$\dot{m}_a = \frac{V}{t}$$

$$\dot{m}_a = \frac{19.82 \text{ kg}}{156 \text{ s}} = 0.127 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Área total de transferencia:

$$A_T = A_c + A_f = 0.3526m^2$$

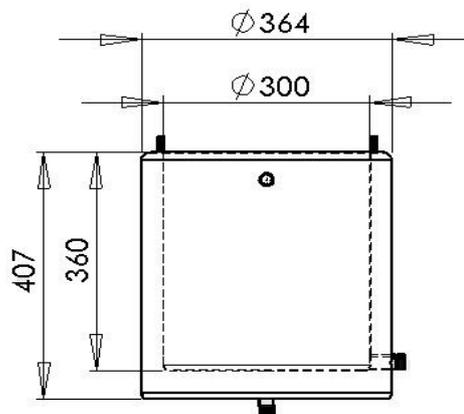
$$U = \frac{0.127 \frac{kg}{s} * 4174 \frac{J}{kg^{\circ}C} * (62.69 - 21.934)^{\circ}C}{0.3526m^2 * 58.72^{\circ}C}$$

$$U_{exp} = 1043.89 \frac{W}{m^2^{\circ}C}$$

#### 4.2.1.2 Cálculo teórico de la camisa de agitación

Áreas de Trasterencia de la Camisa:

Figura 76. Medidas principales del recipiente con camisa.



Fuente: Autores

Área del cilindro en contacto con el agua ( $A_c$ ):

$$A_c = \pi \cdot D_i \cdot H$$

$$A_c = \pi (0.3m) (0.3m) = 0.282m^2$$

Área del fondo del recipiente en contacto con el agua ( $A_f$ ):

$$A_f = \pi \cdot r^2$$

$$A_f = \pi (0.15m)^2 = 0.0706m^2$$

Área del cilindro en contacto con el aire ( $A_e$ )

$$A_e = \pi \cdot D_4 \cdot H_e$$

$$A_e = \pi (0.364m) (0.407m) = 0.4654m^2$$

Área del fondo en contacto con el aire ( $A_{fe}$ ):

$$A_{fe} = \pi \cdot r_e^2$$

$$A_{fe} = \pi(0.182m)^2 = 0.104m^2$$

Número de Nusselt:

Ecuación 23. 
$$Nu = 0,36 \left( \frac{L^2 N \rho}{\mu} \right)^{\frac{2}{3}} \left( \frac{Cp\mu}{k} \right)^{\frac{1}{3}} \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14}$$

$\left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14}$  Puede considerarse 1 para el agua.

Diámetro del agitador:  $L = 0.09 m$

$$Nu = 0,36 \left( \frac{(0,09m)^2 * 2,5rps * 991.11 \frac{kg}{m^3}}{6.25 * 10^{-4} \frac{kg}{ms}} \right)^{\frac{2}{3}} \left( \frac{4174 \frac{J}{kg \text{ } ^\circ C} * 6.25 * 10^{-4} \frac{kg}{ms}}{0.636 \frac{W}{m \text{ } ^\circ C}} \right)^{\frac{1}{3}} * 1$$

$$Nu = 582.2$$

Coefficiente de convección del agua ( $h_a$ ).

Ecuación 10. 
$$h_a = \frac{Nu k}{D_i}$$

$$h_a = \frac{582.2 * 0.636 \frac{W}{m \text{ } ^\circ C}}{0,3m}$$

$$h_a = 1234.264 \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C}$$

Coefficiente convectivo del vapor ( $h_v$ ).

Con la presión absoluta de 18 Psi<sub>a</sub> en las tablas de vapor:

Temperatura de saturación:  $T_{sat} = 105.8 \text{ } ^\circ C$

Densidad de vapor:  $\rho_v = \frac{1}{V_g} = 1.386 \frac{kg}{m^3}$

Calor latente:  $h_{fg} = 963.62 \frac{Btu}{lb} = 2241380.12 \frac{J}{kg}$

Propiedades del agua evaluada a temperatura fílmica **ANEXO J**.

Ecuación 86. 
$$T_{fi} = \frac{T_p + T_w}{2}$$

Temperatura de la pared impuesta:  $T_w = 0.8 T_{v1} = 90^\circ\text{C}$

$$T_{fi} = \frac{(42.44 + 90)^\circ\text{C}}{2} = 66.22^\circ\text{C}$$

Densidad del líquido:  $\rho = 980.3 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

Viscosidad del líquido:  $\mu = 4.3 * 10^{-4} \frac{\text{kg}}{\text{ms}}$

Conductividad térmica:  $K_a = 0.659 \frac{\text{W}}{\text{m}^\circ\text{C}}$

Calor específico:  $C_p = 4183 \frac{\text{J}}{\text{kg}^\circ\text{C}}$

*Calor latente modificado:*

Ecuación 7. 
$$h'_{fg} = h_{fg}(1 + 0.68Ja)$$

Ecuación 19. 
$$Ja = \frac{C_p(T_{sat} - T_w)}{h_{fg}}$$

$$Ja = \frac{4183 \frac{\text{J}}{\text{kg}^\circ\text{C}} (105.8 - 90)^\circ\text{C}}{2241380.12 \frac{\text{J}}{\text{kg}}} = 0.0295$$

$$h'_{fg} = 2241380.12 \frac{\text{J}}{\text{kg}} (1 + 0.68 * 0.0295) = 2286322.27 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

Ecuación 85. 
$$h_v = 0.943 \left[ \frac{\rho(\rho - \rho_v)g h'_{fg} K_f^3}{L \mu_f (T_g - T_p)} \right]^{\frac{1}{4}}$$

$$h_v = 0.943 \left[ \frac{980.3 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} (980.3 - 1.386) \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 9.8 \frac{\text{m}}{\text{s}} * 2286322.27 \frac{\text{J}}{\text{kg}} * \left(0.659 \frac{\text{W}}{\text{m}^\circ\text{C}}\right)^3}{0.3\text{m} * 0.00043 \frac{\text{kg}}{\text{ms}} (111.665 - 90)^\circ\text{C}} \right]^{\frac{1}{4}}$$

$$h_v = 6990.06 \frac{\text{W}}{\text{m}^2^\circ\text{C}}$$

*Convección libre:*

*Número de Rayleigh:*

Ecuación 17. 
$$Ra = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)H_e^3}{\nu\alpha}$$

Propiedades del aire a temperatura ambiente **ANEXO K**:

Densidad del agua:  $\rho = 1.1774 \frac{kg}{m^3}$

Calor específico:  $Cp = 1.0057 \frac{J}{kg^{\circ}C}$

Conductividad térmica:  $Ka = 0.02624 \frac{W}{m^{\circ}C}$

Viscosidad:  $\nu = 15.69 * 10^{-6} \frac{m^2}{s}$

Prandtl:  $Pr = 0.708$

Difusividad térmica:  $\alpha = 0.2160 * 10^{-4} \frac{m^2}{s}$

*Coefficiente de expansión:*

Ecuación 16.  $\beta = \frac{1}{T_f}$

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

$$T_f = \frac{(97.6 + 23)^{\circ}C}{2} = 60.3^{\circ}C$$

$$\beta = \frac{1}{60.3^{\circ}C}$$

$$Ra = \frac{9,8 \frac{m}{s} * \left( \frac{1}{60.3^{\circ}C} \right) (97.6 - 23)^{\circ}C * (0.407m)^3}{\left( 15.69 * 10^{-6} \frac{m^2}{s} \right) \left( 0.2160 * 10^{-4} \frac{m^2}{s} \right)}$$

$$Ra = 2.412 * 10^9$$

*Número de Nusselt:*

Ecuación 76. 
$$Nu = \left\{ 0.85 + \frac{0.387 Ra^{1/6}}{\left[ 1 + (0.492/Pr)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2$$

$$Nu = \left\{ 0.85 + \frac{0.387 (2.412 * 10^9)^{1/6}}{\left[ 1 + (0.492/0.708)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2$$

$$Nu = 143.112$$

Coefficiente convectivo del aire ( $h_{\infty}$ ):

Ecuación 10.

$$Nu = \frac{h_{\infty}L}{K}$$

$$h_{\infty} = \frac{143.112 * 0.02624 \frac{W}{m^{\circ}C}}{0,407m}$$

$$h_{\infty} = 9.227 \frac{W}{m^2^{\circ}C}$$

Coefficiente Convectivo por radiación ( $h_r$ ):

Ecuación 94.

$$h_r = \varepsilon\sigma(T_s + T_{\infty})(T_s^2 + T_{\infty}^2)$$

Emisividad del acero inoxidable limpio:

$$\varepsilon = 0.22$$

$$h_r = 0.22 * \left(5.67 * 10^{-8} \frac{W}{m^2^{\circ}K^4}\right) (370.6 + 296)^{\circ}K (370.6^2 + 296^2)^{\circ}K^2$$

$$h_r = 1.87 \frac{W}{m^2^{\circ}K}$$

Coefficiente convectivo del ambiente externo ( $h_T$ ).

$$h_T = h_{\infty} + h_r$$

$$h_T = (9.227 + 1.874) \frac{W}{m^2^{\circ}C}$$

$$h_T = 11.1 \frac{W}{m^2^{\circ}C}$$

*Pérdida de Calor.*

Calor transferido al agua experimentalmente.

Ecuación de calor sensible [6]

$$q_{agua} = \frac{\dot{m}_a C_p (t_{a2} - t_{a1})}{t} \quad (126)$$

$$q_{agua} = \frac{19.82 \text{ kg} * 4174 \frac{J}{\text{kg}^{\circ}C} * (62.69 - 21.934)^{\circ}C}{156}$$

$$q_{agua} = 21613.4 \text{ W}$$

Calor transferido al aire.

Ecuación 21.

$$q_{aire} = h_T A_{aire} (T_s - T_{\infty})$$

$$A_{aire} = A_e + A_{fe}$$

$$A_{aire} = (0.4654 + 0.104)m^2 = 0.57m^2$$

$$q_{aire} = 11.1 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} * 0.57m^2 * (97.6 - 23)^\circ C$$

$$q_{aire} = 572 W$$

Debido que el calor que se pierde al aire es relativamente bajo en comparación al que se pierde al agua, se lo considera despreciable. Por tal motivo el análisis teórico del coeficiente global de transferencia de calor, se lo realiza solamente entre el agua y el vapor.

*Coeficiente global de transferencia de calor del cilindro.*

Ecuación 105.

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_a} + \frac{t}{K_{ac}} + \frac{1}{h_v}}$$

La conductividad del acero se determina a temperatura promedio

$$T_{ac} = \frac{T_{v1} + T_{a1}}{2}$$

$$T_{ac} = \frac{(111.665 + 21.934)^\circ C}{2} = 66.8^\circ C$$

Conductividad del acero inoxidable **ANEXO M:**

$$K_{ac} = 16.86 \frac{W}{m \cdot ^\circ C}$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{1234.264 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}} + \frac{0.0015m}{16.86 \frac{W}{m \cdot ^\circ C}} + \frac{1}{6990.06 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}}}$$

$$U = 884.02 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

*Calor conducido por la pared del cilindro.*

Ecuación 106.

$$q_1 = A_C U F(LMTD)$$

$$q_1 = 0.282m^2 * 884.02 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} * 1 * 58.72 \text{ } ^\circ C$$

$$q = 14638.53W$$

Con este resultado se comprueba la temperatura de pared  $T_w$ :

$$T_w = T_{v1} - \frac{q_1}{A_c h_v}$$

$$T_w = 111.665^{\circ}C - \frac{14638.53W}{0.282m^2 \cdot 6990.06 \frac{W}{m^2 \cdot ^{\circ}C}} = 104.24^{\circ}C$$

El valor real de  $T_w$  es determinado mediante iteración.

Tabla 12. Iteraciones de la temperatura de pared  $T_w$  del cilindro.

No.	Iteración 1	Iteración 2
$h_v$ ( $W/m^2 \cdot ^{\circ}C$ )	8683.8	9137.61
$U$ ( $W/m^2 \cdot ^{\circ}C$ )	906.38	911.1
$Q$ (kW)	15008.75	15086.957
$T_w$ ( $^{\circ}C$ )	105.5	105.7

Fuente: Autores

La temperatura de pared del recipiente se estabiliza en  $T_w = 105.7^{\circ}C$

Por lo tanto:

$$h_v = 9137.61 \frac{W}{m^2 \cdot ^{\circ}C}$$

$$U_{teo} = 911.1 \frac{W}{m^2 \cdot ^{\circ}C}$$

$$q = 15086.957W$$

*Coefficiente global de transferencia de calor del fondo del cilindro.*

El coeficiente global de transferencia de calor para fondo del cilindro es el mismo que en el caso del cilindro debido que se trabaja con los mismos fluidos en ambos casos por ende los coeficientes convectivos del agua y del vapor son iguales:

$$U_{teo} = 911.1 \frac{W}{m^2 \cdot ^{\circ}C}$$

*Cantidad de calor conducido por la pared del fondo.*

Ecuación 106.

$$q_2 = A_f U F(LMTD)$$

$$q_2 = 0.0706m^2 * 911.1 \frac{W}{m^2 \cdot ^{\circ}C} * 1 * 58.72^{\circ}C$$

$$q_2 = 3777 \text{ W}$$

*Cantidad de calor total conducido por la camisa.*

El calor total que se transfiere al agua de manera teórica:

$$q_T = q_1 + q_2$$

$$q_T = (15086.957 + 3777) \text{ W}$$

$$q_T = 18864.04 \text{ W}$$

*Desviación porcentual del coeficiente global de transferencia de calor:*

$$\%D = \frac{|U_{teo} - U_{exp}|}{U_{teo}} * 100$$

$$\%D = \frac{|(911.1 - 1043.89) \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}|}{911.1 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}} * 100$$

$$\%D = 14.57$$

*Masa de vapor necesario para calentar el agua.*

Ecuación 113.

$$q_T = h_{fg} m_v$$

$$m_v = \frac{18864.04 \text{ W}}{2241380.12 \frac{\text{J}}{\text{kg}}}$$

$$m_v = 8.416 * 10^{-4} \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

#### 4.2.2 *Análisis térmico del serpentín con agitación mecánica.*

Tabla 13. Resultados de las pruebas del serpentín calefactor.

Tiempo (s)	Tv1 °C	Tv2 °C	Ta1 °C
0	55,51492631	22,92357336	21,42425732
6	82,53286181	53,92199618	21,93396871
12	96,80648811	69,72495908	22,69853579
18	104,7079598	77,88132702	24,99223702
24	108,5312526	83,48882998	26,77622686

30	108,5898868	87,05724096	28,56021671
66	108,3545453	97,25270089	38,75444441
78	108,0801144	98,01736038	42,57727979
90	109,0410249	97,76247389	45,38069241
102	107,766594	98,27224688	48,43896072
114	106,7470493	98,52713338	51,24237334
126	106,2372769	98,52713338	54,55549734
138	105,2177322	99,03690638	57,10405426
150	104,962846	99,29179288	58,37833273
162	103,9433013	99,29179288	60,41717826
168	104,4530736	99,29179288	60,92688965

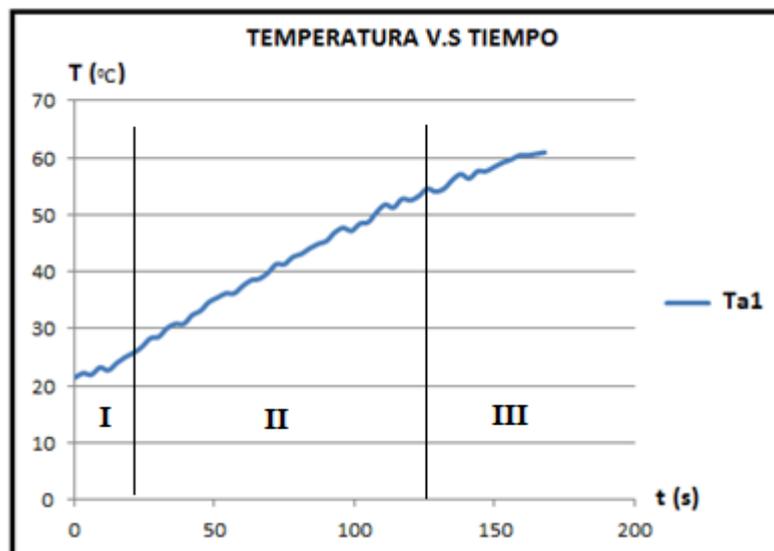
Fuente: Autores

Tabla14. Resumendelapruebadel serpentín calefactor.

Tiempo s	Tv1 °C	Tv2 °C	Ta1 °C
168	109,1192039	99,29179288	60,92688965

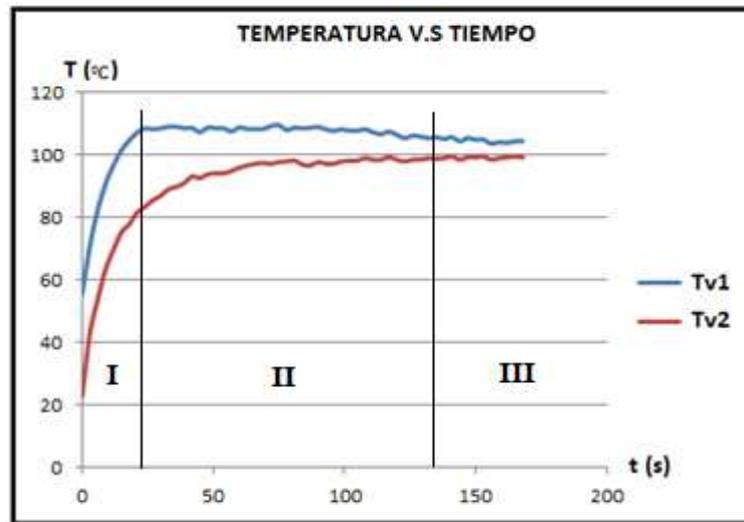
Fuente: Autores

Figura 77. Curva de comportamiento del aguavs. Tiempo en el serpentín.



Fuente: Autores.

Figura 78. Curvas de comportamiento del vapor vs. Tiempo en el serpentín.



Fuente: Autores.

*Region I:* Choque terminco del vapor con el metal y el liquido que se encuentran al inicio de la prueba a temperatura ambiente. En esta region se produce la mayor cantidad de condensado.

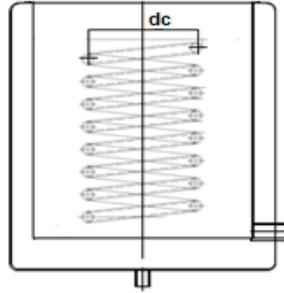
*Region II:* Esta región representa una transición inestable desde la condensación en gotas a condensación en película sobre la superficie de transferencia con el líquido, volviéndose estable finalmente en la región III

*Region III:* Se estabiliza el gradiente de temperatura entre la entrada y salida de vapor, lo cual indica que el serpentín ha alcanzado la temperatura necesaria para mantener estable la condensación en película.

#### 4.2.2.1 Cálculo experimental del serpentín.

*Datos geométricos del intercambiador de calor*

Figura 79. Disposición del serpentín helicoidal en el recipiente de mezcla.



Fuente: Autores

Dónde:

Diámetro nominal del serpentín:	$dn = 3/8''$ acero
Diámetro interior del serpentín:	$di = 0,01253m$
Diámetro exterior del serpentín:	$de = 0,01715 m$
Espesor:	$t = 0,00231 m$
Diámetro de la curvatura:	$dc = 0,15m$
Paso:	$h = 0.01715 m$
Longitud del serpentín en contacto con el agua:	$L = 3.88 m$

Propiedades del agua evaluadas a temperatura promedio **ANEXO J**.

$$T_p = \frac{Ta_1 + Ta_2}{2}$$

$$T_p = \frac{(60.927 + 21.424)^{\circ}C}{2} = 39.5^{\circ}C$$

Densidad del aire:	$\rho = 992.26 \frac{kg}{m^3}$
Calor específico:	$Cp = 4174 \frac{J}{kg^{\circ}C}$
Conductividad térmica	$Ka = 0.6322 \frac{W}{m^{\circ}C}$
Viscosidad:	$\mu = 6.616 * 10^{-4} \frac{kg}{ms}$
Prandtl:	$Pr = 4.38$

*Flujo másico del agua:*

Volumen de agua contenida:  $V_a = 0.02 \text{ m}^3$

$$m_a = \rho V_a$$

$$m_a = 992.26 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 0.02 \text{m}^3$$

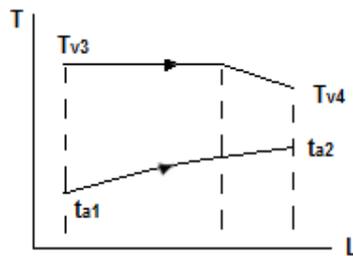
$$m_a = 19.8452 \text{kg}$$

*Cálculo de la LMTD.*

Debido que la diferencia de temperatura del vapor entre la entrada y salida del equipo no es demasiado elevada, se desprecia el efecto del sub enfriamiento del vapor. Por tal motivo el cálculo de la diferencia de temperatura media logarítmica se analiza como flujo paralelo:

Ecuación 107. 
$$\text{LMTD} = \frac{\Delta T_A - \Delta T_B}{\ln \frac{\Delta T_A}{\Delta T_B}}$$

Figura 80. Diferencia de temperatura media logarítmica en el serpentín.



Fuente: Autores

Ecuación 108. 
$$\Delta T_A = T_{v3} - T_{a1}$$

$$\Delta T_A = (109.119 - 21.424)^\circ\text{C} = 87.695^\circ\text{C}$$

Ecuación 109. 
$$\Delta T_B = T_{v4} - T_{a2}$$

$$\Delta T_B = (99.292 - 60.923)^\circ\text{C} = 38.369^\circ\text{C}$$

$$\text{LMTD} = \frac{(89.731 - 35.837)^\circ\text{C}}{\ln \frac{89.731}{35.837}} = 59.672^\circ\text{C}$$

*Coefficiente global de transferencia de calor experimental:*

Para determinar el coeficiente global de transferencia se desprecian las pérdidas de calor por convección desde la superficie del agua al aire, por tal motivo igualan el calor sensible del agua con el calor latente del vapor:

$$\dot{m}_a C_p (t_{a_2} - t_{a_1}) = A_T U F (LMTD)$$

$$U = \frac{\dot{m}_a C_p (T_{a_2} - T_{a_1})}{A_s (T_v - T_p)}$$

El flujo másico se determina con el tiempo que demora en calentarse la masa de agua contenida en la camisa por efecto de la conducción del serpentín.

$$\dot{m}_a = \frac{V}{t}$$

$$\dot{m}_a = \frac{19.8452 \text{ kg}}{168 \text{ s}} = 0.1181 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$U = \frac{0.1181 \text{ kg} * 4174 \frac{\text{J}}{\text{kg}^\circ\text{C}} * (60.923 - 21.424)^\circ\text{C}}{0.209 \text{ m}^2 * (109.119 - 39.5)^\circ\text{C}}$$

$$U_{exp} = 1338.476 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ }^\circ\text{C}}$$

#### 4.2.2.2 Cálculo teórico del serpentín.

*Número de Nusselt.*

Ecuación 24. 
$$Nu = 0,87 \left( \frac{L^2 N \rho}{\mu} \right)^{\frac{2}{3}} \left( \frac{C_p \mu}{k} \right)^{\frac{1}{3}} \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14}$$

$\left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14}$  Puede considerarse 1 para el agua.

Diámetro del agitador:  $L = 0.09 \text{ m}$

$$Nu = 0,87 \left( \frac{(0,09 \text{ m})^2 * 2,5 \text{ rps} * 992.26 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}}{6.616 * 10^{-4} \frac{\text{kg}}{\text{ms}}} \right)^{\frac{2}{3}} \left( \frac{4174 \frac{\text{J}}{\text{kg}^\circ\text{C}} * 6.616 * 10^{-4} \frac{\text{kg}}{\text{ms}}}{0.6322 \frac{\text{W}}{\text{m}^\circ\text{C}}} \right)^{\frac{1}{3}} * 1$$

$$Nu = 1384.37$$

*Coefficiente de convección del agua (h<sub>a</sub>).*

Ecuación 10. 
$$h_a = \frac{Nu k}{d_e}$$

$$h_a = \frac{1384.37 * 0.6322 \frac{W}{m^{\circ}C}}{0,01715m}$$

$$h_a = 2917.325 \frac{W}{m^2 \text{ } ^{\circ}C}$$

*Resistencia térmica del agua (R1).*

Ecuación 22. 
$$R_1 = \frac{1}{h_a A_s}$$

Área del serpentín en contacto con el agua ( $A_s$ )

$$A_s = \pi \cdot d_e L$$

$$A_s = \pi (0.01715m) (3.88m) = 0.209m^2$$

$$R_1 = \frac{1}{2917.325 \frac{W}{m^2 \text{ } ^{\circ}C} * 0.209m^2} = 0,00164 \frac{^{\circ}C}{W}$$

*Resistencia térmica por conducción del serpentín (R2).*

La resistencia térmica del acero se toma un valor medio de temperatura entre la del vapor y la del agua.

$$T_{ac} = \frac{T_{v1} + T_{a1}}{2}$$

$$T_{ac} = \frac{(109.119 + 21.424)^{\circ}C}{2} = 61.27^{\circ}C$$

Conductividad del acero **ANEXO M:**

$$K_{ac} = 16.73 \frac{W}{m^{\circ}C}$$

Ecuación 9. 
$$R_2 = \frac{\ln \frac{r_1}{r_2}}{2\pi K_{ac} H}$$

$$R_2 = \frac{\ln \frac{0,00858}{0,006265}}{2\pi \left(16,73 \frac{W}{m^{\circ}C}\right) (3.88)} = 7.7 * 10^{-4} \frac{^{\circ}C}{W}$$

*Coefficiente de calor del vapor*

Con la presión absoluta de 30 Psi<sub>a</sub> en las tablas de vapor:

Temperatura de saturación:  $T_{sat} = 121.3^{\circ}C$

Densidad de vapor:  $\rho_v = \frac{1}{V_g} = 0.859 \frac{kg}{m^3}$

Calor latente:  $h_{fg} = 945.2 \frac{Btu}{lb} = 2198535.2 \frac{J}{kg}$

Propiedades del fluido evaluado a temperatura fílmica **ANEXO J.**

Ecuación 86.  $T_{fi} = \frac{T_p + T_w}{2}$

Temperatura de la pared impuesta:  $T_w = 0.8 T_{v1} = 87.3^\circ C$

$$T_{fi} = \frac{(41.17 + 87.3)^{\circ C}}{2} = 64.237^{\circ C}$$

Densidad del líquido:  $\rho = 980.3 \frac{kg}{m^3}$

Viscosidad del líquido:  $\mu = 4.3 * 10^{-4} \frac{kg}{ms}$

Conductividad térmica:  $Ka = 0.659 \frac{W}{m^{\circ C}}$

Calor específico:  $Cp = 4183 \frac{J}{kg^{\circ C}}$

*Calor latente modificado:*

Ecuación 90.  $h'_{fg} = h_{fg} + \frac{3}{8} Cp_f (T_v - T_w)$

$$h'_{fg} = 2198535.2 \frac{J}{kg} + \frac{3}{8} * 4183 \frac{J}{kg^{\circ C}} (121.3 - 87.3)^{\circ C}$$

$$h'_{fg} = 2233031.04 \frac{J}{kg}$$

Ecuación 89.  $h_v = 0,555 \left[ \frac{\rho(\rho - \rho_v)gh'_{fg}K_f^3}{d\mu_f(T_g - T_w)} \right]^{\frac{1}{4}}$

$$h_v = 0,555 \left[ \frac{980.3 \frac{kg}{m^3} (980.3 - 0.859) \frac{kg}{m^3} * 9,8 \frac{m}{s^2} * 2233031.04 \frac{J}{kg} * \left(0.659 \frac{W}{m^{\circ C}}\right)^3}{0,01253m * 0,00043 \frac{kg}{ms} (121.3 - 87.3)^{\circ C}} \right]^{\frac{1}{4}}$$

$$h_v = 8541.94 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

*Resistencia térmica del vapor (R3).*

Ecuación 22. 
$$R_3 = \frac{1}{h_v A_v}$$

Área del serpentín en contacto con el vapor ( $A_v$ )

$$A_v = \pi \cdot d_i L$$

$$A_v = \pi (0.01253m) (3.88m) = 0.1527m^2$$

$$R_3 = \frac{1}{8541.94 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} * 0.1527m^2} = 7.67 * 10^{-4} \frac{^\circ C}{W}$$

*Coefficiente global de transferencia de calor del serpentín.*

Ecuación 104. 
$$U = \frac{1}{A_s(R_1 + R_2 + R_3)}$$

$$U_{teo} = \frac{1}{0,209m^2 * (0,00164 + 7.7 * 10^{-4} + 7.69 * 10^{-4}) \frac{^\circ C}{W}}$$

$$U_{teo} = 1506.2 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

*Calor teórico conducido por el Serpentín.*

Ecuación 106. 
$$q = A_s U F (LMTD)$$

$$q = 0.209m^2 * 1506.2 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} * 1 * (109.119 - 39.5)^\circ C$$

$$q = 21915.77 W$$

Con este resultado se comprueba la temperatura de pared  $T_w$ :

Ecuación 21. 
$$q_1 = A_v h_v (T_{v1} - T_w)$$

$$T_w = T_{v1} - \frac{q_1}{A_v h_v} = 92.317^\circ C$$

$$T_w = 109.119^{\circ}C - \frac{21915.77W}{0.1527m^2 * 8541.94 \frac{W}{m^2 \cdot ^{\circ}C}} = 92.317^{\circ}C$$

El valor real de  $T_w$  es determinado mediante iteraciones

Tabla 15. Iteraciones de la temperatura de pared  $T_w$  del serpentín.

No.	Iteración 1	Iteración 2
$h_v$ (W/m <sup>2</sup> °C)	8921.855	8963
$U$ (W/m <sup>2</sup> °C)	1521.84	1523.473
$Q$ (kW)	22143.33	22167
$T_w$ (°C)	92.865	92.9

Fuente: Autores

La temperatura de pared del recipiente se estabiliza en  $T_w = 92.9^{\circ}C$

$$h_v = 8963 \frac{W}{m^2 \cdot ^{\circ}C}$$

$$U = 1523.47 \frac{W}{m^2 \cdot ^{\circ}C}$$

$$q = 22167 W$$

*Desviación porcentual del coeficiente global de transferencia de calor:*

$$\%D = \frac{|U_{teo} - U_{exp}|}{U_{teo}} * 100$$

$$\%D = \frac{|(1506.2 - 1338.476) \frac{W}{m^2 \cdot ^{\circ}C}|}{1506.2 \frac{W}{m^2 \cdot ^{\circ}C}} * 100$$

$$\%D = 11.135$$

*Masa de vapor necesario para calentar el agua.*

Ecuación 113.

$$q = h_{fg} m_v$$

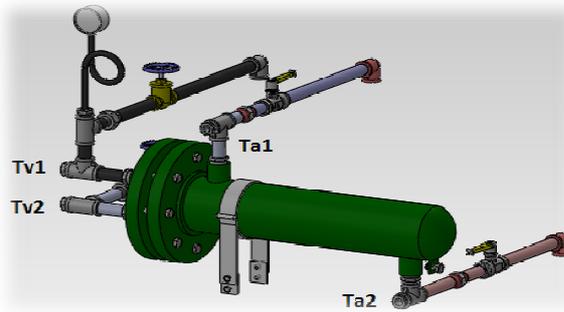
$$m_v = \frac{22167 W}{2198535.2 \frac{J}{kg}}$$

$$m_v = 0,01 \frac{kg}{s}$$

### 4.3 Intercambiador de carcasa y tubos.

El intercambiador de carcasa y tubos es de tipo BEU, consta de tubos de cobre y una carcasa de acero al carbono, el vapor circula por los tubos y el agua por la carcasa. Por su geometría este tipo de intercambiadores admite un amplio rango de caudal de trabajo, desde el máximo que entrega la bomba hasta un mínimo deseado. La prueba se llevo a cabo hasta que la temperatura del agua se estabilizo en aproximadamente 55 °C.

Figura 81. Esquema del intercambiador de carcasa y tubos.



Fuente: Autores

Dónde:

Tv1: Temperatura de entrada del vapor

Tv2: Temperatura de salida del condensado

Ta1: Temperatura de entrada del agua

Ta2: Temperatura de salida del agua

En la siguiente tabla se muestran los valores de las cuatro temperaturas en función del tiempo, obtenidas en la prueba.

Tabla 16. Prueba del Intercambiador de Carcasa y Tubos para  $Q= 0,2 \text{ lt/s}$

Tiempo s	Tv1 °C	Tv2 °C	Ta1 °C	Ta2 °C
0	44,49119575	22,83005594	19,79472383	20,39550722
6	69,72495908	39,96686909	19,02995931	29,72933137
12	82,97905699	54,75026776	20,08901739	38,65191051
18	91,39031143	72,33741445	21,57917438	44,005458

24	97,25270089	81,25843089	21,57917438	49,61393632
30	100,3113389	88,65013022	20,55948835	52,41817547
42	103,6248633	97,31626048	19,79472383	54,2026913
48	104,8992958	100,1200085	20,55948835	54,2026913
60	104,1346363	100,159098	19,79472383	52,41817547
66	103,3699768	100,4139842	19,28488081	52,92803714
72	102,8602039	99,41398415	19,02995931	51,14352131
78	103,3699768	99,1200085	20,04964533	49,61393632

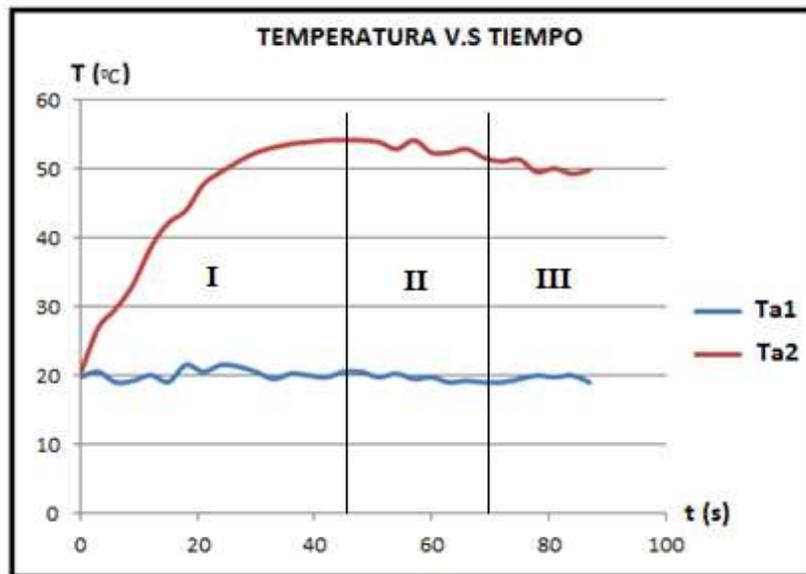
Fuente: Autores

Tabla 17. Resumen de la prueba del Interc.deCarcasa y Tubos

Tiempo s	Tv1 °C	Tv2 °C	Ta1 °C	Ta2 °C
87	104,8992958	101,6493256	20,55948835	54,2026913

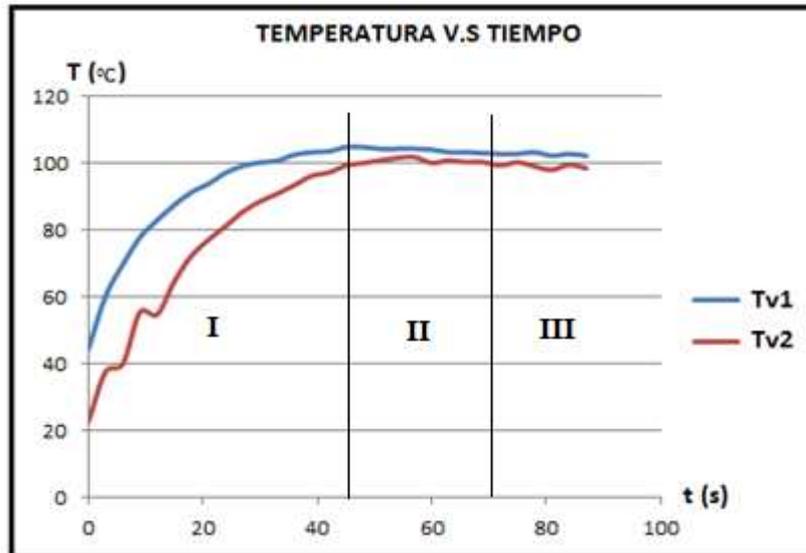
Fuente: Autores

Figura82. Curvas temperatura del agua Vs. Tiempo en la carcasa.



Fuente: Autores

Figura 83. Curvas temperatura del vapor Vs. Tiempo en la carcasa.



Fuente: Autores

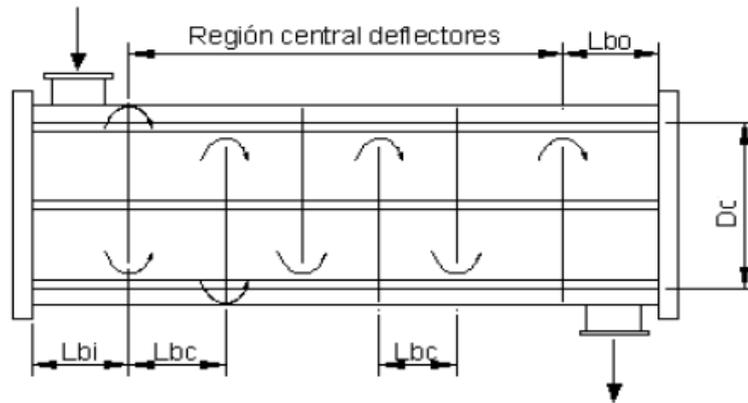
*Region I:* Se produce un choque termico debido a la diferencia de temperatura entre el vapor y el equipo, el cual al inicio de la prueba se encuentran a temperatura ambiente. En esta region se produce la mayor cantidad de condensado.

*Region II:* Esta región representa una transición inestable desde la condensación en gotas a condensación en película sobre la superficie de transferencia con el líquido.

*Region III:* Se estabiliza el gradiente de temperatura entre la entrada y salida de vapor, lo cual indica que se ha alcanzado la temperatura necesaria para mantener estable la condensación en película.

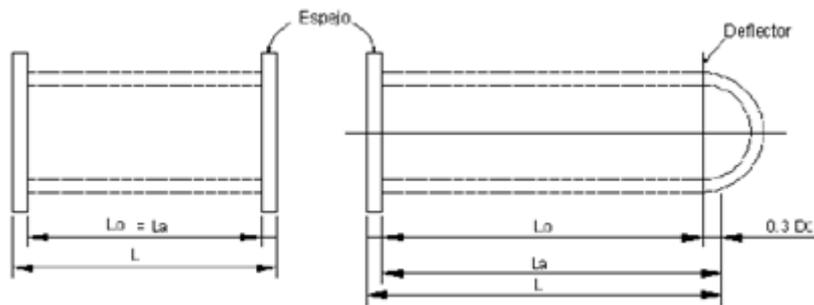
*Datos geométricos del intercambiador de calor.* De la tesis titulada "DISEÑO, CONSTRUCCIÓN Y PRUEBAS DE UN NTERCAMBIADOR DE CALOR DE CARCASA Y TUBOS PARA LABORATORIO DE TÉRMICAS DE LA FACULTAD DE MECÁNICA" se obtuvieron los siguientes datos:

Figura 84. Esquema de distribución de los deflectores.



Fuente: HEWITT, G. F. Heat Exchanger Design Handbook. Part 3.

Figura 85. Definiciones de la longitud del tubo de los tubos en la carcasa.



Fuente: HEWITT, G. F. Heat Exchanger Design Handbook. Part 3.

Donde:

Diámetro Interno de la Carcasa:  $D = 0.10226 \text{ m}$

Diámetro Exterior de los Tubos:  $d_e = 0.009525 \text{ m}$

Diámetro Interno de los Tubos:  $d_i = 0.00775 \text{ m}$

Conductividad Térmica de los tubos:  $K = 341 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot ^\circ\text{C}}$

Paso en el Arreglo de Tubos:  $L_{tp} = 0,0135 \text{ m}$

Espacio entre deflectores:  $L_{bc} = 0.08 \text{ m}$

Distancia entre el diámetro exterior de los tubos y el diámetro interior de la carcasa:

$$L_{bb} = 0.01361 \text{ m}$$

Diámetro de la circunferencia que une los centro de los tubos adyacentes a la carcasa:

$$D_c = 0.079 \text{ m}$$

Longitud total del tubo:

$$L = 0.462 \text{ m}$$

Longitud efectiva del tubo para el área de transferencia:

$$L_a = 0.437 \text{ m}$$

Longitud del tubo en el tramo ocupado por los deflectores:

$$L_o = 0.410 \text{ m}$$

Ángulo característico en el arreglo de tubos:

$$\theta = 30^\circ$$

Número total de tubos:

$$N_t = 26$$

#### 4.3.1 Cálculo experimental del intercambiador de carcadas y tubos

Propiedades del agua a temperatura promedio **ANEXO J.**

$$t_p = \frac{T_{a1} + T_{a2}}{2}$$

$$t_p = \frac{(20,559 + 54,203)^\circ\text{C}}{2} = 37.381^\circ\text{C}$$

Densidad del agua:

$$\rho = 993 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Calor específico:

$$C_p = 4174 \frac{\text{J}}{\text{kg}^\circ\text{C}}$$

Conductividad térmica:

$$K_a = 0,630 \frac{\text{W}}{\text{m}^\circ\text{C}}$$

Viscosidad:

$$\mu = 6,82 * 10^{-4} \frac{\text{kg}}{\text{m s}}$$

Prandtl:

$$Pr = 3,789$$

*Flujo másico de agua:*

$$\dot{m}_a = \rho \dot{Q}_a$$

$$\dot{m}_a = 993 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 0.0002 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

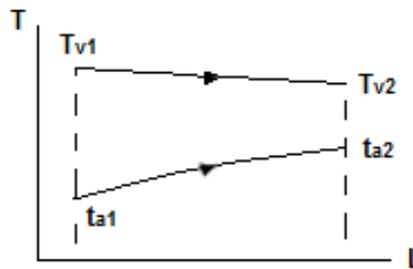
$$\dot{m}_a = 0,1986 \frac{kg}{s}$$

Cálculo de la LMTD.

Diferencia de temperatura media logarítmica:

Ecuación 107. 
$$LMTD = \frac{\Delta T_A - \Delta T_B}{\ln \frac{\Delta T_A}{\Delta T_B}}$$

Figura 86. Diferencia de temperatura media logarítmica en la carcasa.



Fuente: Autores

Ecuación 108. 
$$\Delta T_A = T_{v2} - T_{a1}$$

$$\Delta T_A = (104.899 - 20.559)^{\circ}C = 84.34^{\circ}C$$

Ecuación 109. 
$$\Delta T_B = T_{v1} - T_{a1}$$

$$\Delta T_B = (101.649 - 54.202)^{\circ}C = 47.45^{\circ}C$$

$$LMTD = \frac{(84.34 - 47.45)^{\circ}C}{\ln \frac{84.34}{47.45}} = 64.136^{\circ}C$$

Coeficiente global de transferencia de calor experimental. Igualando el calor sensible del agua con el calor latente del vapor se tiene:

$$\dot{m}_a C_p (t_{a2} - t_{a1}) = A_a U F (LMTD)$$

$$U_{exp} = \frac{\dot{m}_a C_p (T_{a2} - T_{a1})}{A_a F (LMTD)}$$

$$U_{exp} = \frac{0.1986 \frac{kg}{s} * 4174 \frac{J}{kg^{\circ}C} * (54.203 - 20.559)^{\circ}C}{0.4436 m^2 * 1 * 64.136^{\circ}C}$$

$$U_{exp} = 980.263 \frac{W}{m^2^{\circ}C}$$

#### 4.3.2 Cálculo Teórico del intercambiador de carcadas y tubos.

Número de Reynolds:

Ecuación 12.

$$Re = \frac{\dot{m}_s d_e}{\mu}$$

$$Re = \frac{68.09 \frac{kg}{m^2 s} * 0.009525m}{5,13 * 10^{-4} \frac{kg}{m.s}}$$

$$Re = 1264.244$$

Coefficiente de convección Ideal de la Carcasa ( $h_i$ ).

Ecuación 25.

$$h_i = j C_p \dot{m}_s Pr^{-2/3} \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14}$$

$\left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14}$  Puede considerarse 1 para el agua.

Velocidad másica de flujo en la carcasa:

Ecuación 26.

$$\dot{m}_s = \frac{\dot{m}_a}{S_m}$$

Área de flujo:

Ecuación 27.

$$S_m = Lbc \left[ Lbb + \frac{Dc}{Lpt} (Ltp - de) \right]$$

$$S_m = 0.08m \left[ 0.01361m + \frac{0.07912m}{0.0135m} (0.0135 - 0.009525)m \right]$$

$$S_m = 0.002952m^2$$

$$\dot{m}_s = \frac{0.1986 \frac{kg}{s}}{0.002952m^2}$$

$$\dot{m}_s = 68.09 \frac{kg}{m^2 s}$$

Factor de transferencia de calor  $j$ :

Ecuación 28.

$$j = a_1 \left( \frac{1.33}{Ltp/de} \right)^a Re^{a_2}$$

Los factores **a** se determinan en la tabla 1, en función del número de Reynolds y el ángulo característico:

Ecuación 29.

$$a = \frac{a_3}{1+0.14Re^{a_4}}$$

$$a = \frac{1.45}{1 + 0.14 * (1264.244^{0.519})} = 0.149$$

$$j = 0.321 \left( \frac{1.33}{0.0135/0.009525} \right)^{0.149} 1264.244^{-0.388}$$

$$j = 0.0199$$

$$h_i = 0.0199 * 4174 \frac{J}{kg^{\circ}C} * 68.09 \frac{kg}{m^2 s} * 3.789^{-2/3} * 1$$

$$h_i = 2420.133 \frac{W}{m^2^{\circ}C}$$

*Coefficiente de convección del agua (ha)*

Ecuación 30.

$$h_a = h_i(J_c, J_l, J_b, J_r, J_s)$$

Los factores de corrección geométricos J se obtienen de la tesis titulada “DISEÑO, CONSTRUCCIÓN Y PRUEBAS DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE CARCASA Y TUBOS PARA LABORATORIO DE TÉRMICAS DE LA FACULTAD DE MECÁNICA” y se detallan a continuación:

Factor de corrección por efecto del flujo en la ventana del deflector:

$$J_c = 0.9388$$

Factor de corrección por efecto de fugas del fluido en el deflector:

$$J_l = 0.709$$

Factor de corrección por efecto de bypass del fluido:

$$J_b = 0.924$$

Factor de corrección para el gradiente de temperatura:

$$J_r = 1$$

Factor de corrección por espacios desiguales de los deflectores:

$$J_s = 0.9471$$

$$h_a = 2420.133 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} (0.9388 * 0.709 * 0.924 * 1 * 0.9471)$$

$$h_a = 1409.699 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

*Resistencia térmica del agua (R1)*

Ecuación 22. 
$$R_1 = \frac{1}{h_a A_T}$$

Área total de transferencia tabulada:

$$A_T = 0.4436 m^2$$

$$R_1 = \frac{1}{1409.699 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} * 0.4436 m^2} = 0.0016 \frac{^\circ C}{W}$$

*Resistencia térmica por conducción en los tubos (R2).*

La resistencia térmica de los tubos de cobre se toma un valor medio de temperatura entre la del vapor y la del agua.

$$T_{ac} = \frac{T_{v1} + T_{a1}}{2}$$

$$T_{cu} = \frac{(104,899 + 20,559)^\circ C}{2} = 62.729^\circ C$$

Conductividad del cobre **ANEXO N:**

$$K_{cu} = 381.6 \frac{W}{m \cdot ^\circ C}$$

Ecuación 9. 
$$R_2 = \frac{\ln \frac{r_1}{r_2}}{2\pi K_{ac} L}$$

$$R_2 = \frac{\ln \frac{0.004762}{0.003875}}{2\pi \left(381.6 \frac{W}{m \cdot ^\circ C}\right) (0.437)} = 0,000197 \frac{^\circ C}{W}$$

*Coefficiente de convección del vapor (h<sub>v</sub>).*

Con la presión absoluta de 18 Psi<sub>a</sub> del en las tablas de vapor:

Temperatura del saturación:  $T_{sat} = 105.8^\circ C$

Densidad de vapor:  $\rho_v = \frac{1}{V_g} = 1.386 \frac{kg}{m^3}$

Calor latente: 
$$h_{fg} = 963.6 \frac{Btu}{lb} = 2241333.6 \frac{J}{kg}$$

Propiedades del agua evaluada a temperatura fílmica **ANEXO J**.

Ecuación 80. 
$$T_{fi} = \frac{T_p + T_w}{2}$$

Temperatura de la pared impuesta:  $T_w = 0.8$   $T_{v1} = 84.6$   $^{\circ}C$

$$T_{fi} = \frac{(37.381 + 84.6)^{\circ}C}{2} = 61^{\circ}C$$

Densidad del líquido: 
$$\rho = 962.17 \frac{kg}{m^3}$$

Viscosidad del líquido: 
$$\mu = 3.01 * 10^{-4} \frac{kg}{ms}$$

Conductividad térmica: 
$$Ka = 0.679 \frac{W}{m^{\circ}C}$$

Calor específico: 
$$Cp = 4.205 \frac{J}{kg^{\circ}C}$$

*Calor latente modificado:*

Ecuación 90. 
$$h'_{fg} = h_{fg} + \frac{3}{8} Cp_f (T_v - T_w)$$

$$h'_{fg} = 2241333.6 \frac{J}{kg} + \frac{3}{8} * 4205 \frac{J}{kg^{\circ}C} (104.899 - 84.6)^{\circ}C$$

$$h'_{fg} = 2273342.59 \frac{J}{kg}$$

Ecuación 89. 
$$h_v = 0,555 \left[ \frac{\rho(\rho - \rho_v) g h'_{fg} K_f^3}{d \mu_f (T_g - T_w)} \right]^{\frac{1}{4}}$$

$$h_v = 0,555 \left[ \frac{963.17 \frac{kg}{m^3} (962.17 - 1.386) \frac{kg}{m^3} * 9,8 \frac{m}{s^2} * 2273342.59 \frac{J}{kg} * \left(0.679 \frac{W}{m^{\circ}C}\right)^3}{0,00775m * 0,000301 \frac{kg}{ms} (104.899 - 84.6)^{\circ}C} \right]^{\frac{1}{4}}$$

$$h_v = 10661.09 \frac{W}{m^2^{\circ}C}$$

*Resistencia térmica del vapor (R3).*

Ecuación 22. 
$$R_3 = \frac{1}{h_v A_v}$$

Área total transferencia al interior de los tubos tabulada:

$$A_v = 0.3561 \text{ m}^2$$

$$R_3 = \frac{1}{10661.09 \frac{W}{\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}} * 0.3561 \text{ m}^2} = 0.0002634 \frac{^\circ\text{C}}{W}$$

Coeficiente global de transferencia de calor de los tubos:

Ecuación 104. 
$$U = \frac{1}{A_T(R_1 + R_2 + R_3)}$$

$$U_{teo} = \frac{1}{0.4436 \text{ m}^2 * (0.0016 + 0.000197 + 0.0002634) \frac{^\circ\text{C}}{W}}$$

$$U_{teo} = 1094.096 \frac{W}{\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

Calor transferido por los tubos.

Ecuación 106. 
$$q = A_T U F (LMTD)$$

$$q = 0.4436 \text{ m}^2 * 1094.096 \frac{W}{\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}} * 1 * 64.136 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$q = 31127.83 \text{ W}$$

Con este resultado se determina el nuevo Tw:

Ecuación 21. 
$$q = A_v h_v (T_{v1} - T_w)$$

$$T_w = T_{v1} - \frac{q}{A_v h_v} = 96.7 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_w = 104.899 \text{ } ^\circ\text{C} - \frac{31127.83 \text{ W}}{0.3561 \text{ m}^2 * 10661.09 \frac{W}{\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}} = 96.7 \text{ } ^\circ\text{C}$$

El valor real de Tw se determina mediante iteración como se presenta a continuación:

Tabla 18. Iteraciones de la temperatura de pared Tw de los tubos.

No.	Iteración 1	Iteración 2	Iteración 3
h <sub>v</sub> (W/m <sup>2</sup> °C)	13427.26	14298.21	14517.82
U (W/m <sup>2</sup> °C)	1123.69	1130.87	1132.56
q (kW)	31.969	32.174	32.222

<b>Tw (°C)</b>	98.213	98.57	98.6
----------------	--------	-------	------

Fuente: Autores

La temperatura de pared del recipiente se estabiliza en  $T_w = 98.6^\circ\text{C}$

$$h_v = 14517.82 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ\text{C}}$$

$$U = 1132.56 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ\text{C}}$$

$$q = 32222 \text{ W}$$

*Desviación porcentual del coeficiente global de transferencia de calor:*

$$\%D = \frac{|U_{teo} - U_{exp}|}{U_{teo}} * 100$$

$$\%D = \frac{|(1094.096 - 980.263) \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ\text{C}}|}{1094.096 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ\text{C}}} * 100$$

$$\%D = 10.4$$

*Masa de vapor necesario para calentar el agua.*

Ecuación 113.

$$q = h_{fg} m_v$$

$$m_v = \frac{339,5 \text{ W}}{2224284,2 \frac{J}{kg}}$$

$$m_v = 1,751 * 10^{-4} \frac{kg}{s}$$

*Eficiencia del intercambiador de calor:*

Ecuación 112.

$$\varepsilon = 1 - \exp(-NUT)$$

Ecuación 110.

$$NUT = \frac{UA}{C_{min}}$$

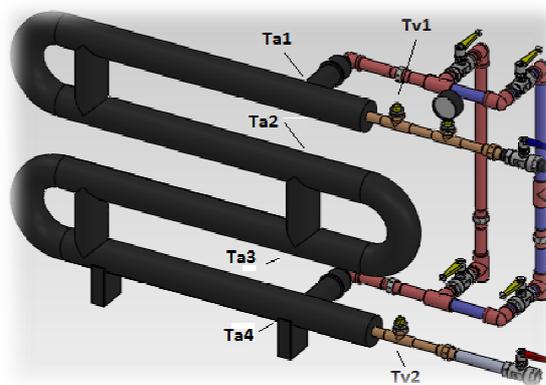
Ecuación 111.  $C_{min} = m_a C_p = 0.1986 \frac{kg}{s} * 4174 \frac{J}{kg \cdot ^\circ\text{C}} = 828.97 \frac{W}{^\circ\text{C}}$

$$NUT = \frac{980.263 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ\text{C}} * 0.4436 m^2}{828.97 \frac{W}{^\circ\text{C}}} = 0.525$$

#### 4.4 Intercambiador de doble tubo

El intercambiador de Tubos Concéntricos consta de un tubo exterior de acero galvanizado 1.5 pulgadas, tubo interior cobre de 5/8 de pulgada, aletas de fleje de cobre de 1mm de espesor. Las aletas se acoplan al tubo mediante suelda oxiacetilénica. El intercambiador puede trabajar en flujo paralelo o en contra flujo, se llevo a cabo la prueba hasta que la temperatura del agua se estabilice aproximadamente en 50 °C.

Figura87. Esquema del intercambiador de tubos concéntricos.



Fuente: Autores

Dónde:

Tv1: Temperatura de entrada del vapor.

Tv2: Temperatura de salida del condensado.

Ta1: Temperatura de entrada del agua.

Ta2: Temperatura de salida del agua de la sección sin aletas.

Ta3: Temperatura de entrada del agua a la sección aletada.

Ta4: Temperatura de salida del agua del intercambiador.

#### *Datos geométricos del intercambiador de calor*

De la tesis titulada "DISEÑO, CONSTRUCCIÓN Y PRUEBAS DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE DOBLE TUBO PARA LABORATORIO DE

TÉRMICAS DE LA FACULTAD DE MECÁNICA” se obtuvieron los siguientes datos técnicos:

*Tubo interior de Cobre de ½”:*

DiámetroInterior:  $d_i = 0,013835 \text{ m}$

DiámetroExterior:  $d_e = 0,015875 \text{ m}$

EspesordelTubo:  $t = 0,00102 \text{ m}$

Longitudtotaldeltubo:  $L_t = 2 \text{ m}$

*Tubo exterior de aceros de 1 ½”:*

DiámetroInterior:  $D_i = 0,0325 \text{ m}$

DiámetroExterior:  $D_e = 0,038 \text{ m}$

EspesordelTubo:  $e = 0,00275 \text{ m}$

*Aletas:*

Tipo de aleta: regla.

Numero de aletas:  $N_f = 6$

Altura de la aleta  $L_h = 0,006 \text{ m}$

Espesor de la aeta:  $t = 0,001 \text{ m}$

Tabla19.Pruebadel Intercambiadorde doble tubo en flujo en contra flujo

Tiempo (s)	Tv1 °C	Tv2 °C	Ta1 °C	Ta2 °C	Ta3 °C	Ta4 °C
0	75,87181	32,83005	22,57095	20,55948	20,14997	18,508255
6	99,5803	61,37730	27,92357	23,87346	24,99223	18,508255
12	107,4832	78,19979	34,0408	28,71697	30,59906	18,50825
18	111,0522	87,63058	38,88369	32,03095	34,9316	19,01799
30	112,581	96,5516	46,2754	37,3843	37,22531	18,25338
36	112,326	97,5711	48,0596	39,42367	38,49958	18,25338
42	111,3466	99,86512	48,56937	39,6786	39,0093	19,27285
60	111,0522	99,86512	50,33403	40,20813	40,20813	19,27285
66	110,5424	101,1395	50,33403	40,44336	40,28357	20,527728
72	110,2874	101,1395	49,84381	40,20813	38,7544	19,017991

78	110,2874	101,159	49,07915	40,44336	39,2641	19,227728
----	----------	---------	----------	----------	---------	-----------

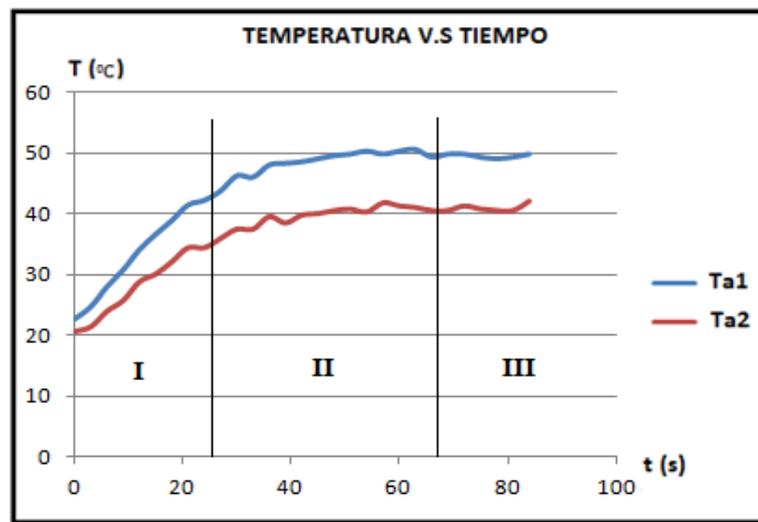
Fuente:Autores

Tabla20.Resumendelapruebadelintercambiador de doble tubo.

	Tv1 °C	Tv2 °C	Ta1 °C	Ta2 °C	Ta3 °C	Ta4 °C
78	112,581	101,159	50,33403	40,20813	40,20813	20,52772

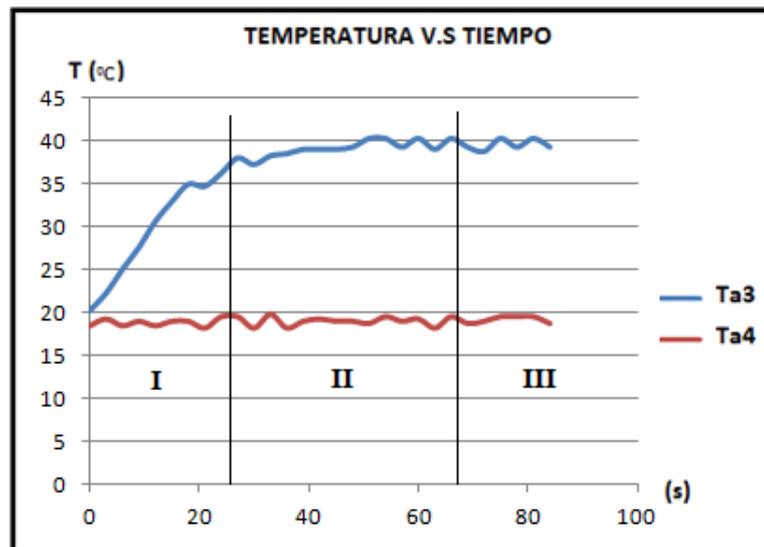
Fuente:Autores

Figura88. Curvas temperatura del agua vs. Tiempo en la sección sin aletas.



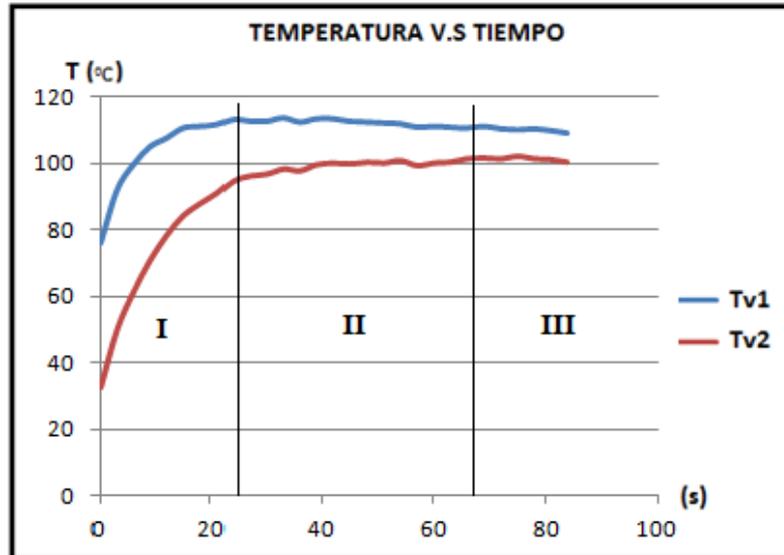
Fuente: Autores

Figura 89. Curvas temperatura del agua vs. Tiempo en la sección con aletas.



Fuente: Autores

Figura90. Curvas temperatura del vapor vs. Tiempo sección aletada.



Fuente: Autores

*Region I:* Choque terminco del vapor con los tubos que se encuentran al inicio de la prueba a temperatura ambiente. En esta region se produce la mayor cantidad de condensado.

*Region II:* Zona de transición inestable, en la cual la temperatura del agua alcanza su máximo valor admisible.

*Region III:* Se estabiliza el gradiente de temperatura entre la entrada y salida de vapor, lo cual indica que el agua ha alcanzado su temperatura de estabilización.

#### 4.4.1 Análisis térmico de la sección sin aletas.

##### 4.4.1.1 Cálculo experimental de la sección sin aletas

Propiedades del agua evaluadas a temperatura promedio **ANEXO J.**

$$T_p = \frac{Ta_1 + Ta_2}{2}$$

$$T_p = \frac{(41.21 + 50.33) ^\circ C}{2} = 45.77^\circ C$$

Densidad del agua:

$$\rho = 989.7 \frac{kg}{m^3}$$

Calor específico:  $C_p = 4174 \frac{J}{kg \cdot ^\circ C}$

Conductividad térmica  $K_a = 0.641 \frac{W}{m \cdot ^\circ C}$

Viscosidad:  $\mu = 5.87 \cdot 10^{-4} \frac{kg}{ms}$

Prandt:  $Pr = 3.82$

*Flujo másico del agua:*

$$\dot{m}_a = \rho Q_a$$

$$\dot{m}_a = 989.7 \frac{kg}{m^3} * 0.0002 \frac{m^3}{s}$$

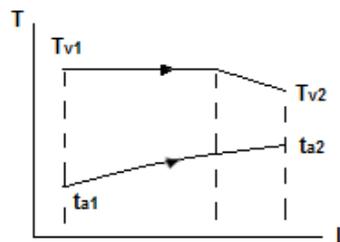
$$\dot{m}_a = 0.198 \frac{kg}{s}$$

*Cálculo de la LMTD:*

Debido que la diferencia de temperatura del vapor entre la entrada y salida del equipo no es demasiado elevada, se desprecia el efecto del sub enfriamiento del vapor. Por tal motivo el cálculo de la diferencia de temperatura media logarítmica se analiza como contra flujo paralelo:

Ecuación 107. 
$$LMTD = \frac{\Delta T_B - \Delta T_A}{\ln \frac{\Delta T_B}{\Delta T_A}}$$

Figura 91. Diferencia de temperatura media logarítmica en la sección sin aletas.



Fuente: Autores

Ecuación 108. 
$$\Delta T_A = T_{v1} - T_{a1}$$

$$\Delta T_A = (112.581 - 50.33)^\circ C = 62.251^\circ C$$

Ecuación 109. 
$$\Delta T_B = T_{v2} - T_{a2}$$

$$\Delta T_B = (101.159 - 40.2)^\circ C = 60.96^\circ C$$

$$LMTD = \frac{(60.96 - 62.251)^{\circ}C}{\ln \frac{60.96}{62.251}} = 61.6 \text{ }^{\circ}C$$

*Coeficiente global de transferencia de calor experimental:*

Igualando el calor sensible del agua con el calor latente del vapor se tiene:

$$\dot{m}_a C_p (t_{a_2} - t_{a_1}) = A_T U_{exp} F (LMTD)$$

$$U_{exp} = \frac{\dot{m}_a C_p (T_{a_2} - T_{a_1})}{AF(LMTD)}$$

$$U_{exp} = \frac{0,198 \frac{kg}{s} * 4174 \frac{J}{kg^{\circ}C} * (50.33 - 40.2)^{\circ}C}{0.0499 m^2 * 1 * 61.6^{\circ}C}$$

$$U_{exp} = 2723.61 \frac{W}{m^2 \text{ }^{\circ}C}$$

#### 4.4.1.2 Cálculo Teórico de la sección sin aletas.

*Diámetro hidráulico:*

Ecuación 14. 
$$D_h = D_i - d_e$$

$$D_h = (0.0325 - 0.015875)m = 0.016625m$$

*Número de Reynolds:*

Ecuación 12. 
$$Re = \frac{\rho \check{v} D_h}{\mu}$$

Velocidad del agua dentro del banco:

$$A_{an} = \frac{\pi[(D_i)^2 - (d_e)^2]}{4}$$

$$A_{an} = \frac{\pi[(0.0325m)^2 - (0.01587m)^2]}{4} = 6.316 * 10^{-4} m^2$$

$$\check{v} = \frac{Q_a}{A_{an}}$$

$$\check{v} = \frac{0.0002 \frac{m^3}{s}}{6.316 * 10^{-4} m^2} = 0.317 \frac{m}{s}$$

$$Re = \frac{989.7 \frac{kg}{m^3} * 0.317 \frac{m}{s} * 0,016265m}{5.87 * 10^{-4} \frac{kg}{m.s}}$$

$$Re = 8693.18$$

Número de Nusselt en el anillo:

Sukomelproponen la siguiente ecuación para el cálculo de nusselt en anillos concéntricos.

Ecuación 34. 
$$Nu = 0.017Re^{0.8}Pr^{0.4} \left(\frac{Pr_f}{Pr_c}\right)^{0.25} \left(\frac{Di}{de}\right)^{0.18} = 48$$

$\left(\frac{Pr_f}{Pr_c}\right)^{0.25}$  Puede considerarse 1 para el agua.

$$Nu = 0.017 * 8693.18^{0.8} * 4.23^{0.4} * 1 * \left(\frac{0,0325 m}{0,013835 m}\right)^{0.18}$$

$$Nu = 48$$

JerryTaborek en la publicación de HEWITT Propone la siguiente correlación para el cálculo del número de Nusselt en anillos circulares.

Número de Nusselt para sistema lineal:

Ecuación 31. 
$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) Re Pr}{1,07 + 12,7 \sqrt{\frac{f}{8} \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1\right)}} \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0,14} = 106.7$$

$\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0,14}$  Puede considerarse 1 para el agua.

Ecuación 32. 
$$f = [0.79 \ln(Re) - 1.64]^{-2}$$

$$f = [0.79 \ln(8693.18) - 1.64]^{-2}$$

$$f = 0.03275$$

$$Nu = \frac{\left(\frac{0.03275}{8}\right) * 8693.18 * 3.82}{1,07 + 12,7 \sqrt{\frac{0.03275}{8} \left(3.82^{\frac{2}{3}} - 1\right)}}$$

$$Nu = 60.61$$

Ecuación 33. 
$$Nu_{an} = Nu \left[0.86 \left(\frac{Di}{de}\right)\right]$$

$$Nu_{an} = 60.61 \left[ 0.86 \left( \frac{0.0325 \text{ m}}{0.015875 \text{ m}} \right) \right]$$

$$Nu_{an} = 106.7$$

*Coeficiente de convección del agua (h<sub>a</sub>).*

Ecuación 10. 
$$h_a = \frac{Nu K}{D_h}$$

$$h_{a1} = \frac{48 * 0.641 \frac{W}{m^{\circ}C}}{0.016625 \text{ m}}$$

$$h_{a1} = 1850.7 \frac{W}{m^2 \text{ }^{\circ}C}$$

$$h_{a2} = \frac{106.7 * 0.641 \frac{W}{m^{\circ}C}}{0.016625 \text{ m}}$$

$$h_{a2} = 4114 \frac{W}{m^2 \text{ }^{\circ}C}$$

*Resistencia térmica del agua (R<sub>1</sub>)*

Ecuación 22. 
$$R_1 = \frac{1}{h_a A_c}$$

Área de transferencia:

$$A_c = d_e \pi L$$

$$A_c = 0.015875 \text{ m} * 1 \text{ m} * \pi = 0.0499 \text{ m}^2$$

$$R_{a1} = \frac{1}{1850.7 \frac{W}{m^2 \text{ }^{\circ}C} * 0.0499 \text{ m}^2} = 0.0108 \frac{^{\circ}C}{W}$$

$$R_{a2} = \frac{1}{4114 \frac{W}{m^2 \text{ }^{\circ}C} * 0.0499 \text{ m}^2} = 4.89 * 10^{-3} \frac{^{\circ}C}{W}$$

*Resistencia térmica por conducción en la pared cilíndrica (R<sub>2</sub>).*

La resistencia térmica del acero se toma aun valor medio de temperatura entre la del vapor y la del agua.

$$T_{ac} = \frac{T_{v1} + T_{a1}}{2}$$

$$T_{ac} = \frac{(112.581 + 41.2)^{\circ}C}{2} = 77^{\circ}C$$

Conductividad del Cobre **ANEXO N:**

$$K_{cu} = 380.6 \frac{W}{m^{\circ}C}$$

Ecuación 9.

$$R_2 = \frac{\ln \frac{r_1}{r_2}}{2\pi K_{ac} H}$$

$$R_2 = \frac{\ln \frac{0.00794}{0.00692}}{2\pi \left(380.6 \frac{W}{m^{\circ}C}\right) (1m)} = 5.762 * 10^{-5} \frac{^{\circ}C}{W}$$

*Coefficiente de calor del vapor (hv)*

Con la presión absoluta de 25 Psi<sub>a</sub> del en las tablas de vapor:

Temperatura del saturación:  $T_{sat} = 115.6^{\circ}C$

Densidad de vapor:  $\rho_v = \frac{1}{V_g} = 0.982 \frac{kg}{m^3}$

Calor latente:  $h_{fg} = 952.1 \frac{Btu}{lb} = 2214584.6 \frac{J}{kg}$

Propiedades del fluido evaluado a temperatura fílmica **ANEXO J.**

Ecuación 81.  $T_{fi} = \frac{T_p + T_w}{2}$

Temperatura de la pared impuesta:  $T_w = 0.8 T_{v1} = 90^{\circ}C$

$$T_{fi} = \frac{(45.77 + 90)^{\circ}C}{2} = 67.9^{\circ}C$$

Densidad del líquido:  $\rho = 979.04 \frac{kg}{m^3}$

Viscosidad del líquido:  $\mu = 4.18 * 10^{-4} \frac{kg}{ms}$

Conductividad térmica:  $K_a = 0.6615 \frac{W}{m^{\circ}C}$

Calor específico:  $C_p = 4184.26 \frac{J}{kg^{\circ}C}$

*Calor latente modificado:*

Ecuación 90.

$$h'_{fg} = h_{fg} + \frac{3}{8} C p_f (T_{sat} - T_w)$$

$$h'_{fg} = 2214584.6 \frac{J}{kg} + \frac{3}{8} * 4184.26 \frac{J}{kg^{\circ}C} (115.6 - 90)^{\circ}C$$

$$h'_{fg} = 2254753.5 \frac{J}{kg}$$

Ecuación 89.

$$h_v = 0,555 \left[ \frac{\rho(\rho - \rho_v) g h'_{fg} K_f^3}{d \mu_f (T_g - T_w)} \right]^{\frac{1}{4}}$$

$$h_v = 0,555 \left[ \frac{979.04 \frac{kg}{m^3} (979.04 - 0.982) \frac{kg}{m^3} * 9,8 \frac{m}{s^2} * 2254753.5 \frac{J}{kg} * \left(0.6615 \frac{W}{m^{\circ}C}\right)^3}{0,01383m * 0,000418 \frac{kg}{m s} (112.58 - 90)^{\circ}C} \right]^{\frac{1}{4}}$$

$$h_v = 8173.2 \frac{W}{m^2^{\circ}C}$$

*Resistencia térmica del vapor (R3).*

Ecuación 22.

$$R_3 = \frac{1}{h_v A_v}$$

Área del serpentín en contacto con el vapor ( $A_v$ )

$$A_v = \pi \cdot d_i L$$

$$A_v = \pi (0.01383m) (2m) = 0.0869m^2$$

$$R_3 = \frac{1}{8173.2 \frac{W}{m^2^{\circ}C} * 0.0869m^2} = 1.408 * 10^{-3} \frac{^{\circ}C}{W}$$

*Coficiente global de transferencia de calor del cilindro.*

Ecuación 104.

$$U = \frac{1}{A_c (R_1 + R_2 + R_3)}$$

$$U_1 = \frac{1}{0.0499m^2 * (0.0108 + 5.762 * 10^{-5} + 1.408 * 10^{-3}) \frac{^{\circ}C}{W}}$$

$$U_1 = 1633.84 \frac{W}{m^2^{\circ}C}$$

$$U_2 = \frac{1}{0.0499m^2 * (4.89 * 10^{-3} + 5.762 * 10^{-5} + 1.408 * 10^{-3}) \frac{^{\circ}C}{W}}$$

$$U_2 = 3153.15 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

Existe un error de 48.2% entre ambos métodos de solución. El coeficiente global determinado a partir de la correlación de Sukomiel presenta un error de 40% con el coeficiente global experimental, mientras que el coeficiente determinado a partir de la correlación de Jerry Taborek presenta un error de 13.62%, por tal motivo se recomienda este método de solución para este modelo de banco de tubos.

*Calor conducido por los tubos.*

Ecuación 106.  $q_1 = A_c U F (LMTD)$

$$q_1 = 0.0499 m^2 * 3153.15 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} * 1 * 61.65^\circ C$$

$$q = 9700.145 W$$

Con este resultado se determina el nuevo Tw:

Ecuación 21.  $q_1 = A_c h_v (T_{v1} - T_w)$

$$T_w = T_{v1} - \frac{q_1}{A_c h_v}$$

$$T_w = 112.58^\circ C - \frac{9700.145 W}{0.0869 m^2 * 8173.2 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}} = 99^\circ C$$

El valor real de Tw es determinado mediante iteración.

Tabla 21. Iteraciones de la temperatura de pared Tw de los tubos lisos.

No.	Iteración 1	Iteración 2	Iteración 3
<b>h<sub>v</sub> (W/m<sup>2</sup> °C)</b>	9428	9729.24	9991.6
<b>U (W/m<sup>2</sup> °C)</b>	3249	3269	3285.6
<b>Q (kW)</b>	9994.85	10056.6	10107.66
<b>T<sub>w</sub> (°C)</b>	100	100.68	100.93

Fuente: Autores

La temperatura de pared del recipiente se estabiliza en Tw= 100.93 °C

$$h_v = 9991.6 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

$$U_{teo} = 3285.6 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

$$q = 10107.66W$$

*Desviación porcentual del coeficiente global de transferencia de calor:*

$$\%D = \frac{|U_{teo} - U_{exp}|}{U_{teo}} * 100$$

$$\%D = \frac{|(3285.6 - 2723.61) \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}|}{3285.6 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}} * 100$$

$$\%D = 17.1$$

*Masa de vapor necesario para calentar el agua.*

Ecuación 113. 
$$m_v = \frac{q}{h_{fg}}$$

$$m_v = \frac{10107.66W}{2214584.6 \frac{J}{kg}}$$

$$m_v = 4.56 * 10^{-3} \frac{kg}{s}$$

*Eficiencia del intercambiador de doble tubo sin aletas:*

Ecuación 112. 
$$\varepsilon = 1 - \exp(-NUT)$$

Ecuación 110. 
$$NUT = \frac{UA}{C_{min}}$$

Ecuación 111. 
$$C_{min} = m_a C_p = 0.198 \frac{kg}{s} * 4174 \frac{J}{kg \cdot ^\circ C} = 826.45 \frac{W}{^\circ C}$$

$$NUT = \frac{2723.61 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} * 0.0499m^2}{826.45 \frac{W}{^\circ C}} = 0.165$$

$$\varepsilon = 1 - \exp(-0.165) = 0.181$$

$$\varepsilon = 16.1\%$$

#### 4.4.2 Análisis térmico de la sección con aletas.

##### 4.4.2.1 Cálculo Experimental.

Propiedades del agua evaluadas a temperatura promedio **ANEXO J**.

$$T_p = \frac{T_{a_4} + T_{a_3}}{2}$$

$$T_p = \frac{(20.53 + 40.21)^{\circ}C}{2} = 30.37^{\circ}C$$

Densidad del agua:  $\rho = 995.3 \frac{kg}{m^3}$

Calor específico:  $C_p = 4176.7 \frac{J}{kg^{\circ}C}$

Conductividad térmica  $K_a = 0.618 \frac{W}{m^{\circ}C}$

Viscosidad:  $\mu = 7.98 * 10^{-4} \frac{kg}{ms}$

Prandtl:  $Pr = 5.485$

*Flujo másico del agua:*

$$\dot{m}_a = \rho Q_a$$

$$\dot{m}_a = 995.3 \frac{kg}{m^3} * 0.0002 \frac{m^3}{s}$$

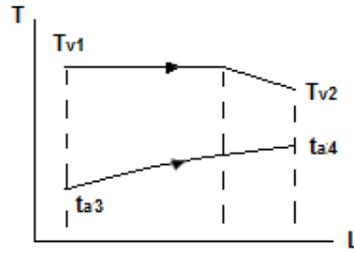
$$\dot{m}_a = 0.19906 \frac{kg}{s}$$

*Cálculo de la LMTD:*

Debido que la diferencia de temperatura del vapor entre la entrada y salida del equipo no es demasiado elevada, se desprecia el efecto del sub enfriamiento del vapor. Por tal motivo el cálculo de la diferencia de temperatura media logarítmica se analiza como flujo paralelo:

Ecuación 107. 
$$LMTD = \frac{\Delta T_B - \Delta T_A}{\ln \frac{\Delta T_B}{\Delta T_A}}$$

Figura 92. Diferencia de temperatura media logarítmica en la sección con aletas.



Fuente: Autores

Ecuación 108.

$$\Delta T_A = T_{v1} - T_{a3}$$

$$\Delta T_A = (112.58 - 40.21)^{\circ}C = 72.37^{\circ}C$$

Ecuación 109.

$$\Delta T_B = T_{v2} - T_{a4}$$

$$\Delta T_B = (101.16 - 19.23)^{\circ}C = 81.93^{\circ}C$$

$$LMTD = 77.05^{\circ}C$$

*Coefficiente global de transferencia de calor experimental:*

Igualando el calor sensible del agua con el calor latente del vapor se tiene:

$$\dot{m}_a C_p (t_{a2} - t_{a1}) = A_T U_{exp} F (LMTD)$$

$$U_{exp} = \frac{\dot{m}_a C_p (T_{a2} - T_{a1})}{A F (LMTD)}$$

$$U_{exp} = \frac{0.19906 \frac{kg}{s} * 4176.7 \frac{J}{kg^{\circ}C} * (40.21 - 20.23)^{\circ}C}{0.1219 m^2 * 77.05^{\circ}C}$$

$$U_{exp} = 1768.63 \frac{W}{m^2^{\circ}C}$$

#### 4.4.2.2 Cálculo teórico de la sección con aletas.

Perímetro de las aletas:

$$L_1 = N_f (2L_h + t)$$

$$L_1 = 6(2 * 0.006 + 0.001)m = 0.078m$$

Perímetro de los tubos:

$$L_2 = \pi d_e - N_f t$$

$$L_2 = \pi * 0.015875m - 6 * 0.001m = 0.04387m$$

Perímetro total:

$$P = L_1 + L_2$$

$$P = (0.078 + 0.04387)m$$

$$P = 0.1219m$$

Área transversal de flujo:

$$A_c = \frac{\pi}{4} [D_i^2 - d_e^2] - (N_f L_h t)$$

$$A_c = \frac{\pi}{4} [(0.0325^2 - 0.01575^2)m^2] - (6 * 0.006 * 0.001)m^2$$

$$A_c = 5.956 * 10^{-5}m^2$$

Diámetro hidráulico:

Ecuación 13.

$$D_h = \frac{4A_c}{P}$$

$$D_h = \frac{4(5.956 * 10^{-4}m^2)}{0.1219m}$$

$$D_h = 0.01954m$$

*Numero de Reynolds:*

Ecuación 12.

$$Re = \frac{\rho \check{v} D_h}{\mu}$$

Velocidad del agua dentro del banco:

$$\check{v} = \frac{Q_a}{A_c}$$

$$\check{v} = \frac{0.0002 \frac{m^3}{s}}{5.956 * 10^{-4}m^2} = 0.3358 \frac{m}{s}$$

$$Re = \frac{995.3 \frac{kg}{m^3} * 0.3358 \frac{m}{s} * 0.01954m}{7.98 * 10^{-4} \frac{kg}{m.s}}$$

$$Re = 11230.77$$

Número de Nusselt en el anillo aletado:

Ecuación 37. 
$$Nu_{tr} = [(Nu_L)^z + (Nu_x)^z]^{1/z}$$

Ecuación 40. 
$$z = 0.1Re^{0.4}$$

$$z = 0.1(11230.77)^{0.4}$$

$$z = 4.17$$

Número de Nusselt en las placas:

Ecuación 35. 
$$Nu_L = [(Nu_\infty)^3 + (Nu_{L,a})^3]^{1/3}$$

Ecuación 35. 
$$Nu_{L,a} = 2.1 \left( \frac{RePrDh}{L} \right)^{1/3}$$

$$Nu_{L,a} = 2.1 \left( \frac{11230.77 * 5.485 * 0,01954m}{1m} \right)^{1/3}$$

$$Nu_{L,a} = 22.34$$

Contante para aletas planas  $Nu_\infty = 4.12$

$$Nu_L = [(4.12)^3 + (22.34)^3]^{1/3}$$

$$Nu_L = 22.385$$

Número de Nusselt en la transición:

$$Nu_x = Nu_t \left( \frac{Re}{15000} \right)^{1.25}$$

Número de Nusselt para flujo turbulento:

Ecuación 31. 
$$Nu_t = \frac{\left(\frac{f}{8}\right)Re Pr}{1,07 + 12,7 \sqrt{\frac{f}{8} \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1\right)}} \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0,14}$$

$\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0,14}$  Puede considerarse 1 para el agua.

Ecuación 32. 
$$f = [0.79 \ln(Re) - 1.64]^{-2}$$

$$f = [0.79 \ln(11230.77) - 1.64]^{-2}$$

$$f = 0.0305$$

$$Nu_t = \frac{\left(\frac{0.0305}{8}\right) * 9037.8 * 5.485}{1,07 + 12,7 \sqrt{\frac{0.0305}{8}} (5.485^{\frac{2}{3}} - 1)}$$

$$Nu_t = 86.15$$

$$Nu_x = 86.15 \left(\frac{11230.77}{15000}\right)^{1.25}$$

$$Nu_x = 60$$

$$Nu_{tr} = [(22.385)^{3.65} + (60)^{3.65}]^{1/3.65}$$

$$Nu_{tr} = 60.24$$

*Coefficiente de convección del agua (h<sub>a</sub>).*

Ecuación 10.

$$h_a = \frac{Nu_{an} K}{D_h}$$

$$h_a = \frac{60.24 * 0.618 \frac{W}{m^{\circ}C}}{0.01954m}$$

$$h_a = 1905.08 \frac{W}{m^2 \text{ } ^{\circ}C}$$

*Eficiencia de las aletas:*

Ecuación 95.

$$\eta_0 = 1 - \frac{N_f A_f}{A_t} (1 - \eta)$$

Área de la aleta:

Ecuación 96.

$$A_f = 2LL_c$$

Ecuación 98.

$$L_c = L_h + \frac{t}{2}$$

$$L_c = 0.006 + \frac{0.001}{2} = 0.0065m$$

$$A_f = 2(1 * 0.0065)m^2$$

$$A_f = 0.013m^2$$

Área total de transferencia:

Ecuación 97.

$$A_t = A_f + (L_2L)$$

$$A_t = 0.013m^2 + (0.04387 * 1)m^2$$

$$A_t = 0.05687m^2$$

Eficiencia de una aleta:

Ecuación 99.

$$\eta = \frac{\tanh mL_c}{mL_c}$$

Ecuación 100.

$$m = \sqrt{\frac{hS}{KA_s}}$$

Ecuación 101.

$$S = 2L + 2t$$

$$S = 2 * 1m + 2 * 0.001m = 2.002m$$

Ecuación 102.

$$A_s = Lt$$

$$A_s = (1 * 0.001)m^2 = 0.001m^2$$

$$m = \sqrt{\frac{1905.08 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} * 2.002m}{380.75 \frac{W}{m \cdot ^\circ C} * 0.001m^2}}$$

$$m = 38.1m^{-1}$$

$$\eta = \frac{\tanh (38.1m^{-1} * 0.0065m)}{38.1m^{-1} * 0.0065m}$$

$$\eta = 0.98$$

$$\eta_0 = 1 - \frac{6 * 0.013m^2}{0.05687m^2} (1 - 0.98)$$

$$\eta_0 = 0.97$$

*Resistencia térmica del agua (R1)*

Ecuación 103.

$$R_1 = \frac{1}{h_a A_p \eta_0}$$

Área de transferencia:

$$A_p = P * L$$

$$A_p = 0.1219m * 1m = 0.1219m$$

$$R_1 = \frac{1}{1905.08 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} * 0.1219m^2 * 0.97} = 4.427 * 10^{-3} \frac{^\circ C}{W}$$

*Resistencia térmica por conducción en los tubos (R2).*

La resistencia térmica del acero se toma aun valor medio de temperatura entre la del vapor y la del agua.

$$T_{ac} = \frac{T_{v1} + T_{a1}}{2}$$

$$T_{ac} = \frac{(112.58 + 20.53)^\circ C}{2} = 66.56^\circ C$$

Conductividad del cobre **ANEXO N:**

$$K_{cu} = 381.4 \frac{W}{m \cdot ^\circ C}$$

Ecuación 9.

$$R_2 = \frac{\ln \frac{r_1}{r_2}}{2\pi K_{ac} H}$$

$$R_2 = \frac{\ln \frac{0.00794}{0.00692}}{2\pi \left(381.4 \frac{W}{m \cdot ^\circ C}\right) (1m)} = 5.738 * 10^{-5} \frac{^\circ C}{W}$$

*Coefficiente de convección del vapor (h<sub>v</sub>):*

Se toma el coeficiente convectivo del caso de la sección sin aletas debido que el vapor circula de la misma manera en ambas secciones:

$$h_v = 9991.6 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

*Resistencia térmica del vapor (R3).*

Se toma la resistencia del caso de la sección sin aletas debido que ambas secciones trabajan con la misma cañería:

$$R_3 = 1.1517 * 10^{-3} \frac{^\circ C}{W}$$

*Coefficiente global de transferencia de calor de los tubos aletados.*

Ecuación 100.

$$U = \frac{1}{A_p(R_1 + R_2 + R_3)}$$

$$U = \frac{1}{0.1219m^2 * (4.427 * 10^{-3} + 5.738 * 10^{-5} + 1.1517 * 10^{-3}) \frac{^{\circ}C}{W}}$$

$$U = 1545.52 \frac{W}{m^2 ^{\circ}C}$$

*Calor conducido por los tubos con aletas.*

Ecuación 106.

$$q = A_c U F(LMTD)$$

$$q_1 = 0.1219m^2 * 1545.52 \frac{W}{m^2 ^{\circ}C} * 1 * 77.05^{\circ}C$$

$$q = 14516.134 W$$

*Desviación porcentual del coeficiente global de transferencia de calor:*

$$\%D = \frac{|U_{teo} - U_{exp}|}{U_{teo}} * 100$$

$$\%D = \frac{|(1545.52 - 1768.63) \frac{W}{m^2 ^{\circ}C}|}{1545.52 \frac{W}{m^2 ^{\circ}C}} * 100$$

$$\%D = 14.43$$

*Masa de vapor necesario para calentar el agua.*

Ecuación 113.

$$m_v = \frac{q}{h_{fg}}$$

$$m_v = \frac{14516.134 W}{2214584.6 \frac{J}{kg}}$$

$$m_v = 6.55 * 10^{-3} \frac{kg}{s}$$

*Eficiencia del intercambiador de doble tubo con aletas:*

Ecuación 112.

$$\varepsilon = 1 - \exp(-NUT)$$

Ecuación 110.

$$NUT = \frac{UA}{C_{min}}$$

$$\text{Ecuación 111. } C_{min} = m_a C_p = 0.19906 \frac{\text{kg}}{\text{s}} * 4176.7 \frac{\text{J}}{\text{kg}^\circ\text{C}} = 831.414 \frac{\text{W}}{^\circ\text{C}}$$

$$NUT = \frac{1768.63 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}} * 0.1219 \text{m}^2}{831.414 \frac{\text{W}}{^\circ\text{C}}} = 0.26$$

$$\varepsilon = 1 - \exp(-0.159) = 0.147$$

$$\varepsilon = 23\%$$

#### 4.4.3 Resumen de la prueba del intercambiador de doble tubo en flujo paralelo.

La prueba se realizo para el mismo caudal que se utilizo en la prueba en contra flujo 0.2 lt/s, se llevo a cabo la prueba hasta que la temperatura del agua se estabilizo aproximadamente en 50 °C.

Tabla 22. Prueba del Intercambiador de doble tubo en flujo paralelo.

Tiempo (s)	Tv1 °C	Tv2 °C	Ta1 °C	Ta2 °C	Ta3 °C	Ta4 °C
0	73,0675	45,3194	20,0220	20,3045	20,1499	20,5082
6	89,638	77,9449	19,2574	25,91284	28,3053	28,154
12	99,3254	92,7283	19,7672	31,011	33,4024	35,839
18	105,443	101,1395	19,7672	34,83509	35,9510	41,1915
24	109,5227	105,7275	20,27697	36,36462	37,225	44,2499
30	111,817	107,5117	19,7672	36,1097	39,2641	47,5632
36	112,581	108,786	19,7672	35,0900	39,7738	48,83756
42	110,542	107,256	20,2769	36,1097	39,7738	49,0924
48	111,3071	106,237	20,5318	36,1097	39,7738	49,6021
54	111,562	106,237	19,2574	35,8547	39,2835	49,8570
60	110,542	104,1981	19,51231	36,1097	39,2641	49,092
66	111,0522	103,688	19,51231	35,5998	39,7738	48,5826
72	111,052	103,433	19,7672	34,5801	38,4995	48,3278

Fuente: Autores

Tabla 23. Resumen de la prueba del intercambiador de doble tubo en flujo paralelo.

Tiempo s	Tv1 °C	Tv2 °C	Ta1 °C	Ta2°C	Ta3 °C	Ta4°C
72	111,5621	108,7861	20,27697	36,61954	39,7738	50,1119

Fuente: Autores

#### 4.4.3.1 Análisis térmico de la sección sin aletas.

Tabla24.Cálculosdelapuebade la sección sin aletas en flujo paralelo.

Cálculo	Unidades	Resultado
Flujo másico del agua	$\frac{kg}{s}$	0.1991
Temperatura media logarítmica	°C	81.35
Coficiente global de transferencia de calor experimental	$\frac{W}{m^2 °C}$	3248.5
Número de Reynolds	u	6177.453
Número de Nusselt en el anillo	u	94.5
Coficiente de convección del agua	$\frac{W}{m^2 °C}$	3507.02
Coficiente de convectivo del vapor	$\frac{W}{m^2 °C}$	9377.28
Resistencia térmica del agua	$\frac{°C}{W}$	$5.714 * 10^{-3}$
Resistencia térmica por conducción en la pared cilíndrica	$\frac{°C}{W}$	$5.75 * 10^{-5}$
Resistencia térmica del vapor	$\frac{°C}{W}$	$1.227 * 10^{-3}$

Coeficiente global de transferencia de calor teórico	$\frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C}$	2863.41
Calor conducido por la pared	W	11623.655
Temperatura de la pared calculada	$^\circ C$	97.2
Desviación porcentual del coeficiente global de transferencia de calor:	%	13.45
Masa de vapor necesario para calentar el agua	$\frac{kg}{s}$	0,00527
Eficiencia del intercambiador de doble tubo sin aletas	%	18.1

Fuente: Autores

#### 4.4.3.2 Análisis térmico de la sección con aletas.

Tabla 25. Cálculos de la prueba de la sección con aletas en flujo paralelo.

Cálculo	Unidades	Resultado
Flujo másico del agua	$\frac{kg}{s}$	0.198
LMTD	$^\circ C$	65
Coeficiente global de transferencia de calor experimental	$\frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C}$	1078.3
Número de Reynolds	u	10648.91

Número de Nusselt en el anillo	u	54.8
Coefficiente de convección del agua	$\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$	1780.9
Coefficiente de convección del vapor	$\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$	9377.28
Eficiencia de las aletas	u	0.802
Resistencia térmica del agua	$\frac{^\circ C}{W}$	$5.74 * 10^{-3}$
Resistencia térmica por conducción en la pared cilíndrica	$\frac{^\circ C}{W}$	$5.754 * 10^{-5}$
Resistencia térmica del vapor	$\frac{^\circ C}{W}$	$1.388 * 10^{-3}$
Coefficiente global de transferencia de calor teórico	$\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$	1141.66
Calor conducido por los tubos	W	9045.945
Temperatura de la pared calculada	°C	97.2
Desviación porcentual del coeficiente global de transferencia de calor:	%	5.55
Masa de vapor necesario para calentar el agua	$\frac{kg}{s}$	0,00605
Eficiencia del intercambiador de doble	%	14.7

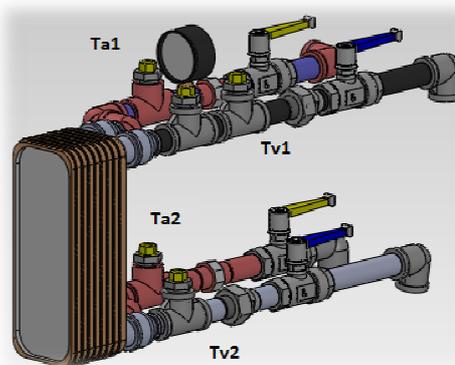
tubo sin aletas		
-----------------	--	--

Fuente: Autores

#### 4.5 Intercambiador de calor de placas

Debido que la capacidad de carga del generador y la temperatura del mismo es relativamente baja, el caudal de funcionamiento del intercambiador varía entre 0.115 a 0.135 lt/s. Se debe procurar que la temperatura del agua no supere los 90 °C para evitar el cambio de fase permitiendo analizar el sistema como estado transitorio.

Figura93. Esquema del intercambiador de placas.



Fuente: Autores

Dónde:

Tv1: Temperatura de entrada del vapor

Tv2: Temperatura de salida del condensado

Ta1: Temperatura de entrada del agua

Ta2: Temperatura de salida del agua

Tabla26. Pruebas del Intercambiador de placas para 0.125lt/s

Tiempo s	Tv1 °C	Tv2 °C	Ta1 °C	Ta2 °C
0	39,01972615	20,14357633	20,04964533	20,04195973
6	79,66553251	58,57356052	19,28488081	47,82942049
12	91,13542493	76,41559339	19,28488081	65,9295096

18	99,03690638	87,12081312	19,02995931	75,87181207
24	102,6053174	95,53205719	18,52011629	81,99015206
30	105,9188418	98,84557758	19,02995931	83,28452955
36	108,4677068	100,8846671	19,02995931	83,79439122
48	110,5067988	102,4139842	18,7750378	82,75494455
60	111,1812313	101,3944394	19,02995931	78,67605123
66	111,2263448	101,6493256	18,26519479	76,8915354
72	109,2714583	101,1395532	18,01027328	75,87181207
75	108,0361178	99,61023613	19,53980232	74,08729625

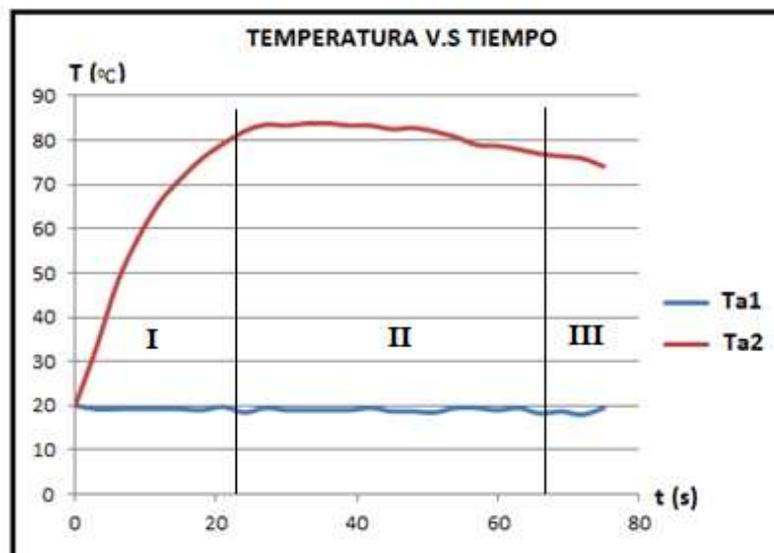
Fuente: Autores

Tabla27. Resumendelapruebasdelintercambiador de placas

Tiempo s	Tv1 °C	Tv2 °C	Ta1 °C	Ta2 °C
75	111,2910043	101,6493256	19,53980232	83,79439122

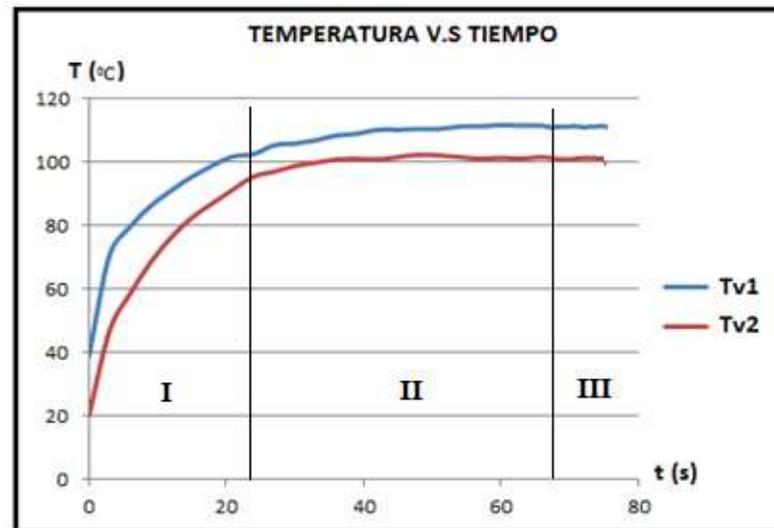
Fuente: Autores

Figura94. Curvastemperatura del agua Vs. Tiempo en las placas.



Fuente: Autores

Figura95. Curvastemperatura del vapor Vs.Tiempo en las placas.



Fuente: Autores

*Region I:* Se produce un choque termico debido a la diferencia de temperatura entre el vapor y el equipo, el cual al inicio de la prueba se encuentran a temperatura ambiente. En esta region se produce la mayor cantidad de condensado.

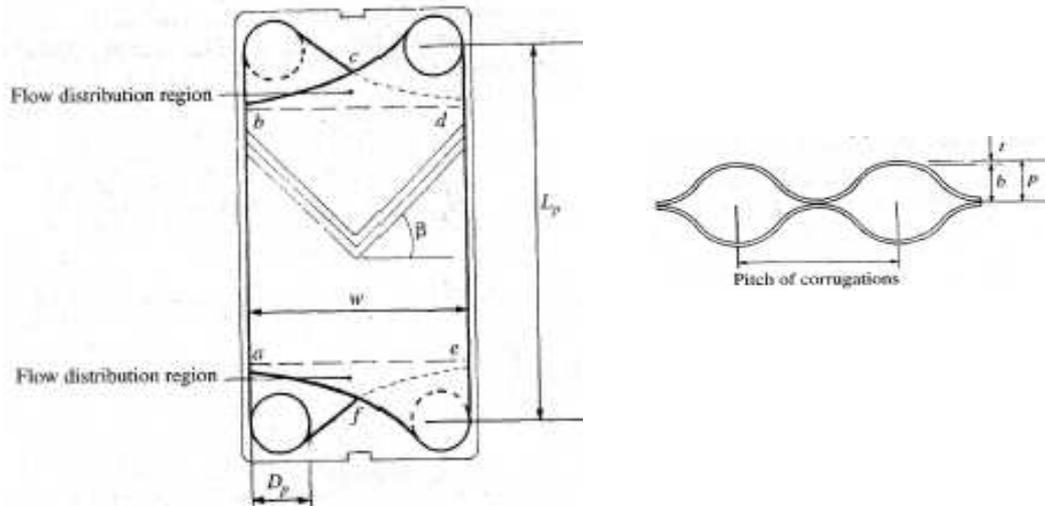
*Region II:* Esta región representa una transición inestable desde la condensación en gotas a condensación en película sobre la superficie de transferencia con el líquido.

*Region III:* Se estabiliza el gradiente de temperatura entre la entrada y salida de vapor, lo cual indica que se ha alcanzado la temperatura necesaria para mantener estable la condensación en película.

*Datos geométricos del intercambiador de calor de Placas.*

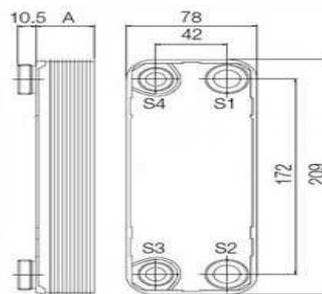
De la tesis titulada "DISEÑO, CONSTRUCCIÓN Y PRUEBAS DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE DOBLE TUBO PARA EL LABORATORIO DE TÉRMICAS DE LA FACULTAD DE MECÁNICA" se obtuvieron los siguientes datos técnicos.

Figura 96. Geometría de una placa chevron (a) de frente, (b) en los marcos.



Fuente: RAMESH, K. S. Fundamentals of heat Exchanger design.

Figura97. Principales dimensiones del Intercambiador de Placas.



Fuente: <http://www.scribd.com/doc/19401110/Intercambiadores-de-calor>

Distancia horizontal entre tubos: HPCD= 0,042 m

Distancia vertical entre tubos: VPCD= 172 m

Diámetro de entrada: de= 0,019 m

Número de placas: N= 28

Espesor de las placas: e= 0,0003 m

#### 4.5.1 Cálculo experimenta el intercambiador de calor de placas.

Propiedades del agua evaluadas a temperatura promedio **ANEXO J**.

$$T_p = \frac{T_{a1} + T_{a2}}{2}$$

$$T_p = \frac{(19.54 + 83.79)^{\circ C}}{2} = 51.67^{\circ C}$$

Densidad del agua:  $\rho = 987.25 \frac{kg}{m^3}$

Calor específico:  $C_p = 4176.5 \frac{J}{kg^{\circ C}}$

Conductividad térmica  $K_a = 0.6465 \frac{W}{m^{\circ C}}$

Viscosidad:  $\mu = 5.375 * 10^{-4} \frac{kg}{ms}$

Prandtl:  $Pr = 3.47$

*Flujo másico de agua:*

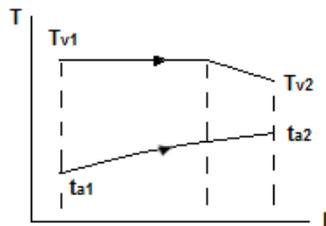
$$\begin{aligned} \dot{m}_a &= \rho \dot{Q}_a \\ \dot{m}_a &= 987.25 \frac{kg}{m^3} * 0,000125 \frac{m^3}{s} \\ \dot{m}_a &= 0,1234 \frac{kg}{s} \end{aligned}$$

*Cálculo de la LMTD*

Debido que la diferencia de temperatura del vapor entre la entrada y salida del equipo no es demasiado elevada, se desprecia el efecto del sub enfriamiento del vapor. Por tal motivo el cálculo de la diferencia de temperatura media logarítmica se analiza como flujo paralelo:

Ecuación 107. 
$$LMTD = \frac{\Delta T_A - \Delta T_B}{\ln \frac{\Delta T_A}{\Delta T_B}}$$

Figura 98. Diferencia de temperatura media logarítmica en las placas.



Fuente: Autores

Ecuación 108. 
$$\Delta T_A = T_{v1} - T_{a1}$$

$$\Delta T_A = (111.29 - 19.54)^{\circ}C = 91.75^{\circ}C$$

Ecuación 109.

$$\Delta T_B = T_{v2} - T_{a2}$$

$$\Delta T_B = (101.65 - 83.79)^{\circ}C = 17.86^{\circ}C$$

$$LMTD = \frac{(91.75^{\circ} - 17.86^{\circ})^{\circ}C}{\ln \frac{91.75^{\circ}}{17.86}} = 45.15^{\circ}C$$

*Coficiente global de transferencia de calor experimental:*

Igualando el calor sensible del agua con el calor latente del vapor se tiene:

$$\dot{m}_a Cp(ta_2 - ta_1) = AU_{exp}F(LMTD)$$

$$U_{exp} = \frac{\dot{m}_a Cp(Ta_2 - Ta_1)}{AF(LMTD)}$$

$$U_{exp} = \frac{0,1234 \frac{kg}{s} * 4176.5 \frac{J}{kg^{\circ}C} * (83.79 - 19.54)^{\circ}C}{0,34m^2 * 45.15^{\circ}C}$$

$$U_{exp} = 2157.725 \frac{W}{m^2^{\circ}C}$$

#### 4.5.2 Cálculo teórico.

*Área total de transferencia:*

El área total está dada por:

Ecuación 44.

$$A_t = nA_1$$

Longitud efectiva:

Ecuación 46.

$$L = VPCD$$

Anchura efectiva de flujo W:

Ecuación 47.

$$W = HPCD + D + 0,015$$

$$W = 0,042 + 0,019 + 0,015$$

$$W = 0,076 m$$

Área de transferencia de una placa:

Ecuación 45.

$$A_1 = LW$$

$$A_1 = 0,172m * 0,076m$$

$$A_1 = 0,013072m^2$$

$$n = N - 2$$

$$n = 28 - 2 = 26$$

$$A_t = 26m * 0,013072m$$

$$A_t = 0,34 m^2$$

*Área de flujo:*

El área de flujo por el canal está dada por:

Ecuación 48.

$$S_e = Wb$$

Ecuación 49.

$$b = \frac{x}{N} - e$$

El espacio total comprimido por las placas se determina mediante el **Anexo O**.

$$x = 8 + 2,35N$$

$$x = 8 + 2,35(28) = 73,8mm = 0,074m$$

$$b = \frac{0,074m}{28} - 0,0003m = 2,34 * 10^{-4}m$$

$$S_e = (0,076m)(2,34 * 10^{-4}m) = 1,78 * 10^{-4}m^2$$

*Diámetro efectivo:*

Ecuación 51.

$$d_e = \frac{2b}{\phi}$$

$\Phi$  Se asume 1 para el agua.

$$d_e = \frac{2(2,34 * 10^{-4})}{1,17} = 4,68 * 10^{-3}m$$

*Número de Reynolds:*

Ecuación 12. 
$$Re = \frac{Gd_e}{\mu}$$

Ecuación 122. 
$$G = \frac{\dot{m}_a}{A}$$

$$G = \frac{0.1234 \frac{kg}{s}}{1.78 * 10^{-3} m^2} = 693.26 \frac{kg}{m^2 s}$$

$$Re = \frac{693.26 \frac{kg}{m^2 s} * 4,004 * 10^{-3} m}{5,375 * 10^{-4} \frac{kg}{m \cdot s}}$$

$$Re = 5164.303$$

*Número de Nusselt:*

H. Kumaren la publicación de HEWITT propone la siguiente ecuación para el cálculo del número de Nusselt en placas tipo chevron:

Ecuación 41. 
$$Nu = 0.2 Re^{0.67} Pr^{0.4} \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.1} = 101.13$$

$\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.1}$  Puede considerarse 1 para el agua.

$$Nu = 0.2 * 5164.3^{0.67} * 3.47^{0.4}$$

$$Nu = 101.13$$

*Coefficiente de convección del agua (h<sub>a</sub>).*

Ecuación 10. 
$$Nu = \frac{h_a d_e}{K_a}$$

$$h_a = \frac{Nu K_a}{d_e} = 4113.16 \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C}$$

$$h_a = \frac{101.13 * 0.6465 \frac{W}{m \text{ } ^\circ C}}{4.68 * 10^{-3} m}$$

$$h_a = 4113.16 \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C}$$

*Coefficiente de convección del vapor (h<sub>v</sub>).*

Con la presión absoluta de 18 Psi<sub>a</sub> del en las tablas de vapor:

Temperatura del saturación:  $T_{sat} = 105.8^\circ C$

Densidad de vapor:  $\rho_v = \frac{1}{V_g} = 1.386 \frac{kg}{m^3}$

Calor latente:  $h_{fg} = 963.6 \frac{Btu}{lb} = 2241333.6 \frac{J}{kg}$

Propiedades del agua evaluada a temperatura fílmica **ANEXO J**.

Ecuación 86.  $T_{fi} = \frac{T_p + T_w}{2}$

Temperatura de la pared impuesta:  $T_w = 0.8 T_{v1} = 89^\circ C$

$$T_{fi} = \frac{(51.67 + 89)^{\circ C}}{2} = 70.335^{\circ C}$$

Densidad del líquido:  $\rho = 978 \frac{kg}{m^3}$

Viscosidad del líquido:  $\mu = 4.08 * 10^{-4} \frac{kg}{ms}$

Conductividad térmica:  $Ka = 0.666 \frac{W}{m^{\circ C}}$

Calor específico:  $Cp = 4206.57 \frac{J}{kg^{\circ C}}$

*Calor latente modificado:*

Ecuación 87.  $h'_{fg} = h_{fg}(1 + 0.68Ja)$

Ecuación 19.  $Ja = \frac{Cp(T_{v1} - T_w)}{h_{fg}}$

$$Ja = \frac{4185.5 \frac{J}{kg^{\circ C}} (105.8 - 89)^{\circ C}}{2241333.6 \frac{J}{kg}} = 0.042$$

$$h'_{fg} = 2241333.6 \frac{J}{kg} (1 + 0.68 * 0.042) = 2289148.752 \frac{J}{kg}$$

Ecuación 85.  $h_v = 0.943 \left[ \frac{\rho(\rho - \rho_v)g h'_{fg} K_f^3}{L \mu_f (T_v - T_w)} \right]^{\frac{1}{4}}$

$$h_v = 0,943 \left[ \frac{978 \frac{kg}{m^3} (978 - 1,386) \frac{kg}{m^3} * 9,8 \frac{m}{s^2} * 2289148.752 \frac{J}{kg} * \left(0,666 \frac{W}{m^{\circ C}}\right)^3}{0,172m * 0,000408 \frac{kg}{ms} (111,295 - 89)^{\circ C}} \right]^{\frac{1}{4}}$$

$$h_v = 7520.71 \frac{W}{m^2^{\circ C}}$$

Coeficiente global de transferencia:

Ecuación 104. 
$$U_{teo} = \frac{1}{\frac{1}{h_a} + \frac{1}{h_v} + \frac{e}{K_{ac}}} = 2537.73 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

La conductividad del acero se determina a temperatura promedio

$$T_{ac} = \frac{T_{v1} + T_{a1}}{2}$$

$$T_{ac} = \frac{(111.29 + 19.54)^\circ C}{2} = 65.415^\circ C$$

Conductividad del acero inoxidable **ANEXOM**:

$$K_{ac} = 16.86 \frac{W}{m \cdot ^\circ C}$$

$$U_{teo} = \frac{1}{\frac{1}{4113.16 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}} + \frac{1}{7520.71 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}} + \frac{0.0003m}{16.7 \frac{W}{m \cdot ^\circ C}}}$$

$$U_{teo} = 2537.73 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

Cantidad de calor:

Ecuación 106. 
$$q = A_t U F (LMTD)$$

$$q = 0,34m^2 * 1937.627 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} * 45.15^\circ C$$

$$q = 38956.75 W$$

Con este resultado se comprueba la temperatura de la pared  $T_w$ :

Ecuación 21. 
$$q_1 = A_t h_v (T_{v1} - T_w)$$

$$T_w = T_{v1} - \frac{q}{A_a h_v} = 96.05^\circ C$$

$$T_w = 111.29^\circ C - \frac{38956.75 W}{0,34m^2 * 7520.71 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}} = 96.05^\circ C$$

El valor real de  $T_w$  se determina mediante iteración como se presenta a continuación.

Tabla 28. Iteraciones de la temperatura de pared  $T_w$  de las placas.

No.	Iteración 1	Iteración 2
$h_v$ (W/m <sup>2</sup> °C)	8312	8386.7
$U$ (W/m <sup>2</sup> °C)	2621.96	2629.35
$q$ (kW)	40249.7	40363.1
$T_w$ (°C)	97.05	97.13

Fuente: Autores

La temperatura de pared del recipiente se estabiliza en  $T_w = 100.57^\circ\text{C}$

$$h_v = 8386.7 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

$$U_{teo} = 2629.35 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

$$q = 40363.1 W$$

*Desviación porcentual del coeficiente global de transferencia de calor:*

$$\%D = \frac{|U_{teo} - U_{exp}|}{U_{teo}} * 100$$

$$\%D = \frac{|(2629.35 - 2157.725) \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}|}{2629.35 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}} * 100$$

$$\%D = 17.93$$

*Masa de vapor necesario para calentar el agua.*

Ecuación 113.

$$m_v = \frac{q}{h_{fg}}$$

$$m_v = \frac{40363.1 W}{2241333.6 \frac{J}{kg}}$$

$$m_v = 0,018 \frac{kg}{s}$$

*Eficiencia del intercambiador de calor:*

Ecuación 112.

$$\varepsilon = 1 - \exp(-NUT)$$

Ecuación 110.

$$NUT = \frac{UA}{C_{min}}$$

$$\text{Ecuación 111. } C_{min} = m_a C_p = 0,1234 \frac{\text{kg}}{\text{s}} * 4176,5 \frac{\text{J}}{\text{kg}^{\circ}\text{C}} = 515,38 \frac{\text{W}}{^{\circ}\text{C}}$$

$$NUT = \frac{2157,725 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}} * 0,34 \text{m}^2}{515,38 \frac{\text{W}}{^{\circ}\text{C}}} = 1,423$$

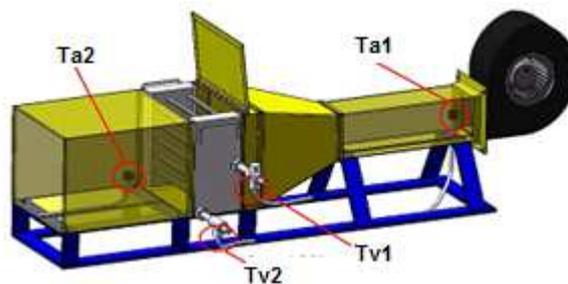
$$\varepsilon = 1 - \exp(-1,423) = 0,76$$

$$\varepsilon = 76\%$$

#### 4.6 Intercambiador de flujo cruzado

El banco de tubos lisos como el de aletas continuas trabajan con aire forzado generado por un ventilador de flujo continuo ubicado en la parte posterior del equipo. El banco de tubos lisos está fabricado con tubos de acero al carbono, mientras que el banco de tubos de aletas continuas consta de tubos de cobres y aletas de aluminio. Para ambos casos la prueba se lleva a cabo hasta que la temperatura del aire se estabilice.

Figura 99. Esquema del Intercambiador de flujo cruzada.



Fuente: Autores

Dónde:

Tv1: Temperatura de entrada del vapor

Tv2: Temperatura de salida del condensado

Ta1: Temperatura de entrada del aire

Ta2: Temperatura de salida del aire

**4.6.1 Análisis térmico del banco de tubos lisos.** En las siguientes tablas se muestran los valores de las cuatro temperaturas en función del

tiempo, obtenidas durante la prueba.

Tabla 29. Prueba del Intercambiador de flujo cruzado con tubos lisos.

Tiempo (s)	Tv1 °C	Tv2 °C	Ta1 °C	Ta2 °C
0	65,1875	20,875	21,3125	21,9375
12	105,9375	86,5	21,3125	25,3125
24	110,625	94,625	21,25	29,25
36	117,1875	95,4375	21,1875	31,875
48	117,125	95,875	21,1875	33,3125
60	117,25	95,9375	21,3125	34,75
96	116,75	96,625	22,625	37,125
120	115,625	96,25	23,75	38,625
132	115,3125	96,375	23,875	39,625
144	115,25	96,375	23,125	39,25
156	115,1875	96,625	23,5625	39,3125
168	115,625	96,875	22,875	39
180	115	97,625	22,4375	38,8125
192	115	97,5625	22,1875	38,6875
204	115	97,9375	22,5	38,875
216	115	98,1875	22,5	39,625
228	115,625	99,6875	22,5	38,75

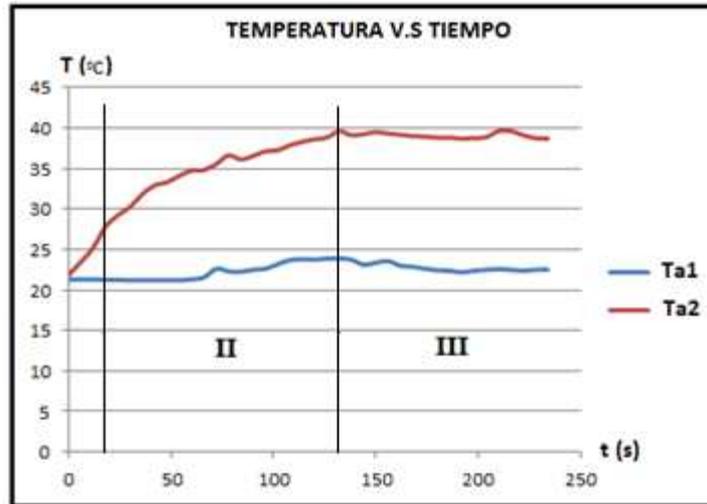
Fuente: Autores

Tabla 30. Resumen de la prueba del Intercambiador de flujo cruzado con tubos lisos.

Tiempo s	Tv1 °C	Tv2 °C	Ta1 °C	Ta2 °C
228	117,5625	100,1875	21.31	39,3125

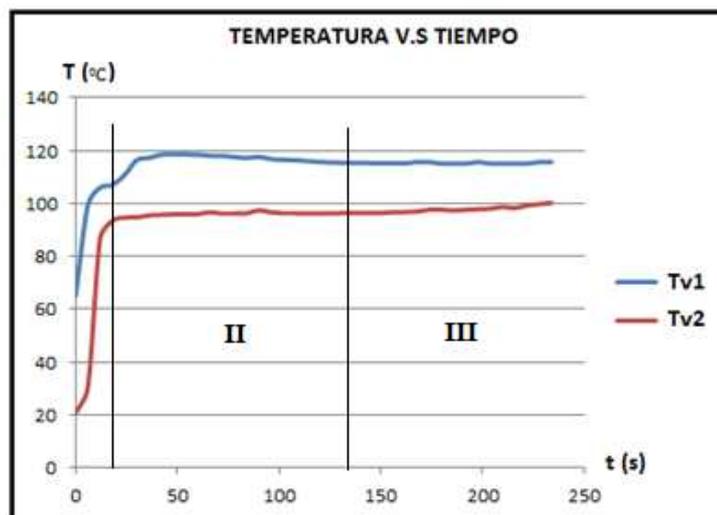
Fuente: Autores

Figura 100. Curva de temperatura del aire vs. Tiempo en el banco de tubos lisos.



Fuente: Autores

Figura101. Curva de temperatura del vapor vs. Tiempo en el banco de tubos lisos.



Fuente: Autores

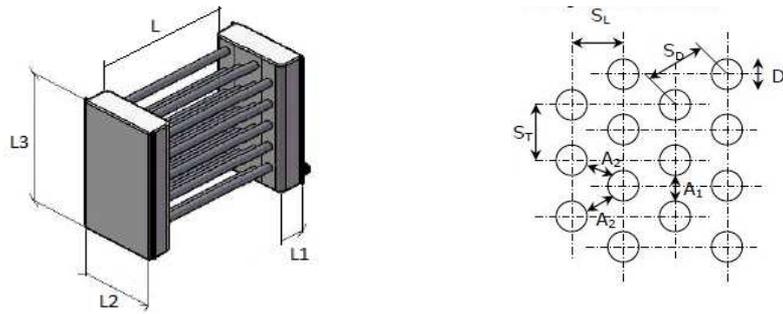
*Region I:* Choque terminco del vapor con los tubos que se encuentran al inicio de la prueba a temperatura ambiente. En esta region se produce la mayor cantidad de condensado.

*Region II:* Zona de transición inestable, en la cual la temperatura de los tubos alcanzan su máximo valor admisible.

*Region III:* Se estabiliza el gradiente de temperatura entre la entrada y salida de vapor, lo cual indica que el aire ha alcanzado su temperatura de estabilización.

*Datos geométricos del intercambiador de calor.*

Figura 102. Distribución geométrica del banco de tubos lisos.



Fuente: Autores

Dónde:

Distancia entre dos hilas consecutivas.	$S_L = 0,0316 \text{ m}$
Distancia transversal.	$S_T = 0,0474 \text{ m}$
Distancia diagonal.	$S_D = 0,0395 \text{ m}$
Diámetro Interior:	$D_i = 0,0158 \text{ m}$
Diámetro Exterior:	$D_e = 0,0123 \text{ m}$
Espesor del Tubo:	$t = 0,00175 \text{ m}$
Ancho de la placa de frontal del banco:	$L_1 = 0.05 \text{ m}$
Ancho de la placa de lateral del banco:	$L_2 = 0.15 \text{ m}$
Altura de la placa de lateral del banco:	$L_3 = 0.287 \text{ m}$
Número de tubos en dirección longitudinal.	$N_L = 4$
Número total de tubos:	$N = 22$

#### 4.6.1.1 Cálculo experimental del banco de tubos lisos.

Propiedades del aire evaluadas a temperatura promedio **ANEXO K**.

$$T_p = \frac{T_{a1} + T_{a2}}{2}$$

$$T_p = \frac{(21.31 + 39,3125)^{\circ C}}{2} = 31.31^{\circ C}$$

Calor específico:  $C_p = 1005.997 \frac{J}{kg^{\circ C}}$

Conductividad térmica:  $Ka = 0.0265811 \frac{W}{m^{\circ}C}$

Viscosidad:  $\mu = 1.8826 * 10^{-5} \frac{kg}{ms}$

Prandtl:  $Pr = 0.70701$

Densidad del aire:

$$\rho = \frac{p_a}{RT_p}$$

$$\rho = \frac{72300.4 Pa}{287 \frac{J}{kg^{\circ}K} * (31,437 + 273)^{\circ}K}$$

$$\rho = 0.827 \frac{kg}{m^3}$$

Flujo másico del aire:

Velocidad del aire en la entrada del banco:  $\hat{v} = 0.745 \frac{m}{s}$

$$\dot{m}_a = \rho \hat{v} A_1$$

$$A_1 = L_3 L$$

$$\dot{m}_a = 0.827 \frac{kg}{m^3} * 0.745 \frac{m}{s} * (0.285m * 0.24m)$$

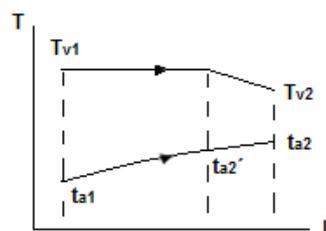
$$\dot{m}_a = 0.04215 \frac{kg}{s}$$

Cálculo de la LMTD:

Debido que la diferencia de temperatura del vapor entre la entrada y salida del equipo es elevada, se debe considerar el efecto del sub enfriamiento del vapor. Por tal motivo se debe corregir la diferencia de temperaturas media logarítmica. **[32]**

$$(LMTD)_D = \frac{q}{\frac{q_c}{\Delta T_c} + \frac{q_s}{\Delta T_s}} \quad (127)$$

Figura 103. Diferencia de temperatura media logarítmica en el banco de Tubos lisos.



Fuente: Autores

Calor total que gana el aire.

Ecuación 125 
$$q = \dot{m}_a C p_{aire} (T a_2 - T a_1)$$

$$q = 0.04215 \frac{kg}{s} * 1005.9 \frac{J}{kg^{\circ}C} * (39.3125 - 21.31)^{\circ}C$$

$$q = 763.356 W$$

Calor de sub enfriamiento

Ecuación 125 
$$q_s = \dot{m}_v C p_{conden.} (T v_2 - T v_1)$$

$$\dot{m}_v = \frac{q}{h_g - h_2} \quad (128)$$

Con la presión de trabajo del equipo se determina

$$h_g = 2693973.2 \frac{J}{kg}$$

Con la presión de trabajo y la temperatura de sub enfriamiento del equipo se determina

$$h_2 = 419991 \frac{J}{kg}$$

$$\dot{m}_v = \frac{763.356 W}{(2693973.2 - 419991) \frac{J}{kg}} = 3.357 * 10^{-3} \frac{kg}{s}$$

$$q_s = 3.357 * 10^{-3} \frac{kg}{s} * 4221.2 \frac{J}{kg^{\circ}C} * (117.56 - 100.19)^{\circ}C$$

$$q_s = 24.614 W$$

El calor de condensación es la diferencia entre el calor total y el calor de sub enfriamiento

$$q_c = q - q_s$$

$$q_c = (763.356 - 24.61) W$$

$$q_c = 738.73 W$$

Calor de sub enfriamiento transmitido al aire

Ecuación 124 
$$q_s = \dot{m}_a C_{p_{aire}} (t_2 - t_2')$$

$$t_2' = t_2 - \frac{q_s}{\dot{m}_a C_{p_{aire}}}$$

$$t_2' = 39.312^\circ\text{C} - \frac{24.614 \text{ W}}{0.04215 \frac{\text{kg}}{\text{s}} * 1005.9 \frac{\text{J}}{\text{kg}^\circ\text{C}}}$$

$$t_2' = 38.73^\circ\text{C}$$

Condensación

Tabla31. Temperaturas para el cálculo del LMTD de condensación.

Fluid. Caliente		Fluid. Frio	Diferencia
117.56	Alta temp.	21.31	96.25
117.56	Baja temp.	38.73	78.83

Fuente: Autores

Ecuación 107. 
$$\Delta T_c = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}}$$

$$\Delta T_c = \frac{(96.25 - 78.83)^\circ\text{C}}{\ln \frac{96.25}{78.83}} = 87.25 \text{ }^\circ\text{C}$$

Sub enfriamiento

Tabla32. Temperaturas para el cálculo del LMTD de sub enfriamiento.

Fluid. Caliente		Fluid. Frio	Diferencia
117.56	Alta temp.	38.73	78.83
100.19	Baja temp.	39.31	60.88

Fuente: Autores

Ecuación 107. 
$$\Delta T_s = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}}$$

$$\Delta T_s = \frac{(78.83 - 60.88)^\circ\text{C}}{\ln \frac{78.83}{60.88}} = 67.32 \text{ }^\circ\text{C}$$

Diferencia media logarítmica

$$(LMTD)_D = \frac{763.35 \text{ W}}{\left(\frac{738.73}{87.25} + \frac{24.61}{67.32}\right) \frac{W}{^\circ C}}$$

$$(LMTD)_D = 86.426 \text{ } ^\circ C$$

*Coeficiente global de transferencia de calor experimental:*

Igualando el calor sensible del aire con el calor latente del vapor se tiene:

$$\dot{m}_a C_p (t_{a_2} - t_{a_1}) = A_a U F (LMTD)$$

$$U = \frac{\dot{m}_a C_p (T_{a_2} - T_{a_1})}{A_a F (LMTD)}$$

$$U_{exp} = \frac{0.04215 \frac{kg}{s} * 1005.997 \frac{J}{kg^\circ C} * (39.3125 - 21.31)^\circ C}{0.34943 m^2 * 1 * 76.24^\circ C}$$

$$U_{exp} = 25.28 \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C}$$

#### 4.6.1.2 Cálculo teórico del banco de tubos lisos.

*Número de Reynolds:*

Ecuación 12. 
$$Re = \frac{\rho_a V_{max} D_e}{\mu}$$

Ecuación 53. 
$$V_{max} = \frac{V_0 S_T}{S_T - D}$$

$$V_{max} = \frac{\left(0.745 \frac{m}{s}\right) (0.0474 m)}{(0.0474 - 0.0158) m} = 1.12 \frac{m}{s}$$

$$Re = \frac{\left(0.827 \frac{kg}{m^3}\right) \left(1.12 \frac{m}{s}\right) (0.0158 m)}{1.8826 * 10^{-5} \frac{kg}{ms}}$$

$$Re = 777.36$$

*Número de Nusselt:*

Chen y Wung en la publicación de Kreif validaron la siguiente ecuación en bancos de tubos lisos:

Ecuación 54. 
$$Nu = 0.35 \left(\frac{S_T}{S_L}\right)^{0.2} Re^{0.63} Pr^{0.36} \left(\frac{Pr}{Pr_w}\right)^{0.25}$$

$\left(\frac{Pr}{Pr_w}\right)^{0,25}$  Puede considerarse 1.

$$Nu = 0.35 * 1.5^{0.2} * 777.36^{0.63} * 0.70701^{0.36} * 1$$

$$Nu = 22.19$$

Zukauskas desarrollo la siguiente correlación para bancos de tubos cuyo trabajo se publica en los libros de Incropera y Cengel:

Ecuación 51. 
$$Nu = C_2 C_1 Re^m Pr^{0,36} \left(\frac{Pr}{Pr_w}\right)^{1/4}$$

$\left(\frac{Pr}{Pr_w}\right)^{0,25}$  Puede considerarse 1.

$$\frac{S_T}{S_L} = \frac{0,0474}{0,0316} = 1.5 < 2 \quad \text{y} \quad 1000 < Re < 2 * 10^5$$

$$C_1 = 0.379 \quad m = 0,6 \quad C_2 = 0,89$$

$$Nu = 0.89 * 0.379 * 777.36^{0,6} * 0.70701^{0,36} * 1$$

$$Nu = 16.151$$

*Coficiente de convección del aire (h<sub>a</sub>).*

Ecuación 10. 
$$h_a = \frac{NuKa}{D_e}$$

$$h_{a1} = \frac{22.19 * 0.026581 \frac{W}{m^0C}}{0.0158m}$$

$$h_{a1} = 37.33 \frac{W}{m^2^0C}$$

$$h_{a2} = \frac{16.151 * 0.026581 \frac{W}{m^0C}}{0.0158m}$$

$$h_{a2} = 27.171 \frac{W}{m^2^0C}$$

*Resistencia térmica del aire (R<sub>1</sub>)*

Ecuación 22. 
$$R_1 = \frac{1}{h_a A_a}$$

$$A_a = \pi d_e LN + 2L_2 L_3$$

$$A_a = 22(\pi * 0,015875m * 0.24m) + (2 * 0.287 * 0.15) = 0.4058m^2$$

$$R_{a1} = \frac{1}{37.33 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} * 0.3494m^2} = 0.0766 \frac{^\circ C}{W}$$

$$R_{a2} = \frac{1}{27.171 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} * 0.3494m^2} = 0.105 \frac{^\circ C}{W}$$

*Resistencia térmica por conducción en los tubos (R2).*

La resistencia térmica del acero se toma a un valor medio de temperatura entre la del vapor y la del aire.

$$T_{ac} = \frac{T_{v1} + T_{a1}}{2}$$

$$T_{ac} = \frac{(117.5625 + 23.5625)^\circ C}{2} = 70.561^\circ C$$

Conductividad del cobre **ANEXO M:**

$$K_{ac} = 43.3 \frac{W}{m \cdot ^\circ C}$$

Ecuación 9.

$$R_2 = \frac{\ln \frac{r_1}{r_2}}{2\pi K_{ac} L}$$

$$R_2 = \frac{\ln \frac{0.0079}{0.00615}}{2\pi \left(43.3 \frac{W}{m \cdot ^\circ C}\right) (0.24)} = 3.835 * 10^{-3} \frac{^\circ C}{W}$$

*Coefficiente de convección del vapor (h<sub>v</sub>).*

Con la presión absoluta de 22 Psi<sub>a</sub> en las tablas de vapor:

Temperatura de saturación:  $T_{sat} = 111.7^\circ C$

Densidad de vapor:  $\rho_v = \frac{1}{v_g} = 1.148 \frac{kg}{m^3}$

Calor latente:  $h_{fg} = 956.73 \frac{Btu}{lb} = 2224284.2 \frac{J}{kg}$

Propiedades del agua evaluada a temperatura fílmica **ANEXO J.**

Ecuación 86. 
$$T_{fi} = \frac{T_p + T_w}{2}$$

Temperatura de la pared impuesta:  $T_w = 0.8 T_{v1} = 94^\circ\text{C}$

$$T_{fi} = \frac{(31.4375 + 94)^\circ\text{C}}{2} = 62.72^\circ\text{C}$$

Viscosidad del líquido 
$$\mu = 4.505 \cdot 10^{-4} \frac{\text{kg}}{\text{ms}}$$

Conductividad térmica: 
$$K_a = 0.6565 \frac{\text{W}}{\text{m}^\circ\text{C}}$$

Calor específico: 
$$C_p = 4181 \frac{\text{J}}{\text{kg}^\circ\text{C}}$$

Densidad del líquido: 
$$\rho = 981.8 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

*Calor latente modificado:*

Ecuación 90. 
$$h'_{fg} = h_{fg} + \frac{3}{8} C_p (T_{sat} - T_w)$$

$$h'_{fg} = 2224284.2 \frac{\text{J}}{\text{kg}} + \frac{3}{8} * 4181 \frac{\text{J}}{\text{kg}^\circ\text{C}} (111.7 - 94)^\circ\text{C}$$

$$h'_{fg} = 2252035.59 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

Ecuación 89. 
$$h_v = 0.555 \left[ \frac{\rho(\rho - \rho_v) g h'_{fg} K_f^3}{d \mu_f (T_g - T_w)} \right]^{\frac{1}{4}}$$

$$h_v = 0.555 \left[ \frac{981.8 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} (981.8 - 1.148) \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 9.8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} * 2298287.9 \frac{\text{J}}{\text{kg}} * \left(0.6565 \frac{\text{W}}{\text{m}^\circ\text{C}}\right)^3}{0.01253 \text{m} * 0.0004505 \frac{\text{kg}}{\text{ms}} (117.56 - 94)^\circ\text{C}} \right]^{\frac{1}{4}}$$

$$h_v = 14391.7 \frac{\text{W}}{\text{m}^2^\circ\text{C}}$$

*Resistencia térmica del vapor (R3).*

Ecuación 22. 
$$R_3 = \frac{1}{h_v A_v}$$

$$A_v = \pi d_i L N$$

$$A = \pi * 0.01253 \text{m} * 0.24 \text{m} * 22 = 0.2078 \text{m}^2$$

$$R_3 = \frac{1}{14391.7 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} * 0.2078 m^2} 3.344 * 10^{-3} \frac{^\circ C}{W}$$

*Coefficiente global de transferencia de calor de los tubos.*

Ecuación 105. 
$$UA_a = \frac{1}{R_1 + R_2 + R_3}$$

$$U_1 = \frac{1}{0.34943 m^2 * (0.0766 + 3.835 * 10^{-3} + 3.344 * 10^{-3}) \frac{^\circ C}{W}}$$

$$U = 35.43 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

$$U_2 = \frac{1}{0.34943 m^2 * (0.105 + 3.835 * 10^{-3} + 3.344 * 10^{-3}) \frac{^\circ C}{W}}$$

$$U = 26.21 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

Existe un error de 26% entre ambos métodos de solución. El coeficiente global determinado a partir de la correlación de Chen y Wung presenta un error de 28.5% con el coeficiente global experimental, mientras que el coeficiente determinado a partir de la correlación de Zukauskas presenta un error de 3.8%, por tal motivo se recomienda este método de solución para este modelo de banco de tubos.

*Calor conducido por los tubos.*

Ecuación 106. 
$$q = A_T U F (LMTD)$$

$$q = 0.34943 m^2 * 26.21 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} * 1 * 86.426^\circ C$$

$$q = 791.67 W$$

Con este resultado se determina el nuevo  $T_w$ :

Ecuación 21. 
$$q = A h_v (T_{v1} - T_w)$$

$$T_w = T_{v1} - \frac{q}{A_a h_v}$$

$$T_w = 117.56^\circ C - \frac{791.67 W}{0.2078 m^2 * 14391.74 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}} = 117.2^\circ C$$

El valor real de  $T_w$  se determina mediante iteración.

Tabla 33. Iteraciones de la temperatura de pared  $T_w$  del banco de tubos lisos.

	Iteración
$h_v$ (W/m <sup>2</sup> °C)	17270
$U$ (W/m <sup>2</sup> °C)	26.23
$q_T$ (W)	792.14
$T_w$ (°C)	117.3

Fuente: Autores

La temperatura de pared del recipiente se estabiliza en  $T_w = 117.3^\circ\text{C}$

$$h_v = 17270 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

$$U_{teo} = 26.23 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

$$q_T = 792.14 W$$

*Desviación porcentual del coeficiente global de transferencia de calor:*

$$\%D = \frac{|U_{teo} - U_{exp}|}{U_{teo}} * 100$$

$$\%D = \frac{|(26.23 - 25.28) \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}|}{26.23 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}} * 100$$

$$\%D = 3.6$$

*Eficiencia del intercambiador de calor:*

Ecuación 112.  $\varepsilon = 1 - \exp(-NUT)$

Ecuación 110.  $NUT = \frac{UA}{C_{min}}$

Ecuación 111.  $C_{min} = m_a C_p = 0.04215 \frac{kg}{s} * 1005.9 \frac{J}{kg \cdot ^\circ C} = 42.4 \frac{W}{^\circ C}$

$$NUT = \frac{25.28 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} * 0.34943 m^2}{42.4 \frac{W}{^\circ C}} = 0.2083$$

$$\varepsilon = 1 - \exp(-0.2083) = 0.1881$$

$$\varepsilon = 18.81\%$$

**4.6.2** *Análisis térmico del banco de tubos de aletas continuas.*

Tabla34.Pruebadel Intercambiadorde flujo cruzado con tubos aletados.

<b>Tiempo s</b>	<b>Tv1 °C</b>	<b>Tv2 °C</b>	<b>Ta1 °C</b>	<b>Ta2°C</b>
0	49,625	32,75	21,3125	21,8125
12	109,125	88,5	21,375	36,875
24	110,75	94,4375	21,3125	51,375
36	111,625	96,25	21,375	66,3125
48	110,875	96,8125	21,375	73,5625
60	111,1875	96,8125	21,5625	80,5625
72	110,625	96,5625	21,8125	84
84	109,625	96,6875	21,8125	87,4375
96	108,8125	96,5625	21,9375	89,125
108	108,875	96,75	22	89,9375
120	107,9375	97,325	22,25	90,625
132	107,125	97,3125	22,25	90,9375
144	107,125	97,25	22,375	90,9375
156	106,875	97	22,375	90,75
174	106,4375	97,1875	22,375	90,375

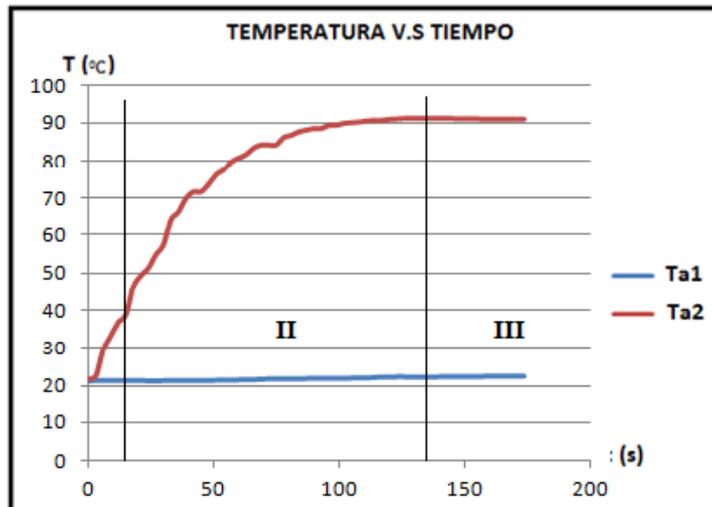
Fuente: Autores

Tabla35.Resumen de la pruebadel Intercambiadorde flujo cruzado con tubos aletados.

<b>Tiempo s</b>	<b>Tv1 °C</b>	<b>Tv2 °C</b>	<b>Ta1 °C</b>	<b>Ta2°C</b>
174	107,125	97,325	21,375	90,9375

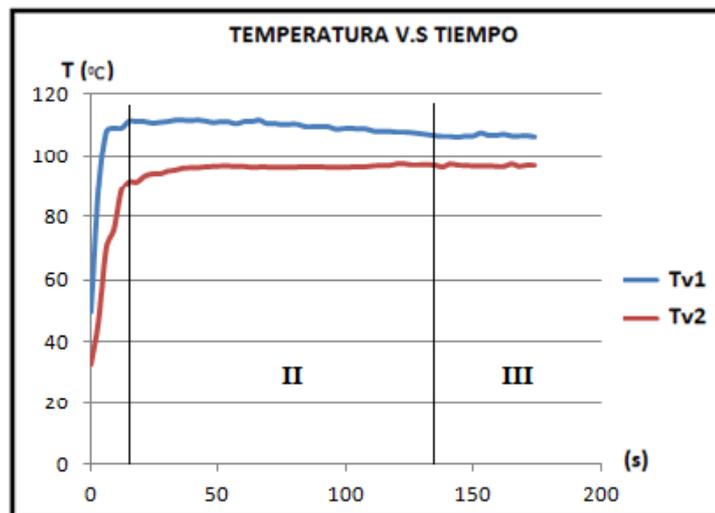
Fuente: Autores

Figura104.Curvasde temperatura del airevs.Tiempo en el banco de tubos aletados.



Fuente: Autores

Figura105. Curvas de temperatura del vapor vs. tiempo en el banco de tubos aletados.



Fuente: Autores

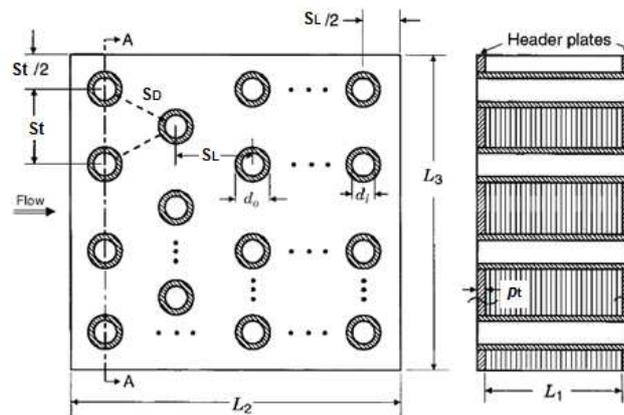
*Region I:* Choque terminco del vapor al ingreso del banco de tubos que se encuentran al inicio de la prueba a temperatura ambiente. En esta region se produce la mayor cantidad de condensado.

*Region II:* Zona de transición inestable, en la cual la temperatura de los tubos alcanzan su máximo valor admisible.

*Region III:* Se estabiliza el gradiente de temperatura entre la entrada y salida de vapor, lo cual indica que el aire ha alcanzado su temperatura de estabilización.

*Datos geométricos del intercambiador de calor de tubo de aleta continúa.*

Figura 106. Distribución geométrica del banco de tubo de aleta continua.



Fuente: RAMESH, K. S. Fundamentals of heat Exchanger design.

Distancia entre dos hileras consecutivas.	$S_L = 0,0228 \text{ m}$
Distancia transversal.	$S_T = 0,0255 \text{ m}$
Distancia diagonal.	$S_D = 0,026 \text{ m}$
Número total de aletas:	$N = 75$
Numero de tubos en dirección longitudinal.	$N_L = 4$
Número total de tubos:	$N_t = 36$
Diámetro nominal de los tubos:	$d_e = 0,0952$
Diámetro interior de los tubos:	$d_i = 0,079 \text{ m}$
Ancho de las placas:	$L_2 = 0,088 \text{ m}$
Altura de las placas:	$L_3 = 0,228 \text{ m}$
Largo del arreglo de tubos:	$L_1 = 0,265 \text{ m}$
Espesor de las placas:	$t = 0,0003 \text{ m}$
Distancia entre placas:	$p_f = 0,003 \text{ m}$
Angulo del corrugado de las placas:	$\theta = 16.7^\circ$

#### 4.6.2.1 Cálculo experimental del banco de tubos de aletas continuas.

Propiedades del aire evaluadas a temperatura promedio **ANEXO K**.

$$T_p = \frac{T_{a1} + T_{a2}}{2}$$

$$T_p = \frac{21.375 \text{ } ^\circ\text{C} + 90,9735 \text{ } ^\circ\text{C}}{2} = 56.174 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Calor específico:  $C_p = 1008.21 \frac{J}{kg \text{ } ^\circ\text{C}}$

Conductividad térmica  $K_a = 0,024 \frac{W}{m \text{ } ^\circ\text{C}}$

Viscosidad:  $\mu = 1,98 * 10^{-5} \frac{kg}{ms}$

Prandt:  $Pr = 0,7016$

Densidad del aire:

$$\rho = \frac{p_a}{RT_p}$$

$$\rho = \frac{72300.4 \text{ Pa}}{287 \frac{J}{kg \text{ } ^\circ\text{K}} * (56.174 + 273) \text{ } ^\circ\text{K}}$$

$$\rho = 0.7653 \frac{kg}{m^3}$$

*Flujo másico del aire:*

Velocidad del aire en la entrada del banco:  $\check{v} = 0.732 \frac{m}{s}$

$$\dot{m}_a = \rho \check{v} A_1$$

$$A_1 = L_1 L$$

$$\dot{m}_a = 0.7653 \frac{kg}{m^3} * 0.732 \frac{m}{s} * (0.285m * 0.265m)$$

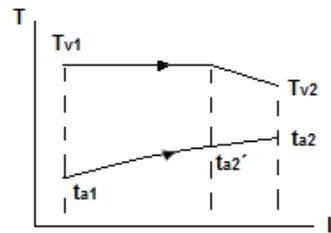
$$\dot{m}_a = 0.0423 \frac{kg}{s}$$

*Cálculo de la LMTD:*

Debido que la diferencia de temperatura del vapor entre la entrada y salida del equipo es elevada, se debe considerar el efecto del sub enfriamiento del vapor. Por tal motivo se debe determinar la diferencia de temperaturas media logarítmica

Ecuación 127.  $(LMTD)_D = \frac{q}{\frac{q_c}{\Delta T_c} + \frac{q_s}{\Delta T_s}}$

Figura 107. Diferencia de temperatura media logarítmica en el banco de Tubos aletados.



Fuente: Autores

Calor total que gana el aire

Ecuación 125. 
$$q = \dot{m}_a C_{p_{aire}} (T_{a_2} - T_{a_1})$$

$$q = 0.0423 \frac{kg}{s} * 1008.21 \frac{J}{kg^{\circ}C} * (90.937 - 21.375)^{\circ}C$$

$$q = 2966.63 W$$

Calor de sub enfriamiento

Ecuación 125. 
$$q_s = \dot{m}_v C_{p_{conden.}} (T_{v_2} - T_{v_1})$$

Ecuación 128. 
$$\dot{m}_v = \frac{q}{h_g - h_2}$$

Con la presión de trabajo del equipo se determina

$$h_g = 1157.3 \frac{BTU}{lb} = 2691880 \frac{J}{kg}$$

Con la presión de trabajo y la temperatura de sub enfriamiento del equipo se determina

$$h_2 = 175.36 \frac{BTU}{lb} = 407886 \frac{J}{kg}$$

$$\dot{m}_v = \frac{3015.8673 W}{(2691880 - 407886) \frac{J}{kg}} = 1.32 * 10^{-3} \frac{kg}{s}$$

$$q_s = 1.32 * 10^{-3} \frac{kg}{s} * 4213.64 \frac{J}{kg^{\circ}C} * (107.125 - 97.325)^{\circ}C$$

$$q_s = 54.526 W$$

El calor de condensación es la diferencia entre el calor total y el calor de sub enfriamiento

$$q_c = q - q_s$$

$$q_c = (2966.63 - 54.526)W$$

$$q_c = 2912.1 W$$

Calor de sub enfriamiento transmitido al aire

Ecuación 125.  $q_s = \dot{m}_a C p_{aire} (t_2 - t_2')$

$$t_2' = t_2 - \frac{q_s}{\dot{m}_a C p_{aire}}$$

$$t_2' = 90.937^\circ C - \frac{54.526 W}{0.0423 \frac{kg}{s} * 1008.21 \frac{J}{kg^\circ C}}$$

$$t_2' = 89.66^\circ C$$

Condensación

Tabla36.Temperaturas para el cálculo del LMTD de condensación.

Fluid. Caliente	Fluid. Frio	Diferencia
107.125	21.375	85.75
107.125	89.66	17.47

Fuente: Autores

Ecuación 107 .

$$\Delta T_c = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}}$$

$$\Delta T_c = \frac{(85.75 - 17.445)^\circ C}{\ln \frac{85.75}{17.47}} = 42.914 \text{ } ^\circ C$$

Sub enfriamiento

Tabla37.Temperaturas para el cálculo del LMTD de sub enfriamiento.

Fluid. Caliente	Fluid. Frio	Diferencia
107.125	89.68	17.47
97.325	90.937	6.388

Fuente: Autores

Ecuación 107.

$$\Delta T_s = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}}$$

$$\Delta T_s = \frac{(17.47 - 6.388)^{\circ C}}{\ln \frac{17.47}{6.388}} = 11 \text{ } ^{\circ} C$$

Diferencia media logarítmica

$$(LMTD)_D = \frac{2966.63 \text{ W}}{\left( \frac{2912.1}{42.914} + \frac{54.526}{11} \right) ^{\circ} C}$$

$$(LMTD)_D = 40.745 \text{ } ^{\circ} C$$

*Coeficiente global de transferencia de calor experimental:*

Igualando el calor sensible del aire con el calor latente del vapor se tiene:

$$\dot{m}_a C_p (t_{a_2} - t_{a_1}) = A_a U F (LMTD)$$

$$U_{exp} = \frac{\dot{m}_a C_p (T_{a_2} - T_{a_1})}{A F (LMTD)}$$

$$U_{exp} = \frac{0.0423 \frac{kg}{s} * 1008.21 \frac{J}{kg^{\circ} C} * (90.937 - 21.375)^{\circ} C}{2.965 m^2 * 1 * 40.745^{\circ} C}$$

$$U_{exp} = 24.556 \frac{W}{m^2 ^{\circ} C}$$

#### 4.6.2.2 Cálculo teórico del banco de tubos de aletas continuas.

Se puede observar en las figuras 108 y 109 que las aletas presentan un corrugado pronunciado en los extremos y en el interior del banco este corrugado disminuye significativamente, el ángulo del corrugado es aproximadamente de 7° lo cual vuelve inapropiado el uso de la ecuación 71 específica para aletas corrugadas, por tal motivo se optó por determinar el coeficiente convectivo del aire considerando a las aletas como planas.

Figura 108. Vista lateral del banco de tubos de aletas continuas.



Fuente: Laboratorio de transferencia de calor.

Figura 109. Vista superior del banco de tubos de aletas continuas.



Fuente: Laboratorio de transferencia de calor.

*Área primaria:*

Ecuación 55. 
$$A_p = \pi d_e (L_1 - t N_f L_1) N_t + 2 \left( L_2 L_3 - \frac{\pi d_e^2}{4} N_t \right)$$

Ecuación 56. 
$$N_f = \frac{\#aletas}{longitud}$$

$$N_f = 286.79 \frac{aletas}{m}$$

$$A_p = \pi(0,00952m) \left( 0,265m - 0,0003m * 286,79 \frac{1}{m} * 0,265m \right) 36$$

$$+ 2 \left( 0,088m * 0,228m - \frac{\pi(0,00952m)^2}{4} 36 \right)$$

$$A_p = 0,295m^2$$

*Área secundaria:*

Ecuación 57. 
$$A_f = 2 \left( L_2 L_3 - \frac{\pi d_e^2}{4} N_t \right) N_f L_1 + 2 L_3 t N_f L_1$$

$$A_f = 2 \left( 0.088m * 0.228m - \frac{\pi(0.00952m)^2}{4} 36 \right) * 286.79 \frac{1}{m} * 0.265m$$

$$+ 2 \left( 0.228m * 0.0003m * 286.79 \frac{1}{m} * 0.265m \right)$$

$$A_f = 2.67m^2$$

Área total de transferencia:

Ecuación 58. 
$$A = A_p + A_f$$

$$A = (0.295 + 2.67)m^2$$

$$A = 2.96 m^2$$

Área de flujo:

Ecuación 59. 
$$A_0 = \left[ \left( \frac{L_3}{s_t} - 1 \right) c'' + (s_t - d_e) - (s_t - d_e)tN_f \right] L_1$$

Ecuación 60. 
$$2a'' = (s_t - d_e) - (s_t - d_e)tN_f$$

Ecuación 61. 
$$b'' = \left[ \left( \frac{s_t}{2} \right)^2 + s_L^2 \right]^{0.5} - d_e - (s_t - d_e)tN_f$$

La corrección de los factores geométricos  $a''$  y  $b''$  se determinan en **ANEXO XII**.

$$s_t = s_D$$

$$2a'' = (0.026 - 0.00952)m - (0.026 - 0.00952)m * 0.0003m * 286.79 \frac{1}{m}$$

$$2a'' = 0.015m$$

$$b'' = \left[ \left( \frac{0.026m}{2} \right)^2 + (0.0228m)^2 \right]^{0.5} - 0.00952m - (0.026 - 0.00952)m * 0.0003m$$

$$* 286.79 \frac{1}{m}$$

$$b'' = 0.0153m$$

Como  $2a'' < 2b''$

$$c'' = 2a''$$

$$A_0 = \left[ \left( \frac{0,228m}{0,0255m} - 1 \right) 0,015 + (0,0255 - 0,00952)m - (0,0255 - 0,00952)m * 0,0003m \right. \\ \left. * 286.79 \frac{1}{m} \right] * 0.265m \\ A_0 = 0,1045m^2$$

*Diámetro hidráulico:*

$$D_h = \frac{4\sigma}{\alpha}$$

$$\sigma = \frac{A_0}{A_{fr}}$$

$$A_{fr} = L_1 L_3$$

$$\sigma = \frac{0,1045m^2}{(0.265 * 0.229)m^2} = 1.73$$

$$\alpha = \frac{A}{V}$$

$$V = L_1 L_2 L_3$$

$$\alpha = \frac{2.965m^2}{(0.265 * 0.088 * 0.229)m^3} = 557.64m^{-1}$$

$$D_h = \frac{4 * 1.73}{557.64m^{-1}}$$

$$D_h = 0.0124m$$

*Numero de Reynolds:*

Ecuación 12.  $Re = \frac{\rho_a V_{max} d_c}{\mu}$

Velocidad máxima de flujo dentro del banco.

Ecuación 53.  $V_{max} = \frac{V_0 S_T}{S_T - d_e}$

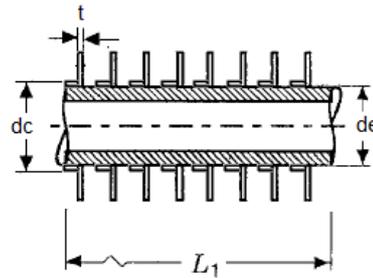
$$V_{max} = \frac{\left(0,7653 \frac{m}{s}\right) (0,0255m)}{(0,0255 - 0,00952)m} = 1,221 \frac{m}{s}$$

*Diámetro de collarín.* Debido a la escasa información que existe respecto a este modelo de banco de tubos, se asume que el diámetro de collar, es equivalente al ajuste mecánico que poseen las placas con los tubos.

$$d_c = d_e + 2t \quad (129)$$

$$d_c = (0.00952 + 2 * 0,0003)m = 0,01012m$$

Figura 110. Diámetro de collar del banco de tubos de aletas continuas.



Fuente: Autores

$$Re = \frac{\left(0.7653 \frac{kg}{m^3}\right) \left(1.221 \frac{m}{s}\right) (0.01012m)}{1.98 * 10^{-5} \frac{kg}{ms}}$$

$$Re = 477.6$$

*Número de Nusselt:*

Ecuación 62. 
$$Nu = \frac{jRe}{Pr^{-1/3}}$$

Calculo del número de Nusselt para aletas planas.

Ecuación 64. 
$$j = 0,086Re^{c3} N_L^{c4} \left(\frac{p_f}{d_e}\right)^{c5} \left(\frac{p_f}{D_h}\right)^{c6} \left(\frac{p_f}{s_t}\right)^{-0,93}$$

Ecuación 67. 
$$c_3 = -0.361 - \frac{0,042 N_L}{\ln Re} + 0,158 \ln \left[ N_L \left(\frac{p_f}{d_e}\right)^{0,41} \right]$$

$$c_3 = -0.361 - \frac{0.042 * 4}{\ln (477.6)} + 0,158 \ln \left[ 4 \left(\frac{0.003m}{0,00952m}\right)^{0,41} \right]$$

$$c_3 = -0,244$$

Ecuación 68. 
$$c_4 = -1,224 - \frac{0,076 (S_L/D_h)^{1,42}}{\ln Re}$$

$$c_4 = -1.224 - \frac{0,076 (0,0228m/0,0124m)^{1,42}}{\ln (477.6)}$$

$$c_4 = -1,253$$

Ecuación 69.

$$c_5 = -0.083 + \frac{0.058N_L}{\ln Re}$$

$$c_5 = -0,083 + \frac{0,058 * 4}{\ln (477.6)}$$

$$c_5 = -0,0454$$

Ecuación 70.

$$c_6 = -5,735 + 1,21 \ln \frac{Re}{N_L}$$

$$c_6 = -5,735 + 1,21 \ln \frac{477.6}{4}$$

$$c_6 = 0.0518$$

$$j = 0.086 * 477.6^{-0,244} * 4^{-1,253} \left( \frac{0.003}{0.00952} \right)^{-0,0454} \left( \frac{0.003}{0.0124} \right)^{0.0518} \left( \frac{0.003}{0.0228} \right)^{-0,93}$$

$$j = 2.17 * 10^{-2}$$

$$Nu = \frac{2.17 * 10^{-2} * 477.6}{0.7016^{-1/3}}$$

$$Nu_p = 9.205$$

*Coefficiente de convección del aire (ha).*

Ecuación 10.

$$h_a = \frac{NuKa}{d_c}$$

$$ha_p = \frac{9.205 * 0.024 \frac{W}{m^{\circ}C}}{0.01012 m}$$

$$ha_p = 21.83 \frac{W}{m^2 \circ C}$$

*Eficiencia de las aletas.* En la práctica la transferencia de calor varía en la superficie de la placa, probablemente cambia entre el interior y la salida del intercambiador. Una aproximación muy común para predecir la eficiencia fue desarrollada por Schmidt, el método es largo pero tiene muchas ventajas cuando se requiere un cálculo analítico.

$$\eta = \frac{\tanh(mr\phi)}{(mr\phi)} \quad (130)$$

donde  $m$  y  $\phi$  se definen en las siguientes ecuaciones.

$$m = \left[ \frac{2h}{kt} \right]^{1/2} \quad (131)$$

$$m = \left[ \frac{2 * 21.83 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}}{173 \frac{W}{m \cdot ^\circ C} * 0.0003m} \right]^{1/2} = 29 m^{-1}$$

$$\phi = \left( \frac{R}{r} - 1 \right) \left[ 1 + 0.35 \ln \left( \frac{R}{r} \right) \right] \quad (132)$$

Para placas continuas de arreglo triangular la sección de transferencia por tubo es equivalente a un hexágono, que puede ser analizado por las relaciones empíricas de Schmidt.

$$\frac{R}{r} = 1.27 \psi (\beta - 0.3)^{1/2} \quad (133)$$

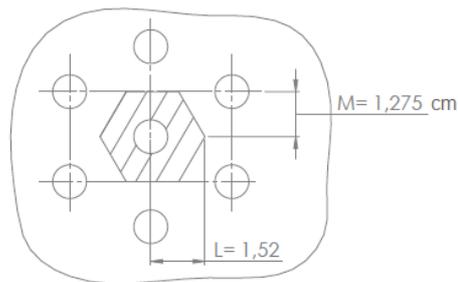
donde

$$\psi = \frac{M}{r} \quad (134)$$

$$\beta = \frac{L}{M} \quad (135)$$

$M$  y  $L$  se determinan gráficamente, donde  $L$  siempre debe ser mayor o igual que  $M$ .

Figura 111. Arreglo hexagonal de los tubos.



Fuente: Autores.

$$\psi = \frac{0.01275 m}{0.00476 m} = 2.678$$

$$\beta = \frac{0.0152 m}{0.01275 m} = 1.192$$

$$\frac{R}{r} = 1.27 * 2.678 (1.192 - 0.3)^{1/2} = 3.21$$

$$\phi = (3.21 - 1)[1 + 0.35 \ln(3.21)] = 3.113$$

$$\eta = \frac{\tanh(29m^{-1} * 0.00476m * 3.113)}{(29m^{-1} * 0.00476m * 3.113)} = 0.9427$$

Posteriormente la eficiencia de la placa se define como

$$\eta_s = 1 - \frac{A_f}{A} (1 - \eta) \quad (136)$$

$$\eta_s = 1 - \frac{2.67}{2.96} (1 - 0.9427)$$

$$\eta_s = 95.1\%$$

*Resistencia térmica del aire (R1).*

Ecuación 21. 
$$R_1 = \frac{1}{h_a A \eta}$$

$$R_{1p} = \frac{1}{21.83 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} * 2.965m^2 * 0.951} = 0.01625 \frac{^\circ C}{W}$$

$$R_{1c} = \frac{1}{57.3 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} * 2.965m^2 * 0.951} = 0.0062 \frac{^\circ C}{W}$$

*Resistencia térmica por conducción (R2).*

La conductividad del cobre se la toma a un valor medio de temperatura entre la del vapor y la del agua, ya que a esta temperatura inicial transferencia de calor.

$$T_{cu} = \frac{T_{v1} + T_{a1}}{2}$$

$$T_{cu} = \frac{(107.125 + 21.375)^\circ C}{2} = 64.25^\circ C$$

Conductividad del cobre **ANEXO N.**

$$K_{cu} = 392.22 \frac{W}{m \cdot ^\circ C}$$

Ecuación 9. 
$$R_2 = \frac{\ln \frac{r_1}{r_2}}{2\pi K_{cu} L}$$

$$R_2 = \frac{\ln \frac{0.00476}{0.00395}}{2\pi \left(381.16 \frac{W}{m \cdot ^\circ C}\right) (0.265)} = 2.85 * 10^{-4} \frac{^\circ C}{W}$$

*Coeficiente de convección del vapor (h<sub>v</sub>).*

Con la presión absoluta de 21 Psi<sub>a</sub> en las tablas de vapor:

Temperatura de saturación:  $T_{sat} = 110.3^{\circ}C$

Densidad de vapor:  $\rho_v = \frac{1}{V_g} = 0.833 \frac{kg}{m^3}$

Calor latente:  $h_{fg} = 958.3 \frac{Btu}{lb} = 2229005.8 \frac{J}{kg}$

Propiedades del agua evaluada a temperatura fílmica **ANEXO J**.

Ecuación 81.  $T_{fi} = \frac{T_p + T_w}{2}$

Temperatura de la pared impuesta:  $T_w = 93^{\circ}C$

$$T_{fi} = \frac{(56.174 + 92.7)^{\circ}C}{2} = 74.58^{\circ}C$$

Calor específico:  $C_p = 4189.15 \frac{J}{kg^{\circ}C}$

Viscosidad:  $\mu = 3.827 * 10^{-4} \frac{kg}{ms}$

Conductividad térmica  $K = 0.667 \frac{W}{m^{\circ}C}$

Densidad del aire:  $\rho = 975.03 \frac{kg}{m^3}$

*Calor latente modificado:*

Ecuación 90.  $h'_{fg} = h_{fg} + \frac{3}{8} C_p (T_{sat} - T_w)$

$$h'_{fg} = 2229005.8 \frac{J}{kg} + \frac{3}{8} * 4189.15 \frac{J}{kg^{\circ}C} (110.3 - 93)^{\circ}C$$

$$h'_{fg} = 2256182.91 \frac{J}{kg}$$

Ecuación 89.  $h_v = 0.555 \left[ \frac{\rho(\rho_v - \rho) g h'_{fg} K^3}{d \mu_f (T_v - T_w)} \right]^{\frac{1}{4}}$

$$h_v = 0.555 \left[ \frac{975.03 \frac{kg}{m^3} (975.03 - 0.833) \frac{kg}{m^3} * 9.8 \frac{m}{s} * 2256182.9 \frac{J}{kg} * \left(0.667 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}\right)^3}{0.0079m * 3.827 * 10^{-4} \frac{kg}{m \cdot s} (107.125 - 93)^\circ C} \right]^{\frac{1}{4}}$$

$$h_v = 10847.636 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

*Resistencia térmica del vapor (R3).*

Ecuación 22. 
$$R_3 = \frac{1}{h_v A_v}$$

$$A_v = \pi d_i L N_t$$

$$A = \pi * 0.0079m * 0.265m * 36 = 0.23677m^2$$

$$R_3 = \frac{1}{10847.636 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} * 0.23677m^2} = 3.8935 * 10^{-4} \frac{^\circ C}{W}$$

*Coefficiente global de transferencia de calor teórico.*

Ecuación 105. 
$$U = \frac{1}{A(R_1 + R_2 + R_3)}$$

$$U = \frac{1}{2.965m^2 * (0.0162 + 2.85 * 10^{-4} + 3.8935 * 10^{-4}) \frac{^\circ C}{W}}$$

$$U = 19.93 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

*Calor conducido por el banco.*

Ecuación 106. 
$$q = AUF(LMTD)$$

$$q = 2.965m^2 * 19.93 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} * 1 * 40.745^\circ C$$

$$q = 2408 W$$

Con este resultado se determina el nuevo  $T_w$ :

Ecuación 21. 
$$q_1 = A_a h_v (T_{v1} - T_w)$$

$$T_w = T_{v1} - \frac{q}{A_v h_v}$$

$$T_w = 107.125^{\circ}\text{C} - \frac{2405.6 \text{ W}}{0.2367\text{m}^2 * 10847.636 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{ }^{\circ}\text{C}}} = 106.187^{\circ}\text{C}$$

El valor real de  $T_w$  es determinado mediante iteraciones.

Tabla 38. Iteraciones de la temperatura de pared  $T_w$  de banco de tubos aletados.

	Iteración 1	Iteración 2
$h_v \text{ (W/m}^2\text{ }^{\circ}\text{C)}$	21361.52	23656.24
$U \text{ (W/m}^2\text{ }^{\circ}\text{C)}$	20.14	20.1435
$Q \text{ (kW)}$	2433.12	2433.51
$T_w \text{ (}^{\circ}\text{C)}$	106.644	106.65

Fuente: Autores

*Desviación porcentual del coeficiente global de transferencia de calor:*

$$\%D = \frac{|U_{teo} - U_{exp}|}{U_{teo}} * 100$$

$$\%D = \frac{|20.1435 - 24.5|}{20.1435} * 100$$

$$\%D = 21.6$$

*Eficiencia del intercambiador de calor:*

Ecuación 112  $\varepsilon = 1 - \exp(-NUT)$

Ecuación 110.  $NUT = \frac{UA}{C_{min}}$

Ecuación 111.  $C_{min} = m_a C_p = 0.0423 \frac{\text{kg}}{\text{s}} * 1008.21 \frac{\text{J}}{\text{kg}^{\circ}\text{C}} = 42.647 \frac{\text{W}}{^{\circ}\text{C}}$

$$NUT = \frac{24.5 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{ }^{\circ}\text{C}} * 2.965\text{m}^2}{42.647 \frac{\text{W}}{^{\circ}\text{C}}} = 1.707$$

$$\varepsilon = 1 - \exp(-1.707) = 0.8186$$

$$\varepsilon = 81.86 \%$$

## CAPÍTULO V

### 5. MEDIDAS DE SEGURIDAD EN EL LABORATORIO

#### 5.1 Generalidades

Las medidas de Seguridad en Laboratorios son un conjunto de medidas preventivas destinadas a proteger la salud de los que allí se desempeñan frente a los riesgos propios derivados de la actividad. El objetivo es evitar accidentes y preservar la salud de las personas.

Las reglas básicas aquí indicadas son un conjunto de prácticas de sentido común realizadas en forma rutinaria en el ámbito educativo como en el profesional. El elemento clave es la actitud proactiva hacia la seguridad y la información que permita reconocer y disminuir los riesgos presentes en el laboratorio.

Todas las áreas con instalaciones que trabajen a altas temperaturas deben contar con equipamientos de emergencia disponibles, accesibles y listos para cuando se requieran. La ubicación de tales equipos debe estar bien identificada, con su respectiva señalización.

La persona que opere los intercambiadores de calor, deberá contar con la vestimenta adecuada dentro de lo cual se incluirá guantes, gafas, zapatos de material anti deslizante y chaqueta impermeable.

El laboratorio deberá contar con un sistema de extinción de fuego, un equipo de mangueras o rociadores deben ser instalados en las zonas donde exista peligro de incendio como es el caso del generador de vapor.

#### 5.2 Primeros Auxilios

El mejor medio de auxiliar las lesiones de quemaduras causadas por las elevadas temperaturas de trabajo, es lavar el área afectada con cantidades abundantes de agua potable. Esta acción deberá iniciarse tan pronto ocurra el percance y prolongarse el tiempo necesario.

De manera general en caso de ocurrir percances por efecto de las elevadas temperaturas, se sugieren los siguientes procedimientos de atención:

a) Si entra en contacto con la tubería caliente, la persona afectada deberá humectar el área de quemadura con agua o pomadas específicas para aliviar el ardor. Si su exposición ha sido mínima, no requerirá tratamiento adicional.

b) Una persona que entre en contacto directo con vapor, deberá humectarse el área afectada abundante agua y ser conducida inmediatamente a un centro de atención médica.

### **5.3 Medidas de emergencia**

Se deben estimar los posibles potenciales de riesgo o emergencia que pudieran ocurrir en el laboratorio y desarrollar su programa acorde a los requisitos. A continuación se especifican algunos procedimientos y acciones que tomar en caso de emergencia:

En caso de existir escape de gas, evacuar inmediatamente el laboratorio, la persona encargada deberá abrir puertas y escotillas de ventilación existentes. Para conseguir una rápida disipación se precisa de buena ventilación o corrientes de aire que empujen el gas hacia el exterior y la atmósfera superior. Las salidas tienen que estar debidamente señalizadas para una rápida evacuación.

Si se produce rotura de tubería o fugas de vapor mientras se realiza la práctica el personal encargado tendrá la obligación de apagar el generador de vapor y cerrar la válvula de seguridad de la línea que se encuentre activa, cortando el flujo de vapor al equipo. Las demás personas tendrán que mantenerse retiradas del área afectada hasta que se pueda detener la fuga.

De existir fugas de agua tenga precaución cuando se desplace dentro del laboratorio, debido que el piso puede volverse resbaloso. Para detener el paso de agua cierre la válvula ubicada a la salida de la bomba del hidroneumático. Antes de realizar cualquier tipo de reparación esperar que se seque el sector para evitar cualquier accidente.

### **5.4 Normas generales.**

a) Se deberá conocer la ubicación de los elementos de seguridad en el lugar de trabajo, tales como: extinguidores, salida de emergencia, botiquín, etc.

b) No se permitirá comer, beber, fumar o maquillarse.

c) No se permitirá uso de celulares.

- d) Se deberá utilizar vestimenta apropiada (mandil). Usar el cabello recogido evitando el uso de accesorios colgantes. En todo momento utilizar zapatos cerrados, quedando prohibido el uso de sandalias o calzados abiertos y sin resistencia mecánica para soportar derrame de alguna sustancia.
- e) Es imprescindible mantener el orden y la limpieza. Cada persona es responsable directa de la zona que le ha sido asignada y de todos los lugares comunes.
- f) Las manos deben lavarse cuidadosamente después de cualquier manipulación de laboratorio y antes de retirarse del mismo.
- g) No se permitirá correr o realizar movimientos bruscos en los laboratorios.
- h) Siempre que sea necesario proteger los ojos y la cara de salpicaduras o proyecciones se utilizarán anteojos de seguridad.
- i) No se deben bloquear las rutas de escape o pasillos con equipos, máquinas u otros elementos que entorpezcan la correcta circulación.
- j) No se permitirán instalaciones eléctricas precarias o provisionarias. Se dará aviso inmediato al docente o responsable de turno del recinto o dependencia, inclusive filtraciones o goteras que puedan afectar las instalaciones o equipos y puedan provocar incendios por cortocircuitos
- k) Los cilindros de gases comprimidos y licuados deben asegurarse en posición vertical con pinzas, grampas, correas o cadenas a la pared en sitios de poca circulación, protegidos de la humedad y fuentes de calor, de ser posible en el exterior.
- l) Los laboratorios contarán con un botiquín de primeros auxilios con los elementos indispensables para atender casos de emergencia.

## **5.5 Herramientas manuales**

- a) Use herramientas que estén en buenas condiciones. Si alguna herramienta se encuentra defectuosa, hágaselo saber al docente responsable o responsable de la línea de investigación.
- b) Siempre que el trabajo lo permita, cuando utilice llaves no empuje de ellas, debe traccionar hacia usted, de modo que si se zafan, con su brazo amortigua el propio esfuerzo.

- c) Mantenga las puntas de los destornilladores afiladas y parejas. Use siempre las herramientas apropiadas para cada trabajo. Por ejemplo: no utilice destornilladores como cincel o una llave como martillo.
  
- d) Las herramientas con puntas filosas deberán ser guardadas en un lugar seguro. Nunca lleve herramientas con extremos filosos o puntiagudos en el bolsillo sin antes proteger el filo.

## CAPÍTULO VI

### 6. PLAN DE MANTENIMIENTO DEL LABORATORIO DE TRANSFERENCIA

#### 6.1 Generalidades

En este capítulo se describirán conceptos sobre el mantenimiento, objetivos, importancia del tratamiento del agua y se dará la información necesaria para una buena operación y mantenimiento del equipo. Sobre el tratamiento del agua todos sabemos que es muy importante para que el equipo funcione adecuadamente, ya que pueden surgir problemas a futuro en el sistema. Los pasos de operación del equipo son básicos para el buen funcionamiento, porque, el equipo fue diseñado para operar bajo ciertas condiciones y con los pasos de operación podemos hacer que el equipo opere adecuadamente. El mantenimiento es muy importante para tener un buen funcionamiento del equipo, ya que sin este se pueden provocar problemas muy graves en el sistema.

#### 6.2 Tratamiento del agua

El agua se encuentra en la naturaleza y va acompañada de diversas sales y gases en disolución, por eso el descuido en mantenimiento de ésta trae como consecuencia la formación de incrustaciones, picaduras y corrosión. No es posible el cambiar los problemas ocasionados por el agua como los citados anteriormente, pero si el evitar y prever problemas que estos pueden ocasionar.

Para evitar que el agua provoque problemas graves necesitamos un tratamiento de ella por medio de purgas para conservar las superficies de calefacción del generador libres de incrustaciones y prolongar su vida.

El tipo de agua y la frecuencia en que debe ser purgado el generador para reducir la concentración de sales dentro del sistema, se definirán más adelante. Estas frecuencias serán la mejor arma para prevenir la formación de incrustaciones sobre la superficie de calefacción y la eliminación de corrosión causada por el oxígeno libre en el agua.

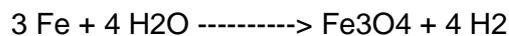
#### 6.3 Consecuencias del agua no tratada

**6.3.1 Corrosión.** Para que este fenómeno aparezca, es necesario que exista presencia de agua en forma líquida, el vapor seco con presencia de oxígeno, no es

corrosivo, pero los condensados formados en un sistema de esta naturaleza son muy corrosivos.

En las líneas de vapor y condensado, se produce el ataque corrosivo más intenso, ya que son las zonas donde se acumula agua condensada. El oxígeno disuelto ataca las tuberías de acero al carbono formando montículos o tubérculos, bajo los cuales se encuentra una cavidad o celda de corrosión activa: esto suele tener una coloración negra, formada por un óxido ferroso - férrico hidratado.

Una forma de corrosión que suele presentarse con cierta frecuencia en tuberías de vapor, corresponde a una reacción de este tipo:



Esta reacción se debe a la acción del metal sobre calentado con el vapor.

Otra forma frecuente de corrosión, suele ser por una reacción electroquímica, en la que una corriente circula debido a una diferencia de potencial existente en la superficie metálica. Los metales se disuelven en el área de más bajo potencial, para dar iones y liberar electrones.

**6.3.2 Incrustación.** La formación de incrustaciones en el interior del generador y en el interior de las tuberías puede verse con mucha frecuencia. El origen de las mismas está dado por las sales presentes en las aguas de aporte al generador de vapor, las incrustaciones formadas son inconvenientes debido a que poseen una conductividad térmica muy baja y se forman con mucha rapidez en los puntos de mayor transferencia de temperatura.

Las sustancias formadoras de incrustaciones son principalmente el carbonato de calcio, hidróxido de magnesio, sulfato de calcio y sílice, esto se debe a la baja solubilidad que presentan estas sales y algunas de ellas como es el caso del sulfato de calcio, decrece con el aumento de la temperatura. Estas incrustaciones forman depósitos duros muy adherentes, difíciles de remover, algunas de las causas más frecuentes de este fenómeno son las siguientes:

- a) Excesiva concentración de sales en el interior de la unidad.
- b) El vapor o condensado tienen algún tipo de contaminación.
- c) Transporte de productos de corrosión a zonas favorables para su precipitación.
- d) Aplicación inapropiada de productos químicos.

**6.3.3 Suciedad por contaminación.** Se consideran en este rubro como contaminante, distintas grasas, aceites y algunos hidrocarburos, ya que este tipo de contaminación es de las más frecuentes vistas en la industria.

Dependiendo de la cantidad y característica de los contaminantes existentes en el agua de aporte al generador, él mismo generará en su interior depósitos, formación de espuma con su consecuente arrastre de agua concentrada del generador a la línea de vapor y condensado, siendo él mismo el causante de la formación de incrustaciones y depósitos en la sección post-generador.

## **6.4 Descripción del mantenimiento**

Antes de describir las frecuencias y los pasos del mantenimiento analizaremos algunos conceptos y los tipos de mantenimiento así como sus objetivos.

**6.4.1 Mantenimiento del generador de vapor.** Con respecto a las superficies calientes limpie el hollín, carbón, y otro tipo de suciedad cada semestre. Utilice un cepillo de tubo para limpiar los ductos (tubería). Las superficies internas deben ser sopladas para remover sedimentos. Si el agua no fluye adecuadamente deberá limpiar la tubería con agua a alta presión dejando que recorra la tubería libremente. En caso que los residuos de sales o lodo se encuentren muy pegados y no hayan salido con el agua a alta presión se deberá utilizar productos químicos dados por un consultor.

El uso de selladores no es recomendable en los generadores de vapor.

El drenado del generador de vapor no debe realizar a menos que se haya acumulado una considerable cantidad de lodo o que el agua se encuentre muy sucia, o drenar en caso que se necesite hacer una reparación. En este caso drenar el agua cada semana.

Algunos combustibles contienen sustancias que pueden causar corrosión por fuego. Sulfuros, Vanadio y Sodio son los materiales que contribuyen a este problema principalmente. Para prevenir este problema es importante mantener las superficies del generador de vapor secas cuando se encuentre fuera de servicio.

**6.4.2 Mantenimiento de los intercambiadores.** La suciedad, los depósitos, el sarro y otros tipos de contaminación perjudican a los intercambiadores de calor especialmente a los de placas, ya que les restan eficiencia y, además, pueden dañar los equipos y causar tiempos de inactividad no programados para realizar las

reparaciones. Un problema común en intercambiadores de calor es la corrosión de los tubos, causados muchas veces por el condensado retenido. El daño de los tubos o de las placas conduce a fugas, funcionamiento defectuoso y menor vida útil del equipo.

El mantenimiento del intercambiador de calor es de vital importancia para la capacidad de control y la eficacia energética. Los principios operativos estándares de vital importancia para evitar daños a los equipos son los siguientes:

- a) Nunca deje el vapor encendido con el lado del líquido apagado. El vapor debe apagarse primero y encenderse último.
- b) En caso de sospecha de golpe de ariete, se debe diagnosticar y eliminar el problema, de lo contrario es posible que se ocasionen daños.
- c) Siempre se deben encender las bombas con las válvulas cerradas.
- d) Las válvulas deben estar configuradas para abrirse y cerrarse gradualmente. Si abre y cierra las válvulas de manera repentina, el intercambiador sufrirá un choque térmico y mecánico, que puede ocasionar la fatiga de los materiales.

**6.4.3** *Mantenimiento de las bombas.* Inspeccione y limpie el tamiz de la bomba. Drenar los tanques de almacenamiento. Revisar los empaques de la bomba, así como los interruptores. Si existe alguna fuga, reparar lo más pronto posible.

**6.4.4** *Mantenimiento de la tubería de vapor.* Si un tubo de la línea de distribución tiene escape de vapor por la corrosión, entonces esto quiere decir que los demás tubos también se encuentran oxidados. La inspección debe ser realizada por un experto antes que se ordene el cambio de uno o varios tubos. Si todos los tubos necesitan ser cambiados rápidamente es preferible y menos costoso el cambiar todos de una vez.

**6.4.5** *Mantenimiento de la tubería de agua.* El sistema debe ser desmontado anualmente por personal calificado, para verificar el funcionamiento del sistema, asegurándose que no existan obstrucciones. Inspeccionar las conexiones donde existe cambio en la dirección del fluido, de acumulación de fango, etc., y limpiarlas de ser necesario.

**6.4.6** *Mantenimiento de las conexiones eléctricas.* Examine todo el cableado visible que no se encuentre gastado y cerciórese de que los contactos eléctricos estén limpios y funcionen correctamente. Revise que la protección de los cables de los sensores no hayan sufrido cambio por efecto de las altas temperaturas de trabajo.

**6.4.7 Limpieza.** Limpiar los tubos y superficies calientes del generador y de las líneas de distribución de vapor siempre y cuando se requiera. La frecuencia de limpieza debe ser determinada bajo pruebas, también limpie el filtro de vapor y la caja de humo cuando se requiera.

**6.4.8 Válvulas.** Las válvulas que se encuentran en contacto con el vapor deben ser probadas cada 3 meses, para obtener un buen funcionamiento del sistema. Cuando el reemplazo sea necesario, utilice solamente la válvula clasificada ASME de la capacidad requerida.

## **6.5 Frecuencias del mantenimiento**

### **6.5.1 Semanalmente.**

- a) Determine la causa por cualquier ruido raro
- b) Pruebe la calidad de agua, de ser necesario cambiarla.
- c) Inspección de la línea de gas, agua y eléctrica general.

### **6.5.2 Mensualmente.**

- a) Pruebe los controles límites.
- b) Examine el nivel de GLP del tanque fuente de combustible del generador.
- c) Examine las condiciones de calentamiento de las superficies.
- d) Examine la condición de los tubos del generador.
- e) Examine los indicadores de presión y nivel en el caso del generador.
- f) Compruebe el buen funcionamiento de la bomba (arranque y parada).

### **6.5.3 Trimestral.**

- a) Revisión del quemador.
- b) Chequeo de válvulas de control de flujo e instrumentos de medición.
- c) Revisión del estado de los rodamientos las bombas.
- d) Inspeccione que el hidroneumático funcione dentro de los rangos de presión establecidos.

**6.5.4 Semestral.** Antes del receso académico o finalización del semestre es obligatorio realizarlas siguientes indicaciones:

- a) Revisión de los contactos y relés del sistema de control del generador.
- b) Drenar el generador de vapor.

- c) Purgar las líneas de vapor.
- d) Vaciar los reservorios de agua.
- e) Inspeccione las válvulas.
- f) Examine las tuberías de agua para saber si se encuentra en buenas condiciones.
- g) Observación de los tubos de vapor en busca de corrosión o incrustaciones.
- h) Inyectar agua a presión en el interior de los intercambiadores, mediante una bomba para eliminar residuos e impurezas.

Tabla 39. Posibles anomalías y causas.

Anomalías	Causas
No enciende el generador de vapor.	Desgaste de los contactos de los relés del sistema de control.
	Fallan los interruptores y toma corrientes.
	Falla el control de nivel por ende no prende la bomba.
Ciada de presión en los intercambiadores.	Fugas en las conexiones.
	Conexiones flojas.
	Tuberías picadas o rotas.
Disminución del caudal de agua en los intercambiadores.	Tubería tapada por residuos.
	Empaques gastados en la bomba del hidroneumático.
El quemador falla al encender.	El piloto falla al encender.
	Es insuficiente o nulo el gas que llega al quemador.
	Las electroválvulas son defectuosas.
	La chispa eléctrica del electrodo de

	encendido es irregular.
El quemador se apaga antes de que se haya alcanzado la presión máxima de vapor.	Mal puesta la conexión.
	El presostato de gas no cierra el contacto: está mal regulado.
	El presostato de aire no conmuta el contacto, está averiado o la presión del aire es muy baja (cabezal mal regulado).
Corrosión en las tuberías.	No se purga el condensado de la tubería.
Incrustaciones en los tubos del generador.	Deficiente tratamiento del agua.
Lectura incorrecta de la temperatura.	Avería de los sensores LM35
	Sobrecarga de la tarjeta de adquisición de datos
Falla el encendido del hidroneumático.	Des calibración del presostato de la línea de agua.
	Falta de aire en la membrana del tanque de presión.
	Falla la válvula check ubicada antes de la bomba.

Fuente: Autores

## CAPÍTULO VII

### 7. COSTOS

#### 7.1 Generalidades

En este capítulo se realiza un análisis detallado de los costos de instalación y automatización del Laboratorio de transferencia de Calor. El análisis de costos es un adelo de los pasos más importantes a seguir para llevar a cabo un proyecto, a fin de poder establecer la inversión que necesitará el mismo.

#### 7.2 Costos Directos

Se debe considerar costos de materiales, equipos y herramientas, mano de obra y transporte. Los costos por equipos y herramientas no se determinaron debido a que están incluidos en la mano de obra, ya que para los trabajos más importantes se contrató a un mecánico.

##### 7.2.1 Costos por materiales y equipos.

Tabla 40. Costo de la línea de distribución de vapor.

DESCRIPCIÓN	UNIDAD	PRECIO UNITARIO	CANTIDAD	PRECIO TOTAL
Universal HN 1/2" x 150 psi	U	4,25	7	29,75
Tee HN 1/ 2" x 150 psi	U	1,75	10	17,5
Codo HN 1/2" x 90° x 150 psi	U	1,5	12	18
Neplo 1/2" x corrido HN	U	1,25	1	1,25
Válvula check HN 1/2"	U	22	1	22
Válvula esfera 1/2" clase 800 Ac. Carbono	U	4,7	8	37,6
Cañuela de 1/2" con foil	U	4,7	14	65,8
Teflón 20x0,3mm	U	0,9	7	6,3
Permatex	U	1,35	2	2,7
Tubo HN 1/2" (Sin costura)	U	18	2	36
<b>SUB TOTAL [USD.]</b>				<b>236,9</b>

Fuente: Autores

Tabla41. Costo de la línea de recolección de Condensador

DESCRIPCIÓN	UNID AD	PRECIO UNITARIO	CANTIDA D	PRECIO TOTAL
Bushing HG 3/4" → 1/2"	U	0,35	1	0,35
Bushing HG 1/2" → 1/4"	U	0,35	15	5,25
Tee 1/2" HG	U	0,4	9	3,6
Codo HG 1/2" x 90° x 150 psi		0,4	13	5,2
Codo cachimba HG 1/2" x 90° x 150 psi	U	0,4	11	4,4
Universal HG, 1/2"	U	1,3	11	14,3
Unión HG, 1/2"		0,3	2	0,6
Neplo 1/2" x 6" HG		0,75	2	1,5
Neplo 1/2" x 5" HG		0,64	4	2,56
Neplo 1/2" x 4" HG	U	0,5	1	0,5
Neplo 1/2" x 3" HG	U	0,5	5	2,5
Neplo 1/2" x 2" HG		0,35	19	6,65
Neplo 1/2" x 1" HG	U			0
Neplo corrido 1/2" HG		0,3	14	4,2
Tubo HG 1/2"		14,65	3	43,95
Válvula esfera 1/2" . Carbono	U	4,5	5	22,5
Trampa de vapor balde invertido	U	151	1	151
Cañuela de 1/2" con foil	U	4,7	11	51,7
Teflón 20x0,3mm	U	0,9	3	2,7
Permatex	U	1,35	1	1,35
<b>SUB TOTAL [USD.]</b>				<b>324,81</b>

Fuente: Autores

Tabla 42. Costo de la línea de distribución de Agua.

DESCRIPCIÓN	UNIDAD	PRECIO UNITARIO	CANTIDAD	PRECIO TOTAL
Codo 1/2" PVC	U	0,3	35	10,5
Codo cachimba 1/2" PVC	U	0,35	2	0,7
Universal 1/2" PVC	U	0,9	11	9,9
Unión 1/2" PVC	U	0,25	1	0,25
Neplo 1/2" x 6" PVC	U	0,5	1	0,5
Neplo 1/2" x 3" PVC	U	0,35	4	1,4
Neplo 1/2" x 2" PVC	U	0,33	22	7,26
Neplo 1/2" corrido PVC	U	0,25	10	2,5
Válvula esfera 1/2"	U	4,5	13	58,5
Válvula check 1/2" de bronce	U	4,4	2	8,8
Tubo PVC 1/2" (agua fria)	U	4,6	2	9,2
Tubo PVC c(agua caliente)	U	6,3	2	12,6
Hidroneumático 24 lt	U	81,5	1	81,5
Tanque polietileno 530 lt	U	95	1	95
Silicón rojo	U	2,25	1	2,25
Teflón 20x0,3mm	U	0,9	2	1,8
Permatex	U	1,35	1	1,35
			<b>SUB TOTAL [USD.]</b>	<b>304,01</b>

Fuente: Autores

Tabla43.Costo de las mesas.

DESCRIPCIÓN	UNIDAD	PRECIO UNITARIO	CANTIDAD	PRECIO TOTAL
Cierra sanflex hierro	U	1,45	1	1,45
Pintura negra esmalte	lt	7,2	1	7,2
Pintura blanca esmalte	lt	7,4	0,25	1,85
Sellador de madera	lt	6	0,25	1,5
Tiñer	lt	1,6	2	3,2
Tablero MDA	U	65	0,5	32,5
Tubo cuadrado 1"x 6m	U	8,65		17,30
			SUB TOTAL [USD.]	<b>65</b>

Fuente: Autores

Tabla44.Costo de adquisición de datos.

DESCRIPCIÓN	UNIDAD	PRECIO UNITARIO	CANTIDAD	PRECIO TOTAL
Tarjeta DAQ USB 6009	U	462	1	462
Sensor de temperatura LM35	U	3,2	18	57,6
Probetas de cobre	U	1,4	8	11,2
Glicerina 30ml	U	0,85	2	1,7
Protección de cables	m	0,8	3	2,4
Bornera Tarjeta DAQ USB 6009	U	60,5	2	121
			SUB TOTAL [USD.]	<b>655,9</b>

Fuente: Autores

Tabla45.Costos de accesoriosy otros.

DESCRIPCIÓN	UNIDAD	PRECIO UNITARIO	CANTIDA D	PRECIO TOTAL
Papel abrasivo #180	U	0,35	1	0,35
Cinta de tela abro	U	2,3	2	4,6
Cinta de empaque	U	1,25	2	2,5
Cemento de contacto	U	0,95	1	0,95
Pie de amigo 6" x 8"	U	1,12	1	1,12
Pie de amigo 4" x 6"	U	0,8	4	3,2
Taco fisher y tornillo	U	0,04	30	1,2
Cable 2x14	m	0,75	2	1,5
Enchufe	U	0,9	1	0,9
Bornas 10-12	U	0,2	1	0,2
Motor máquina de coser	U	18	1	18
Unión de CU	U	2	1	2
Tuerca de CU	U	1,5	2	3
Tarraja NPT 1/2	U	35	1	35
<b>SUB TOTAL [USD.]</b>				<b>74,52</b>

Fuente: Autores

### 7.2.2 Costospor mano deobra.

Tabla46.Costospormanode obra.

OPERADOR	HORA -	SAL.	SUB. TOTAL
pintor	1	15	15
Soldador (suelda TIC)	0,5	20	10
Soldador (suelda eléctrica)	8	9	72
Soldador (acetilénica)	2	15	30
Programador			250
<b>SUB TOTAL [USD.]</b>			<b>377</b>

Fuente: Autores

### 7.2.3 Costos por transporte.

Tabla 47. Costo por transporte.

Transporte	35
<b>SUB TOTAL [USD.]</b>	<b>35</b>

Fuente: Autores

El total de los costos directos es de:

Tabla 48. Total de costos directos.

Costos por Materiales y Equipos [USD.]	1643,84
Costos por Mano de Obra [USD.]	377
Costos por Transporte [USD.]	35
<b>Total de costos directos [USD]</b>	<b>2073,14</b>

Fuente: Autores

### 7.3 Costos indirectos de instalación

Engeneral, para los costos indirectos se debe tomar en cuenta los gastos administrativos como: alquileres y amortizaciones, cargos administrativos, impuestos, depreciación y mantenimiento, etc. Y los gastos de mano de obra indirecta como: construcción provisional, fiscalización, fletes, garantías, imprevistos, utilidad, costos de ingeniería.

Par este caso solo se toma en cuenta los costos de ingeniería e imprevistos.

**7.3.1 Costos por ingeniería.** Se considera el 10% de los Costos Directos

**7.3.2 Costos por imprevistos.** Se considera el 5% de los Costos Directos.

**7.3.3 Costos por utilidad.** Se considera el 0% de los Costos Directos, ya que el equipo no será utilizado con fines de lucro.

Tabla49.Costos indirectos

DESCRIPCIÓN	PORCENTAJE	PRECIO TOTAL
Costosporingeniería	10%	207,31
Costosporimprevistos	5%	103,66
TOTALCOSTOSINDIRECTOS[USD]		<b>310,8</b>

Fuente: Autores

#### 7.4 Costototal defabricación

Tabla 50.Costo totaldelequipo.

CostosDirectos[USD]	2073,14
CostosIndirectos[USD]	310,8
<b>Costo Totaldelainstalación[USD]</b>	<b>2383,94</b>

Fuente: Autores

Elcostototalde la Instalación y Automatización del Laboratorio de Transferencia de Calores\$2383,94(Dosmiltrescientos ochenta y tres dólares americanoscon noventa y cuatro centavos).

## CAPÍTULO VIII

### 8. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

#### 8.1 Conclusiones.

En el marco teórico se proponen ecuaciones empíricas para el cálculo de los coeficientes convectivos de los diferentes intercambiadores de calor, para ello se recopilan ecuaciones de varios autores, publicadas desde 1947 para el caso de la camisa de calefacción hasta los ensayos realizados en 1987 como es el caso del banco de tubos.

Para la ubicación de los intercambiadores se priorizó el consumo de vapor que necesita cada equipo, adicional al espacio físico disponible, con sus respectivas conexiones de vapor, condensado y agua.

La forma más confiable de adquirir datos de temperatura en los intercambiadores de calor, es por medios electrónicos, por tal razón se instalaron sensores LM-35 en la entrada y salida de cada fluido, además se utiliza una tarjeta USB DAQ 6009 para la adquisición de datos.

Para realizar la adquisición de datos mediante la tarjeta DAQ se diseñó un programa en LabVIEW, el cual permite visualizar en tiempo real la variación de la temperatura con respecto al tiempo, además almacenar estos datos en un archivo Excel para su posterior análisis.

La eficiencia de los intercambiadores de calor depende del flujo másico del fluido que circule por los mismos, de tal manera que a mayor caudal menor eficiencia.

En los ensayos se pudo determinar que los coeficientes globales de transferencia de calor teóricos y experimentales de los diferentes intercambiadores de calor difieren en el rango 3,6% (banco de tubo liso) a 21,6% (banco de tubo de aleta continua), lo cual es un margen de error aceptable.

Debido que se trabaja con vapor saturado y al rápido intercambio de calor que existe en los equipos, la temperatura del vapor a la salida de los intercambiadores desciende rápidamente llegando a valores inferiores que la de saturación, esto genera que se subenfrie el vapor, obligando a corregir el cálculo de la temperatura media logarítmica para condensación y subenfriamiento.

Con la elaboración del presente trabajo se deja el precedente de que los intercambiadores de calor están en buenas condiciones de operatividad físicas y técnicas.

## **8.2 Recomendaciones.**

Emplear agua ablandada, limpia de impurezas para evitar que se formen incrustaciones y por consiguiente disminuya la cantidad de calor que se transfiere.

Se sugiere para estudios posteriores, considerar la transferencia de calor por convección natural, debido que es posible que los equipos en su operación se encuentre interactuando con corrientes de aire y superficies frías.

Disponer de un generador de vapor de mayor capacidad, para lograr que la eficiencia de los intercambiadores de calor se incremente.

Adquirir un Compat DAQ y tarjetas de adquisición de datos de presión, caudal, humedad relativa y todos los instrumentos de medida necesarios para posteriormente automatizar completamente el Laboratorio de transferencia.

Tener la precaución de no derramar líquidos sobre la Tarjeta de adquisición de datos DQA USB 6009, debido que en su interior existen elementos electrónicos.

Debido que la misma tarjeta de Adquisición de datos se utiliza en los diferentes intercambiadores de calor, se debe tener mucho cuidado en la conexión de los sócalos, ya que una manipulación brusca podría dañar los filamentos.

## REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] [http://es.wikipedia.org/wiki/Transmisi%C3%B3n\\_de\\_calor](http://es.wikipedia.org/wiki/Transmisi%C3%B3n_de_calor).
- [2] [http://www.ing.unrc.edu.ar/materias/energia\\_solar/archivos/teoricos/teorico\\_conduccion.pdf](http://www.ing.unrc.edu.ar/materias/energia_solar/archivos/teoricos/teorico_conduccion.pdf).
- [3] [http://es.wikipedia.org/wiki/N%C3%BAmero\\_de\\_Nusselt](http://es.wikipedia.org/wiki/N%C3%BAmero_de_Nusselt)
- [4] [http://web.usal.es/~tonidm/DEI\\_07\\_comp.pdf](http://web.usal.es/~tonidm/DEI_07_comp.pdf)
- [5] [http://es.wikipedia.org/wiki/N%C3%BAmero\\_de\\_Reynolds](http://es.wikipedia.org/wiki/N%C3%BAmero_de_Reynolds).
- [6] **INCROPERA, F.P.** Fundamentos de Transferencia de Calor. 4ta. ed. México: Prentice Hall, 1999. Pág. 367, 449.
- [7] <http://es.wikipedia.org/wiki/N%C3%BAmero>
- [8] [http://es.wikipedia.org/wiki/Transmisi%C3%B3n\\_de\\_calor](http://es.wikipedia.org/wiki/Transmisi%C3%B3n_de_calor).
- [9] **KERN, D.** Procesos de Transferencia de Calor 31ra. ed. México: Continental, 1999. Pág. 815 - 819.
- [10] **HEWITT, G. F.** Heat Exchanger Design Handbook. Part 3. Thermal and hydraulic design of heat exchanger. Exec. Ed. New York: Begell House, 1998. Pág. 3.3.6-1 - 3.3.7-3.
- [11] **HEWITT, G. F.** Heat Exchanger Design Handbook. Part 3. Thermal and hydraulic design of heat exchanger. Exec. Ed. New York: Begell House, 1998. Pág. 3.2.2-1 - 3.2.2-5.
- [12] **SUKOMEL, A.** Transferencia de Calor. 2da. ed. España: Pueblo y Educa, 1984. Pág. 115
- [13] **HEWITT, G. F.** Heat Exchanger Design Handbook. Part 3. Thermal and hydraulic design of heat exchanger. Exec. Ed. New York: Begell House, 1998. Pág. 3.7.1-4 – 3.7.1-5, 3.7.3-2 - 3.7.3-5.
- [14] **INCROPERA, F.P.** Fundamentos de Transferencia de Calor. 4ta. ed. México: Prentice Hall, 1999. Pág. 378–381.

- [15] **KREITH, F.** Principios de Transferencia de Calor 6ta.ed. USA: CENGAGE LEARNING, 1993. Pág. 451.
- [16] **RAMESH, K. S.** Fundamentals of heat Exchanger design 1ra.ed. United States: WILEY, 2003. Pág. 510 - 521, 572 - 580.
- [17] **INCROPERA, F.P.** Fundamentos de Transferencia de Calor. 4ta.ed. México: Prentice Hall, 1999. Pág. 490 - 493.
- [18] **CENGEL, Y. A.** Transferencia De Calor. 2da.ed. México: McGraw-Hill, 2004. Pág. 532-541
- [19] <http://es.scribd.com/doc/14533716/Transferencia-de-calor>
- [20] **INCROPERA, F.P.** Fundamentos de Transferencia de Calor. 4ta.ed. México: Prentice Hall, 1999. Pág. 115 - 126.
- [21] [http://www.telecable.es/personales/albatros1/calor/transferencia\\_de\\_calor\\_07\\_intercambiadores.htm](http://www.telecable.es/personales/albatros1/calor/transferencia_de_calor_07_intercambiadores.htm)
- [22] <http://www.scribd.com/doc/53633347/18/Coeficiente-global-de-transferencia-de-calor>
- [23] **CENGEL, Y. A.** Transferencia De Calor. 2da.ed. México: McGraw-Hill, 2004. Pág. 694 - 697.
- [24] [http://www.epsem.upc.edu/~intercanviadorsdecalor/castella/carcassa\\_i\\_tubs.html](http://www.epsem.upc.edu/~intercanviadorsdecalor/castella/carcassa_i_tubs.html)
- [25] [http://www.epsem.upc.edu/~intercanviadorsdecalor/castella/tubs\\_concentr.html](http://www.epsem.upc.edu/~intercanviadorsdecalor/castella/tubs_concentr.html)
- [26] <http://www.scribd.com/doc/19401110/Intercambiadores-de-calor>
- [27] [http://www.spiraxsarco.com/ar/pdfs/training/gcm-03. \(pdf\)](http://www.spiraxsarco.com/ar/pdfs/training/gcm-03.pdf)
- [28] [http://es.wikipedia.org/wiki/Adquisici%C3%B3n\\_de\\_datos](http://es.wikipedia.org/wiki/Adquisici%C3%B3n_de_datos)
- [29] <http://www.monografias.com/trabajos17/sistemas-adquisicion-dato/sistemas-adquisicion-dato.shtml>
- [30] **LEMA, J.** Mecánica de Fluidos. Riobamba: ESPOCH, (doc.) 2003. Pág. 36-57.

- [31] **HEWITT, G. F.** Heat Exchanger Design Handbook. Part 3. Thermal and hydraulic design of heat exchanger. Exec. Ed. New York: Begell House, 1998. Pág. 3.7.3-1.
- [32] **KERN, D.** Procesos de Transferencia de Calor 31ra.ed. México: Continental, 1999. Pág. 336 - 338.

## BIBLIOGRAFÍA

- CENGEL, Y. A. Transferencia De Calor. 2da.ed. México: McGraw-Hill, 2004
- CRANE. Flujo de fluidos en válvulas, accesorios y tuberías. USA: McGRAW-HILL.
- FAYE, C. Heating Ventilating and Air Acontditions. 5ta.ed. USA: WILEY, 1993.
- HEWITT, G. F. Heat Exchanger Design Handbook. Part 3. Thermal and hydraulic desing of heat exchanger. Exec. Ed. Neew York: Begell House, 1998.
- HOLMAN, J. P. Transferenciade Calor. 10ma.ed. México: Continental, 1999.
- INCROPERA, F. P. Fundamentosde Transferenciade Calor. 4ta.ed. México: PrenticeHall, 1999.
- KERN, D. Procesos de Transferencia de Calor 31ra.ed. México: Continental, 1999.
- LEMA, J. Mecánica de Fluidos. Riobamba: ESPOCH, (doc.) 2003.
- KREITH, F. Principios de Transferencia de Calor 6ta.ed. United States: CENGAGE LEARNING, 1993.
- RAMESH, K. S. Fundamentals of heat Exchanger design 1ra.ed. United States: WILEY, 2003.
- SUKOMEL, A. Transferencia de Calor. 2da.ed. España: Pueblo y Educa, 1984.

## LINKOGRAFÍA

### TRANSFERENCIA DE CALOR

[http://es.wikipedia.org/wiki/Transmisi%C3%B3n\\_de\\_calor](http://es.wikipedia.org/wiki/Transmisi%C3%B3n_de_calor).

2012-05-18

### CONDUCCIÓN DE CALOR

[http://www.ing.unrc.edu.ar/materias/energia\\_solar/archivos/teoricos/teorico\\_conduccion.pdf](http://www.ing.unrc.edu.ar/materias/energia_solar/archivos/teoricos/teorico_conduccion.pdf)

2012-05-18

### NÚMERO DE NUSSELT

[http://es.wikipedia.org/wiki/N%C3%BAmero\\_de\\_Nusselt](http://es.wikipedia.org/wiki/N%C3%BAmero_de_Nusselt)

2012-05-20

### NÚMERO DE PRANDTL, JACOB, STANTON

[http://web.usal.es/~tonidm/DEI\\_07\\_comp.pdf](http://web.usal.es/~tonidm/DEI_07_comp.pdf)

2012-05-20

### NÚMERO REYNOLDS

[http://es.wikipedia.org/wiki/N%C3%BAmero\\_de\\_Reynolds](http://es.wikipedia.org/wiki/N%C3%BAmero_de_Reynolds).

2012-05-20

### NÚMERO DE RAYLAIGH, GRASHOF

[http://es.wikipedia.org/wiki/N%C3%BAmero\\_de\\_Rayleigh](http://es.wikipedia.org/wiki/N%C3%BAmero_de_Rayleigh)

2012-12-10

### NÚMERO DE GRASHOF, RAYLEIGH, STANTON, JACOB

<http://es.wikipedia.org/wiki/N%C3%BAmero>

2012-12-10

## **SUPERFICIES EXTENDIDAS**

<http://es.scribd.com/doc/14533716/Transferencia-de-calor>

2012-05-25

## **COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR**

[http://www.telecable.es/personales/albatros1/calor/transferencia\\_de\\_calor\\_07intercambiadores.htm](http://www.telecable.es/personales/albatros1/calor/transferencia_de_calor_07intercambiadores.htm)

2012-05-19

## **DIFERENCIA MEDIA LOGARÍTMICA**

<http://www.scribd.com/doc/53633347/18/Coeficiente-global-de-transferencia-de-calor>

2012-05-19

## **TIPOS DE INTERCAMBIADORES DE CALOR**

[http://www.epsem.upc.edu/~intercanviadorsdecalor/castella/carcassa\\_i\\_tubs.html](http://www.epsem.upc.edu/~intercanviadorsdecalor/castella/carcassa_i_tubs.html)

2012-05-25

[http://www.epsem.upc.edu/~intercanviadorsdecalor/castella/tubs\\_concentri.html](http://www.epsem.upc.edu/~intercanviadorsdecalor/castella/tubs_concentri.html)

2012-05-25

<http://www.scribd.com/doc/19401110/Intercambiadores-de-calor>

2012-05-25

## **SISTEMAS DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR**

<http://www.spiraxsarco.com/ar/pdfs/training/gcm-03.pdf>

2012-07-12

## **SISTEMAS DE ADQUISICIÓN DE DATOS**

[http://es.wikipedia.org/wiki/Adquisici%C3%B3n\\_de\\_datos](http://es.wikipedia.org/wiki/Adquisici%C3%B3n_de_datos)

2012-09-18

<http://www.monografias.com/trabajos17/sistemas-adquisicion-dato/sistemas-adquisicion-dato.shtml>

2012-09-18

### **CÁTALOGO DE TUBERÍA PVC**

<http://www.quiminet.com/productos/fabricante-de-tuberias-plasticas-pvc-2253155387.htm>

2012-10-11

### **CÁTALOGO DE TUBERÍA DE ACERO DIPAC**

[http://www.dipacmanta.com/alineas.php?ca\\_codigo=3801](http://www.dipacmanta.com/alineas.php?ca_codigo=3801)

2012-10-11

### **CURVAS DE FUNCIONAMIENTO DE BOMBAS DE AGUA TEMCO**

[http://www.ferrotto.com/index.php?page=shop.product\\_details&product\\_id=82&flypage=flypage.tpl&pop=0&manufact\\_id=8&option=com\\_virtuemart&Itemid=55](http://www.ferrotto.com/index.php?page=shop.product_details&product_id=82&flypage=flypage.tpl&pop=0&manufact_id=8&option=com_virtuemart&Itemid=55)

2012-10-11

### **CÁTALOGO INTERCAMBIADORES DE PLACAS ALFA LAVAL.**

<http://www.youblisher.com/p/392942-Alfa-Laval-Intercambiadores-de-calor-de-placas-termsoldadas/>

2012-11-27